

# Neste generasjon skiddingsystem for boretårn på statiske offshoreinstallasjoner

**Finn Oscar Karlsen**

**Dan Peter Rye Moen**

**Veileder**

Morten Kjeld Ebbesen

*Masteroppgaven er gjennomført som ledd i utdanningen ved Universitetet i Agder og er godkjent som del av denne utdanningen. Denne godkjenningen innebærer ikke at universitetet inntår for de metoder som er anvendt og de konklusjoner som er trukket.*

Universitetet i Agder, 2012

Fakultet for teknologi og realfag

Institutt for ingeniørvitenskap

# Sammendrag

---

I offshore -og oljeindustri er det et absolutt krav å kunne flytte tunge masser trygt, effektivt og presist. Forflyttingen kan foregå ved løfting, rulling, skidding osv. Den metoden som har desidert høyest bæreevne er skidding, hvor lasten skyves på glidelagre. I denne oppgaven undersøkes hvordan et 2000 mT boredekk best kan forflyttes ved skidding.

Dagens skiddingsystem er manuelt operert og kjøres etter øyemål og overrettmerker. Dette medfører risiko for skjevkjøring for en last som beveges langs parallelle skiddeskiner. I verstefall kan skjæring i opplagringen oppstå. Neste generasjons skiddingsystem inneholder viktige oppdateringer for å forhindre dette; et enkelt og driftssikkert glidelager, instrumentering som gir kontinuerlig tilbakemelding om boredekkets posisjon, samt et godt integrert kontrollsystem. Tidsbruken ved skiddingoperasjoner er potensielt senket med 300 %, kontrollsystemet sikrer simultan forflytning med en toleranse på 2,5 cm, og sluttposisjonsnøyaktigheten er bedre enn 5mm. I tillegg er det mulig å etterinstallere systemet på eksisterende anlegg.

Kontrollsystemet gir mye høyere grad av fleksibilitet når to systemer skal kjøres synkront. Tidligere har det vært behov for å rette opp farlig skjevkjøring ved manuell korleksjon. Dette ordner nå kontrollsystemet i sin helhet. Kontrollsystemet er omfattende testet ved samkjøring av PLS og dynamisk modell. Dette er gjort ved Hardware In the Loop- simuleringer (HIL), som representerer framtiden inne utvikling og testing av kontrollsystemer.

Systemet gir lav levetidskostnad, sikrer trygg operasjon, stor fleksibilitet og enkle rutiner for operasjon og vedlikehold. Offshorenæringen setter sikkerhet og oppetid i høysetet, og i så måte representerer denne oppgaven et verdifullt bidrag.

# Innholdsfortegnelse

---

<b>Nomenklatur</b> .....	<b>V</b>
<b>Kapittel 1 Innledning</b> .....	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn .....	1
1.2 Neste generasjon.....	1
1.3 Oppbygning av rapporten.....	2
1.4 Metode.....	2
<b>Kapittel 2 Skiddingsystemer</b> .....	<b>3</b>
2.1 Grip and pull.....	3
2.2 Lift and roll.....	11
2.3 Kombinerte lager.....	13
<b>Kapittel 3 Analyse av struktur og glidepunkt</b> .....	<b>15</b>
3.1 Bakgrunn .....	15
3.2 Beregning av fleksibilitet og effektivt areal for labbene .....	16
3.3 Verdier til bruk videre i oppgaven.....	71
<b>Kapittel 4 Utvikling av glidepunkt</b> .....	<b>72</b>
4.1 Valg av konsept for glidepunkt .....	72
4.2 Friksjonsmodell .....	77
<b>Kapittel 5 Utvikling av dynamisk modell</b> .....	<b>85</b>
5.1 Premisser .....	85
5.2 Dynamisk modell .....	86
5.3 Hydraulikksystem.....	98
<b>Kapittel 6 Instrumentering</b> .....	<b>102</b>
6.1 Utredning av instrumenteringskonsept.....	102
6.2 Utredning av posisjonsensorer .....	105
6.3 Utredning av differansemålere .....	110
6.4 Valg av instrumentering .....	114
<b>Kapittel 7 Regulering og kontrollsystem</b> .....	<b>117</b>
7.1 Innledning.....	117
7.2 Kontrollsystemets oppsett .....	117
7.3 Regulering .....	119
7.4 Programmering av PLS .....	124

<b>Kapittel 8</b>	<b>Hardware in the loop</b>	<b>135</b>
8.1	Om HIL	135
8.2	HIL-oppsett og kommunikasjon	136
8.3	Dynamisk modell for HIL-testing	139
8.4	Tester og justeringer	140
8.5	Vurdering av testresultatene	153
<b>Kapittel 9</b>	<b>Praktisk implementering</b>	<b>154</b>
9.1	Innledning	154
9.2	Riggens hastighet og akselerasjon	154
9.3	Hydraulikksystemet	156
9.4	PLS-programmet	157
<b>Kapittel 10</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>158</b>
<b>Figurliste</b>		<b>159</b>
<b>Bibliografi</b>		<b>165</b>
<b>Vedlegg 1:</b>	<b>Tabelldata for utbøying</b>	
<b>Vedlegg 2:</b>	<b>Strukturtegninger</b>	
<b>Vedlegg 3:</b>	<b>Friksjonstest</b>	
<b>Vedlegg 4:</b>	<b>Dynamisk modell</b>	
<b>Vedlegg 5:</b>	<b>Hydraulisk system</b>	
<b>Vedlegg 6:</b>	<b>SICK Pomux KH53</b>	
<b>Vedlegg 7:</b>	<b>HIL-kommunikasjon</b>	
<b>Vedlegg 8:</b>	<b>PLS programmet</b>	
<b>Vedlegg 9:</b>	<b>Plot fra HIL-simuleringer</b>	
<b>Vedlegg 10:</b>	<b>Oppgavetekst</b>	
<b>Vedlegg 11:</b>	<b>Kravspesifikkasjon</b>	



# Nomenklatur

---

$\alpha$	Vinkel
$g$	Tyngdeakslerasjon
$F_N$	Normalkraft
$F_a$	Aksellerasjonskraft
$F_C$	Coulomb friksjonskraft
$F_S$	Stiksjon friksjonskraft
$F_v$	Viskøs friksjonskraft
$F_{\text{frik}}$	Total friksjonskraft
$\mu_C$	Coulomb friksjonskoeffisient
$\mu_S$	Stiksjon friksjonskoeffisient
$\mu_v$	Viskøs friksjonskoeffisient
$\alpha_s$	Stribeck opphøyelseskoeffisient
$\alpha_v$	Geometrisk avhengig konstant for viskøs friksjon
$v_s$	Stribeck hastighet
$\eta_{\text{Smh}}$	Virkningsgrad sylinter- mekanisk/hydraulisk
$Q$	Volumstrøm
$A$	Areal
$\Phi$	Arealforhold sylinter
$mT$	Metrisk Tonn

# Kapittel 1

# Innledning

---

## 1.1 Bakgrunn

For at en statisk offshoreinstallasjon skal kunne operere flere brønner med ett boretårn, er det nødvendig å kunne flytte boretårnet. Dette gjøres ved å flytte hele boredekket, hvis vekt er i størrelsesorden 2000 mT (metrisk tonn), ved hjelp av skidding. Skidding er best egnet på grunn av kapasitet i bæreevne.

Prinsippet i dette skiddingsystemet er en last som skyves langs to skinner. Lasten er utstyrt med labber, som er kontaktpunktene mellom lasten og skinnene. Ved hjelp av aktuatorer som skyver på labbene kan lasten forflyttes i skinnenes lengderetning. Denne teknikken blir ofte brukt som et alternativ til hjul når vekten blir tilstrekkelig høy.

Utfordringene med dagens systemer er dårlig posisjonsnøyaktighet. Posisjonskontrollen foregår ved at operatøren må forvisse seg om riggens posisjon på øyemål. Fraværet av et kontrollsystem øker sjansene for at konstruksjonen kan stilles skjevt på skinnene under forflytning, som igjen kan føre til skader på systemet. Faren øker da for at kontaktflatene blir utsatt for ekstreme rivninger, kaldsveising, skjæring og lokalt høye flatetrykk.

## 1.2 Neste generasjon

I oppgaven presenteres neste generasjon skiddingsystem. Arbeidet er utført etter oppgaveksten i Vedlegg 10 med hensyn på kravspesifikasjonen i Vedlegg 11. Glidelageret er utviklet fleksibelt, robust, og med enkle vedlikeholdsrutiner. Som slitemateriale er det valgt et bronselager med tørrstoffinnsetninger av stoffet PTFE. Systemet garanterer simultan skidding med et maksimalt avvik på 2,5 cm, og en sluttposisjonsnøyaktighet bedre enn 5mm. Systemet gir også absolutt posisjonskontroll til enhver tid, slik at operatøren alltid har kontroll på boredekkets posisjon på skiddeskinnene. Hele systemet er testet ved HIL-simulering, hvor rammevilkår som lastfordeling, friksjonskoeffisienter, aktuatorstørrelser og regulatorpådrag enkelt kan endres. Dette gjør at simuleringsoppsettet også kan brukes for å undersøke andre skiddingsystem, bare ved å endre inputverdier og konstanter.

Sentrale utfordringer i oppgaven kan grovt knyttes til to emner. Første utfordring har vært å utvikle et optimalt kontaktpunkt mellom struktur og skiddeskinne. Dette er gjort med utgangspunkt i studie av lasttilfeller, struktur og ulike glidematerialer. Ved å kjenne fleksibiliteten til strukturen er det mulig å finne de forventede belastningene i et gitt kontaktpunkt. Med dette som fundament er glidelageret utviklet og lagermaterialet valgt. Materialet som brukes i lageret gir rammevilkår for det videre arbeidet med friksjonsmodell, dynamisk modell og HIL-simulering.

Andre utfordring har vært utvikling av et kontrollsystem og testingen av det ved HIL-simulering. Under dette punktet inngår friksjonsmodell, konsept for instrumentering, dynamisk modell, kontrollsystem, samt programmering av PLS.

Med neste generasjon skiddingsystem beveges lasten med et automatisert system, og dagens teknologi benyttes på en trygg og hensiktsmessig måte. Implementering av dette skiddingsystemet ville løfte produktet AS Nymo produserer, og plassere dem et hestehode foran konkurrentene. Det er også viktig å presisere at kontrollsystemet og instrumenteringen presentert i oppgaven enkelt kan implementeres i eksisterende anlegg. Dette gjør markedet for et slikt system markant større.

### 1.3 Oppbygning av rapporten

Starten av oppgaven er viet til å kartlegge dagens systemer. Systemene som tas med i oppgaven blir kun vurdert etter egnethet, ikke i forhold til pris. Dette er gjort for å gi en oversikt, samt for å gi oppdragsgiver en idébase for skiddingsystemer.

Aktueringsprinsipper og opplagringsløsninger blir vurdert i Kapittel 2. Videre blir konstruksjon og glideoverflate for boredekk og understruktur analysert i Kapittel 3. Med bakgrunn i dette designes det nye glidepunktet i Kapittel 4, der det også blir omtalt en matematisk friksjonsmodell for glidepunktet. Denne friksjonsmodellen brukes videre i Kapittel 5 hvor en dynamisk modell for systemet beskrives. Valgene som gjøres under utvikling av dynamisk modell, bestemmer hva slags informasjon som må hentes ut fra systemet. Informasjonen hentes ut ved hjelp av instrumentering, som omtales i Kapittel 6.

Resten av rapporten er stort sett viet til arbeidet med HIL simulering av hele systemet. I Kapittel 7 gjennomgås viktige reguleringsprinsipper, og programmet utviklet for PLS'en. Dette kapitlet legger grunnlaget for Kapittel 8, som går i dybden på oppsett og resultater fra HIL simulering. I Kapittel 9 relateres resultater fra oppgaven, mot en tenkt fullskala implementering.

Det er verdt å merke seg at fra Kapittel 4 er det kun understrukturen som blir utredet videre. Dette er fordi understrukturen er desidert mest kompleks, samt at resultatene viser at den vil være dimensjonerende. Men det er viktig å presisere at tilnærmet alt arbeid som er gjort på understrukturen, har overføringsverdi for boredekket.

### 1.4 Metode

I oppgaven er det benyttet både kvalitativ og kvantitativ metode. Da oppgaven var i startgropen ble det samlet kvalitative data fra samtaler med AS Nymo, TSC Offshore, lærekrefter ved UIA, og Seadrill. Dette er myke data som meninger og ideer, og ble brukt til å gi retning og skape grunnlag for en grovskisse for systemets utforming. Kvantitative data i form av tabellverdier fra litteraturstudie, data fra AS Nymo og underleverandører, ble benyttet for å utforme CAD modell, velge lagermateriale etc.

Etter hvert ble det klart at en del data ikke ville være tilgjengelige, og det var heller ikke rom for finne dataene ved egne tester. Derfor er det i noen tilfeller antatt verdier, for å kunne gå videre i arbeidet. I slike tilfeller kan det være at resultatene ikke blir like de resultatene AS Nymo vil kunne måle på et fysisk system i ettertid. Men dataene viser likevel aktuelle trender for et gitt system, og representerer konservative overslag. I tilfeller hvor antakelser blir gjort, blir dette tydelig kommunisert i teksten.

## Kapittel 2

# Skiddingsystemer

---

I dette kapittelet sammenfattes de ulike applikasjoner som er egnet til å utføre skiddeprosessen beskrevet i forrige kapittel. Når skiddingsystemer skal undersøkes, er det viktig å huske at dette er en samlebetegnelse for en rekke ulike systemer. I det følgende kapittel vises det hvordan ulike systemer er bygget opp, samt at styrker og svakheter kartlegges. Skiddesystemene blir vurdert i forhold til kriteriene robusthet, krav til vedlikehold, presisjon og sikkerhet.

### 2.1 Grip and pull

For å flytte boredekket brukes store sylindere festet i gripere som tar tak i skiddeskinnen, som da skyver eller trekker med seg lasten til ønsket posisjon. Prosessen er vist i Figur 1. Dette er et vanlig system for flytting av store masser. Her ligger vekten av lasten permanent på labbene ned mot skiddeskinnene. I sin enkleste forstand er dette en stållabb som glir på en stålbjelke. Dette er et fornuftig utgangspunkt for videre arbeid. I videre studie kartlegges også ulike glidematerialer som kan brukes mellom labbene og bjelken. Rett glidemateriale kan gjøre at kraftige rivninger på bjelken unngås, og det kan brukes mindre krefter til å forflytte riggen sammenlignet med en stål mot stål konfigurasjon. Under gjennomgås fordeler, ulemper, samt at kjente produsenter trekkes frem.

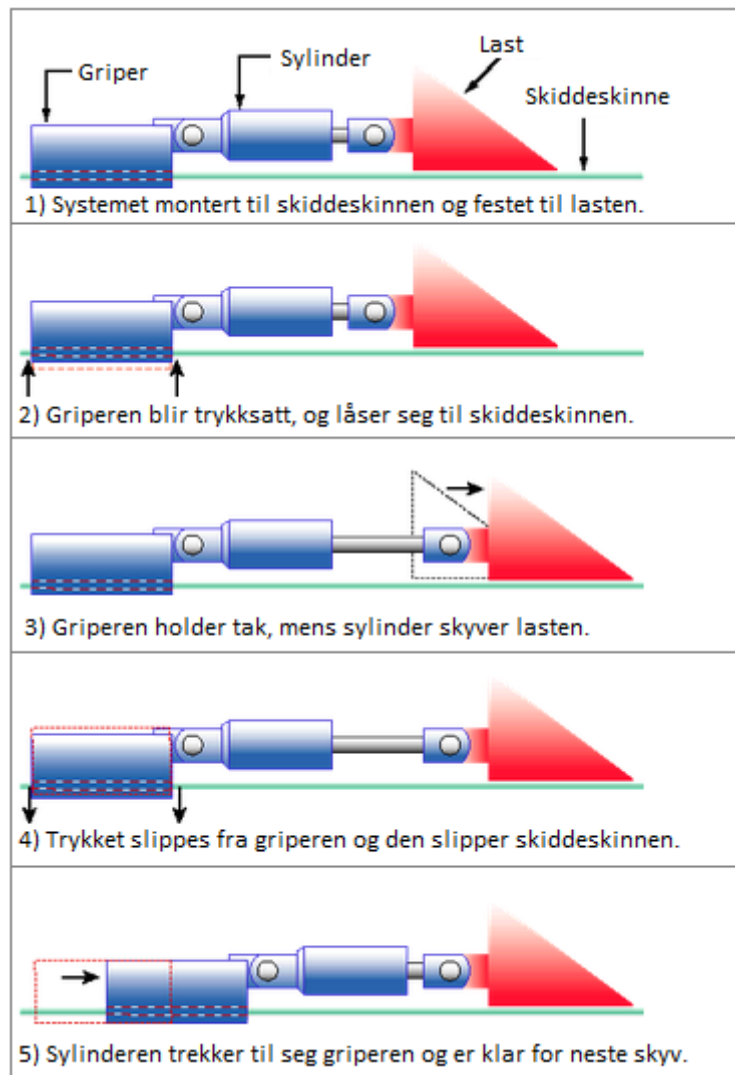
Få bevegelige deler gjør systemet enkelt og robust. Systemet stiller ikke nødvendigvis høye krav til skiddeskinnens overflate, men dette avhenger av toleransekravet for glidelager og gripmekanisme. Et grip and pull system er fleksibilitet i forhold til å kunne tilpasses ulike typer glidelager avhengig av hva som er tilgjengelig på markedet.

De største ulempene med et grip and pull system er operasjonsmiljø og slitasje. Skiddeskinnene ligger som regel åpent på riggen. Dette gjør at de utsettes for korrosjon, mekaniske belastninger og andre påvirkninger fra miljøet. Videre er det vanlig at lastens glidelager trekkes direkte over skiddeskinnen. Dette fører til at de ujevnheter og skader som finnes på skiddeskinnen får direkte konsekvens for glidelageret. Hvis det er store hakk og skraper på skiddeskinnen, vil dette gjøre at glidelageret får dårligere operasjonsvilkår og slitasjen øker.

Det bør også trekkes frem at grip and pull systemer ofte opererer på to parallelle skinner. Av hensyn til glidelagerene kreves det at kjøringen er synkron langs skinnene. Da dagens systemer stort sett er mangelfullt instrumentert for å klare denne oppgaven automatisk, kreves det at operatøren manuelt justerer systemet for å sikre synkron kjøring. En annen ulempe er at trykket som kreves i gripmekanismen stort sett er høyere enn standardtrykket på plattformen. Derfor trengs det et trykkøkningsystem for at gripersystemet skal gi tilstrekkelig kraft.

Dette systemet er forholdsvis enkelt, og det finnes en rekke produsenter. AS Nymo har valgt en løsning fra TSC Offshore[1]. Bardex Corp[2] er et annet firma som er veletablert i dette segmentet.

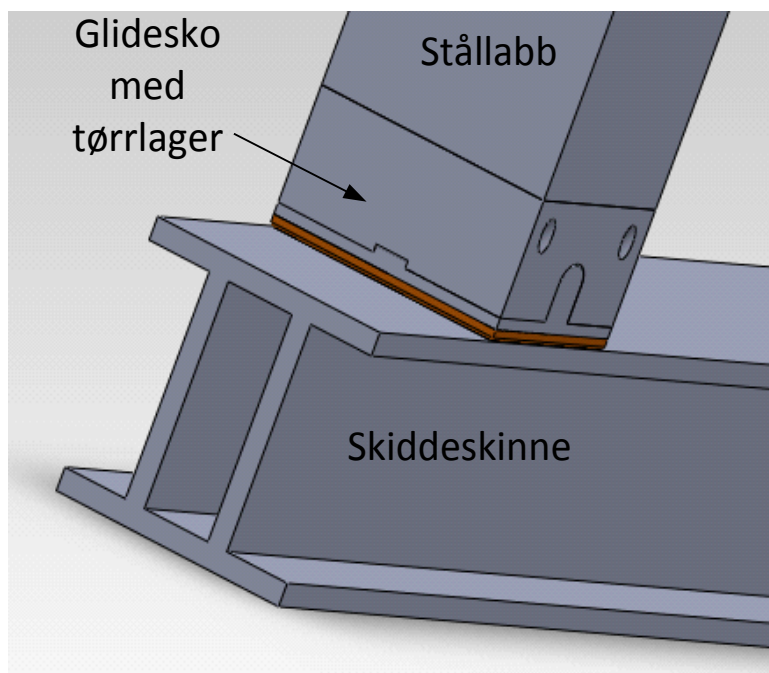
Under følger en gjennomgang av tørt glidelager med en rekke ulike glidematerialer, og deretter hydrostatisk lager.



Figur 1: Illustrasjon av arbeidssekvensen i grip and pull-systemer, [3].

### 2.1.1 Tørt glidelager

Under følger en presentasjon av hvordan et system med et tørt glidelager er oppbygget, samt en gjennomgang av egnede materialer for et slikt lager. Figur 2 viser et prinsipielt oppsett for et slikt lager.



**Figur 2: Illustrasjonsbilde for tørr glidelager**

I et slikt lager har lagermaterialet og skiddeskinnen direkte kontakt, uten noen form for ekstern smøring. Hvis smøring skal brukes, blir det i form av et faststoff som implementeres i lageret. Faststoffet kan for eksempel være grafitt, som vist i Figur 3.



**Figur 3: Illustrasjonsfoto for bronselager med grafitt innsatser fra Sun Rise Technologies Co. LTD**

Materialer for tørre glidelager finnes i et utall av varianter. I en prosess for å velge rett materiale for et skidingsystem må tre forhold vurderes.

Første forhold er mekanisk yteevne. Dette er avgjørende, og omhandler først og fremst flatetrykk. Andre forhold er slitasje. Hvor mye slites lageret relativt til andre løsninger, og hvilke krav stilles til overflaten på skiddeskinnen? Noe som er sikkert, er at i et offshore skidingsystem er det grove dimensjoner, overflatene er ikke fint maskinert, samt at det er naturlig å vente at forurensning og skraper på skiddeskinnene vil komme. Dette gjør at løsninger med tynne coatinger ikke blir vurdert, da det på ingen måte vil representere en varig løsning. Lagrene som blir vurdert er utført i homogene legeringer, og eventuelt med faststoff smøremateriale implementert. Tredje forhold som vurderes er lagermaterialets evne til å motstå korrosjon.

Under følger en gjennomgang av en rekke materialer som er egnet i et glidelager, men som har ulike styrker og svakheter. For å kunne relatere de ulike materialer til hverandre, er det i Tabell 3 en grov oversikt over friksjonskoeffisienter for materialtypene som gjennomgås.

### **Plastikk (PTFE)**

PTFE (polytetrafluoretylen) finnes i mange varianter, og dette stoffet brukes i dag i en rekke applikasjoner for skidways<sup>1</sup> og tørre glidelager. En annen kjent bruk av PTFE er som Teflon<sup>2</sup>-belegg i stekepanner og kjeler. Dette stoffet har en rekke fordeler. Det er billig, det er enkelt å bearbeide, det korroderer ikke, medfører ikke gnistfare, tar ikke opp vann, tåler syrer, og har meget gunstige friksjonskoeffisienter for applikasjoner med stål mot PTFE.

Ulempene for ren PTFE blanding er slitestyrken og begrensningen i flatetrykk. PTFE slites raskt og tåler bare 3 MPa flatetrykk ved 20°C[4].

For at PTFE skal være aktuelt, må det blandes slik at slitestyrke og bæreevne økes samtidig som de gode friksjonsegenskapene beholdes. En vanlig måte å forsterke materialet på er å bruke glass, som øker bæreevnen betraktelig. Fluorocarbon LTD produserer PTFE glidelager i en rekke konfigurasjoner for bruk ved flytting av store masser. To blandinger som er mye brukt for skiddingsystemer er vist i Tabell 1. Fluorocarbon LTD opplyser at anbefalt lagerbelastning for FL 129, som er en blanding forsterket med glass, er 14 MPa. Skiddeskinnen skal i en slik applikasjon være rustfri og polert [5, 6].

	<b>FL100 Virgin PTFE</b>	<b>FL129 Reinforced PTFE</b>
<b>Egenvekt [g/cm<sup>3</sup>]</b>	2,14 – 2,18	2,19 – 2,27
<b>Strekfasthet [MPa]</b>	20 – 28	14 – 20
<b>Forlengelse %</b>	200 – 350	160 – 300
<b>Trykkmodul [MPa]</b>	415	770

Tabell 1: Typiske egenskaper for PTFEproduktet<sup>3</sup> Fluorinoid[5].

Materialbegrensningene vil sette klare rammer for bruken av PTFE blandinger i et skiddingsystem. Begrensningene i forhold til flatetrykk vil nødvendigvis føre til store labber, og levetiden til et slikt lager vil i stor grad avgjøres av overflaten på skiddeskinnen. Store ujevnheter i overflaten vil føre til en ond sirkel, med kortere levetid som en følge. Ujevnheter gir rivninger i overflaten, som i neste omgang minsker det effektive arealet mellom labben og skinnen, som igjen fører til høyere trykkbelastning på det effektive arealet, som igjen fører til høyere slitasje.

En naturlig bruk av PTFE, som omgår flatetrykksbegrensningene, er som smørende tørrstoff. Illustrert i Figur 3. Etter nå å ha sett på et moderne syntetisk fluoropolymer, blir det i neste delkapittel vurdert en mye eldre legering.

<sup>1</sup> Plate med lavfriksjonsbelegg, slik at en last kan skyves bortover platen.

<sup>2</sup> Teflon er et registrert varemerke tilhørende DuPont.

<sup>3</sup> Fluorinoid er et registrert varemerke tilhørende Fluorocarbon LTD.

### **Babbitt eller Tinn-basert White metal**

Denne legeringen ble oppdaget av Isaac Babbitt i 1839. Blandingen bestod den gang av 88% Sn<sup>4</sup>, 8% Sb<sup>5</sup>, 4% Cu<sup>6</sup>, og ble utgangspunktet for en rekke legeringer med meget gode egenskaper knyttet til friksjon. Legeringene i denne kategorien kan også være bly-baserte, men dette vil føre til enda lavere hardhet og styrke.[7]

Materialene har god motstand mot kaldsveising, men denne egenskapen går på bekostning av hardhet og styrke. Materialenes begrensning i forhold til flatetrykk ligger i området 5 - 10 MPa, noe som vil ekskludere disse materialene fra mange applikasjoner, gitt at et Babbitt-materiale skal brukes alene. For å plassere materialegenskapene relativt til andre materialer vises det til Tabell 2. En naturlig bruk av Babbitt, som omgår flatetrykksbegrensningene, er som smørende tørrstoff. Dette prinsippet er vist i Figur 3. Neste delkapittel omfatter en gruppe legeringer som er noe hardere, og er basert på aluminium.

### **Aluminiumslegeringer**

Legeringene består altså hovedsakelig av aluminium(Al<sup>7</sup>), med små andeler tinn(Sn), nikkel(Ni<sup>8</sup>), kobber(Cu), silisium(Si<sup>9</sup>) eller kadmium(Cd<sup>10</sup>). Aluminiumslegeringer har gode friksjonsegenskaper, og god evne til å lede vekk varme. Flatetrykksbegrensningene ligger i området 14-21 MPa avhengig av legering [8]. Dette er vist i Tabell 2.

Legeringen som brukes er selvsagt avgjørende for egenskapene til materialet, men rett varmebehandling er også avgjørende. Dette kan belyses ved å se på effekten av tinn. Generelt bør nivået av tinn være under 10 %, for å unngå at materialet blir svakt og sprøtt. Men ved rett bearbeiding av materialet, det vil si kald bearbeiding med påfølgende anløping (gløding), kan materialet vise gode egenskaper selv med høyt innhold av tinn. En utbredt legering for glidelager består av 79% Al, 20% Sn og 1% Cu. Denne legeringen representerer et av de beste kompromissene mellom mekanisk styrke og tribologiske egenskaper[7].

En ulempe ved bruk av aluminium er stor termisk utvidelse, som kan gi utfordringer i sammenstillingsøyemed. Videre er legeringen dårlig korrosjonsmessig, siden det vil være en relativt stor potensialforskjell mellom et glidelager i aluminium og en skiddeskinne i stål. Situasjonen vil også forverres ved at det edleste materialet (skiddeskinnen) har størst overflate. Selv om aluminium har god evne til å gjøre overflaten passiv kan koplingen stål-aluminium skape galvanisk korrosjon, slik at aluminiumslageret tæres vekk som en offeranode [9].

---

<sup>4</sup> Sn: Grunnstoffet Tinn, med atomnummer 50.

<sup>5</sup> Sb: Grunnstoffet Antimon med atomnummer 51.

<sup>6</sup> Cu: Grunnstoffet Kobber med atomnummer 29.

<sup>7</sup> Al: Grunnstoffet Aluminium med atomnummer 13.

<sup>8</sup> Ni: Grunnstoffet Nikkel med atomnummer 28.

<sup>9</sup> Si: Grunnstoffet Silisium med atomnummer 14.

<sup>10</sup> Cd: Grunnstoffet Kadmium med atomnummer 48.



I neste delkapittel skal bronse vurderes. Denne legeringen er overlegen aluminiumslegeringer på både styrke og korrosjon, men har da selvsagt andre ulemper.

### **Bronse**

Bronse er en samlebetegnelse for en rekke legeringer med kobber som hovedbestanddel [10]. Og avhengig av legering får materialet ulike egenskaper. Typisk bronse består av 90 % Cu og 10 % Sn. Andre grunnstoff som blir brukt i bronselegeringer er Zn<sup>11</sup>, Al, Fe<sup>12</sup>, og Ni.

Bronse representerer en velprøvd og sikker applikasjon, som vil gi fornuftige friksjonskoeffisienter mot stål. En slik applikasjon gir høy slitestyrke, stor kapasitet i forhold til flatetrykksbegrensning og ingen gnistfare. Dette gir også positive synergier i forhold til krav til overflaten. Siden bronse har en forholdvis høy flatetrykksbegrensning på rundt 70 MPa, vil dette gjøre lageret mer robust mot ujevnheter i kontaktflaten.

Videre er bronse korrosjonsmessig robust, selv om det er en viss galvanisk spenningsforskjell mellom stål og bronse. Situasjonen forbedres ved at glidearealet i bronse, er mye mindre enn skinnearealet i stål.

Den mest fremtredende ulempen ved bronse, kommer som en følge av styrkene til materialet. Siden bronse er hardt og tåler mye, vil det også gi høyere slitasje på motstående glideflater. I Tabell 2 er det vist en *rekkefølge for deformasjonsegenskaper*, som forteller at bronse har dårlig evne til å tilpasse seg en motstående flate.

Under presenteres tre ulike lagermaterialer i bronse, for å vise egenskaper ved typiske legeringer. Alle disse legeringene kan fabrikeres med sylindereformede faststoff smørestoffinnsetser, som vist i Figur 4. Data for disse typiske legeringene er hentet fra Johnson Metall AB [11].

#### **Tinn- Bronse**

Dette er på mange måter den opprinnelige bronselegeringen, og består av 88% Cu og 12% Sn. Maksimalt flatetrykk på ca 50 MPa. Dette gir høy styrke, og legeringen er mye brukt offshore.

#### **Bly- Bronse**

Denne blandingen egner seg godt for situasjoner hvor maksimalt flatetrykk er i området rundt 30 MPa, og består av ca 80% Cu, 10% Sn og 10% Pb. Denne bronselegeringen har meget gode friksjonsegenskaper og tåler godt forurensninger, men har også lavere styrke.

#### **NiAl- Bronse**

Legeringen er også kalt aluminiumsbronse. Typisk legering består av 82% Cu, 10% Al, 4% Ni og 4% Fe. Det egner seg godt for flatetrykk opp mot 90 MPa. Dette er en hard og robust legering, mye brukt i offshore applikasjoner.

---

<sup>11</sup> Zn: Grunnstoffet Sink med atomnummer 30.

<sup>12</sup> Fe: Grunnstoffet Jern med atomnummer 26.

	Ordnet rekkefølge, utmattingsfasthet	Tilnærmet maksimumslast, MPa	Ordnet rekkefølge, deformasjons- egenskaper
Bronse	1	70	7
Kobber-bly med tinn eller sølv	2	21 – 28	6
Tinn-babitt som coating	3	14 – 28	5
Aluminiumslegeringer	4	14 – 21	4
Kobber-bly	5	10 – 17	3
Kadmiumlegeringer	6	8 – 10	2
Bly- og tinnbasert babitt	7	5 – 10	1

Tabell 2: Relativ utmattingsstyrke og evne til deformasjon for utvalgte materialer[8].

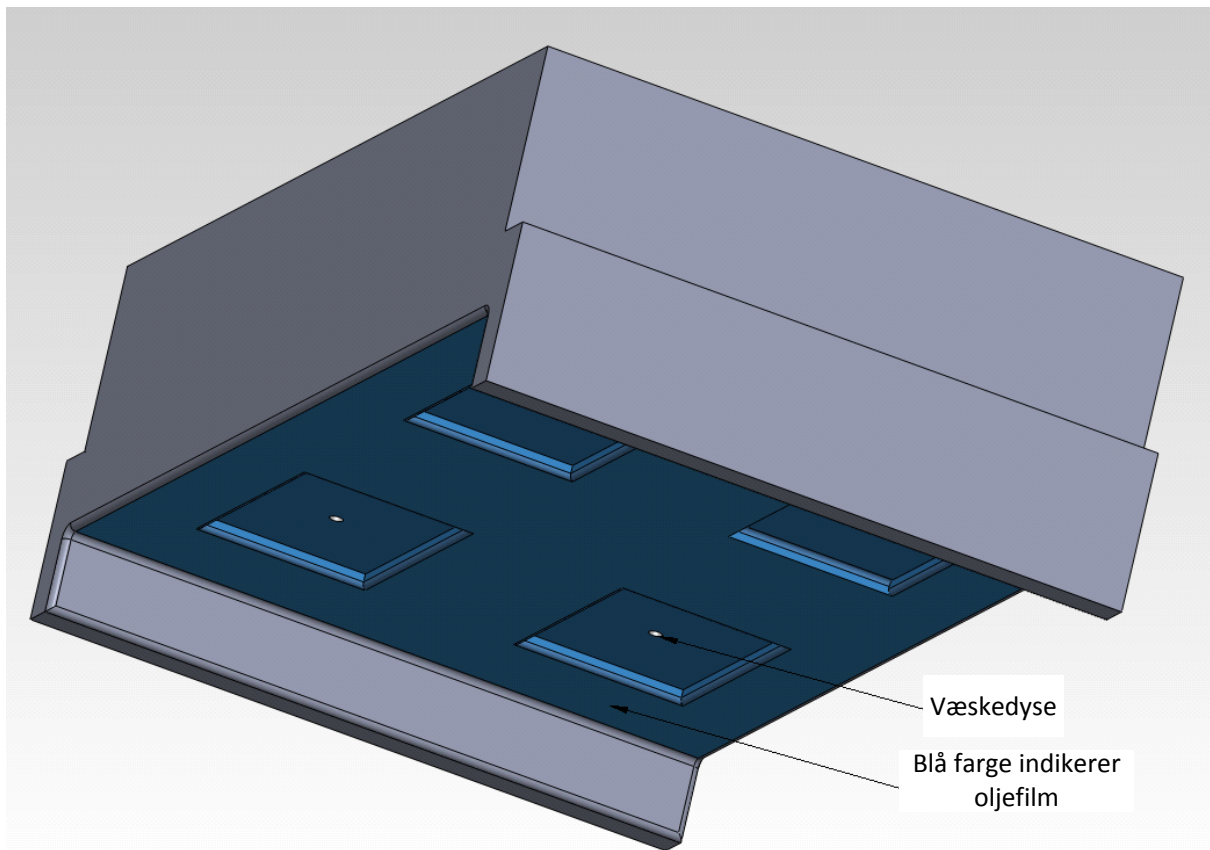
Friksjonskoeffisienter	Tørr stiksjon, $F_s$	Tørr gliding, $F_c$
Jern mot Jern	--	1,0
Stål mot Stål	0,78	0,42
PTFE mot Stål	0,04	0,04
Hardt Stål mot Babbit(ASTM 8)	0,42	0,35
Aluminium mot bløtt Stål	0,61	0,47
Bronse mot SAE 52100 lagerstål	--	0,3
Grafitt mot Stål	--	0,1

Tabell 3: Oversikt over relevante friksjonskoeffisienter[12].

For å summere opp er et tørt glidelager en konfigurasjon som generelt sett er enkel, feilsikker og med ok friksjonsegenskaper. Konfigurasjonen stiller videre ingen krav til støttesystemer for å fungere. Det neste lageret derimot er mer komplisert, trenger støtte systemer for å fungere, men kan i tillegg skilte med fantastisk gode friksjonsegenskaper.

### 2.1.2 Hydrostatisk lager

I et hydrostatisk lager brukes væske under trykk, til å skape en tynn film av væske mellom kontaktflatene. Det hydrostatiske lageret er koplet til et hydraulikksystem som kontinuerlig opprettholder nødvendig trykk. En liten begrepsavklaring, siden det kan være lett å blande et hydrodynamisk lager, med et hydrostatisk lager. Begge disse lagertypene har som prinsipp at maskindeler skal unngå direkte kontakt med hverandre ved hjelp av en smørende hinne. I et hydrodynamisk lager brukes oljens relative fart til å skape en smørende hinne mellom delene, jamfør smøringen i en 4-takts motor. Mens i et hydrostatisk lager trykkes oljen for å skape den smørende hinnen. I Figur 4 er det vist en prinsipptegning for et hydrostatisk lager.



**Figur 4: Eksempel på et hydrostatisk lager, sett på skrå nedenifra.**

Denne lagerkonfigurasjonen er forholdsvis avansert, og stiller høye krav til skiddeskinnen og pasninger i lageret for at systemet skal klare å bygge opp trykk, samt at det blir behov for to støttesystemer. Det trengs ett system for å opprettholde væsketrykk i kontaktflaten. Systemet i gang kjøres ved skidding slik at en olje- pute dekker hele kontaktpunktet mellom labb og skinne. Systemet kan hente trykk fra ringline, men mest hensiktsmessig er det nok å ha et stand alone system som kan opereres med ønsket fluid. En klar fordel med et stand alone system er muligheten for å samle opp lekkasjeoljen, rense den, for så å tilbakeføre oljen i systemet. Dette er neppe en opsjon hvis systemet bruker hydraulikkolje fra ringline.

Lageret gir lav glidefriksjon, bæreevnen er høy og sannsynlighet for skjæring eller kaldsveising er lav [7]. Videre vil kravet til aktuatorene være veldig lave, da friksjonsmotstanden er kun en følge av viskositeten i fluidet samt de områdene hvor metall glir mot metall. Sistnevnte vil være mest sannsynlig langs labbenes styrestål.

Systemet byr også på et par utfordringer som bør belyses. For det første kreves det fine toleranser. Dette gjør løsningen vanskeligere å produsere, og systemet må beskyttes for omgivelsene for å unngå mekaniske skader på overflatene. Den andre utfordringen er at det trengs to støttesystemer for å operere. Dette øker kompleksiteten, vedlikeholdet, og antall feilkilder.

Etter å ha vurdert hydrostatisk system, som stiller de strengeste kravene til skiddeskinnen, skal det nå vurderes et finurlig system som stiller lave krav til skiddeskinnen.

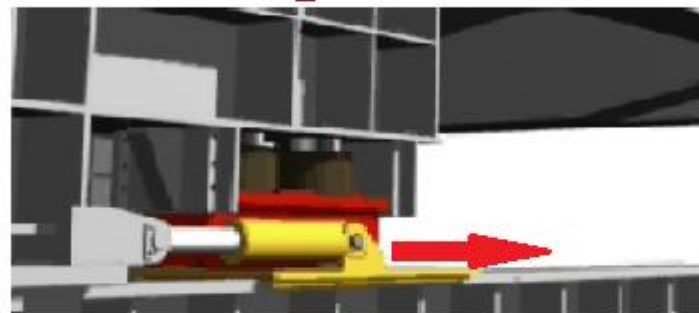
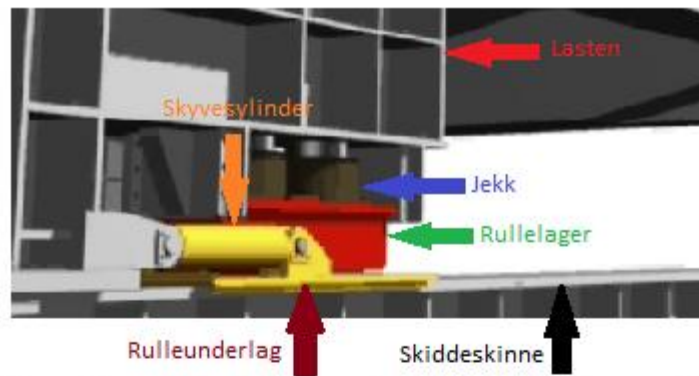
## 2.2 Lift and roll

Dette prinsippet går ut på at lasten rulles istedenfor å gli. Glidelageret er byttet ut med sylindriske ruller som fungerer som et sylindrisk rullelager. Dette gjør at griperne, som brukes til å ta tak i skiddeskinnen når boredekket skal skyves, kan være relativt små da friksjonen ved rulling er mye mindre enn ved glidning. I tillegg til de tradisjonelle push/ pull-sylindrene er det her ekstra hydraulikksylindere til å løfte boredekket med. Løftesyndere brukes for å overføre boredekkets vekt til rullene i forkant av forflytning. Ellers hviler vekten på egne labber. Operasjonsprosedyren er visualisert i Figur 5.

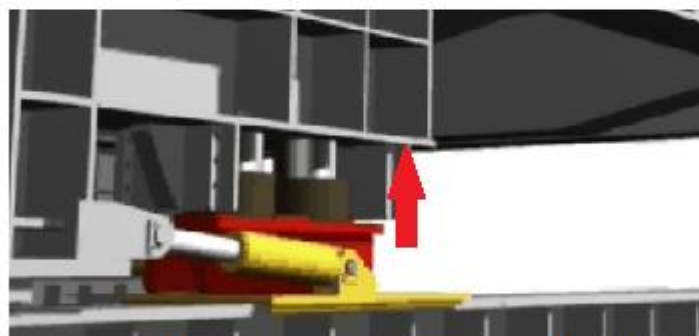
Dette systemet har en rekke fordeler. Ruller gir lavere friksjon, og krever mindre skyvekraft sammenliknet med et tørt glidelager. Dette gir mindre slitasje på skiddeskinnen og større sikkerhet mot skjæring og kaldsveis mellom kontaktflatene. Videre stiller lift and roll systemer relativt lave krav til skiddeskinnen da selve rullebevegelsen foregår internt i lageret, ikke direkte på skiddeskinnen. Når rulleunderlaget, som har en relativt fin overflate, skyves ut på skiddeskinnen er dette alltid ubelastet, se sekvens i Figur 5. Dette systemet har minimal slitasje under normal operasjon.

Siden systemet er forholdsvis avansert, kommer det noen utfordringer med på kjøpet. Flere bevegelige deler kan gi større sannsynlighet for feil og ekstraordinært vedlikehold. Under operasjon skal hele strukturen, med boredekk og boretårn inkludert, løftes opp for hver forflytning. Dette kan anses som en uønsket ekstrabelastning for strukturen.

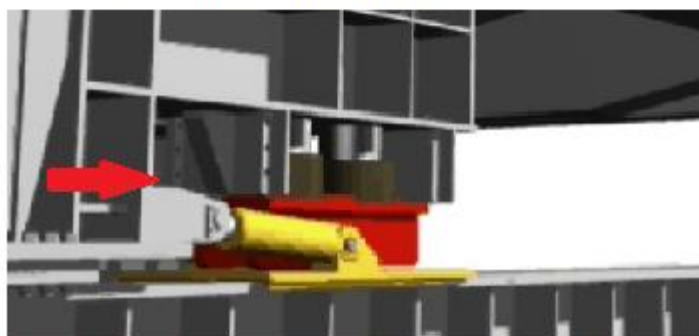
AS Nymo har i sitt prosjekt hatt tett kontakt med TSC offshore[1], som produserer Lift and Roll systemer.



1) Sylinderen skyver rulleunderlaget til neste posisjon på skinnen. Vekten av lasten hviler på lastens ben direkte på skinnen.



2) Jekken løfter lasten slik at den hviler på rullelageret. Lastens vekt låser også rulleunderlaget til skinnen.

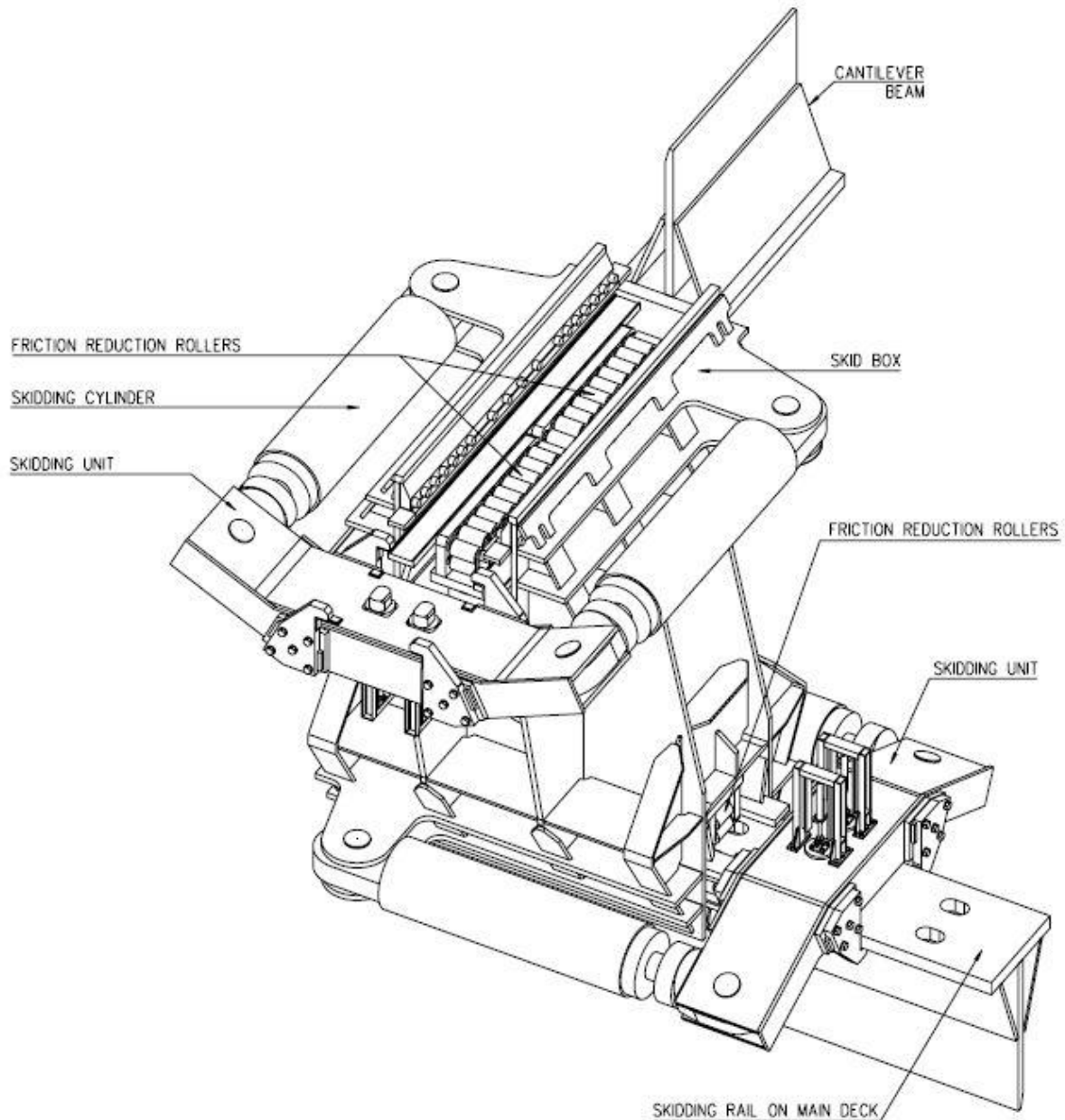


3) Sylinderen trekker lasten til seg før jekken igjen setter lasten ned på egne ben. Da kan sekvensen gjentas for videre forflytning.

Figur 5: Illustrasjon av arbeidssekvensen i lift and roll-systemer. Illustrasjonene er hentet fra TSC[1].

## 2.3 Kombinerte lager

Systemene som er vurdert til nå har benyttet ett system for å bære lasten. Men det er selvsagt fullt mulig å sette sammen et lager, som nyttiggjør fordeler fra ulike lagerkonfigurasjoner. For å illustrere dette vises det her et lager fra det nederlandske firmaet Gusto MSC[13]. Firmaet har utviklet et kompakt system basert på en kombinasjon av ruller og glidelager, som er vist i Figur 6.



Figur 6: GustoMSC XY cantilever skidding system[14].

Dette er en relativt sett avansert løsning, hvor deler av flatetrykket fordeles på ruller, og resterende fordeles på glidelageret. Konseptet er fordelaktig da rullene gir lav friksjon, noe som gir lavere behov for aktuatorkraft. Rullene er såkalte Hilmann-ruller[15], og er vist i Figur 7. Rullene er her lenket sammen og beveger seg i et sirkelmønster under operasjon. Derfor kan den i prinsippet beveges kontinuerlig, til forskjell fra et lift and roll system som må ruller tilbake før hver slaglengde. Dette lageret kan opereres med eller uten smøring.



**Figur 7: Hilman-ruller av typen XTWC.**

Et tilsvarende system som dette har vært i bruk på Seadrill- riggen [16] West Epsilon i 18 år, hvor det gis positive tilbakemeldinger på lageret. Kombinasjonen av glidelager og rullelager har også den klare fordel at glidelageret bidrar til at strukturen står fast når det ikke pågår skidding, mens rullene bidrar til lavere behov for aktuatorkraft under skidding.

Det eneste problemet Seadrill har opplevd under drift er en episode hvor slitebeleggene i messing løsnet under en skiddingoperasjon. Og det sier seg selv at ved å implementere flere systemer, øker de potensielle feilkildene og feilsøking blir vanskeligere.

Etter nå å ha sett på en rekke ulike muligheter som finnes på markedet, skal det nå fokuseres på riggen AS Nymo jobber med.

## Kapittel 3

# Analyse av struktur og glidepunkt

---

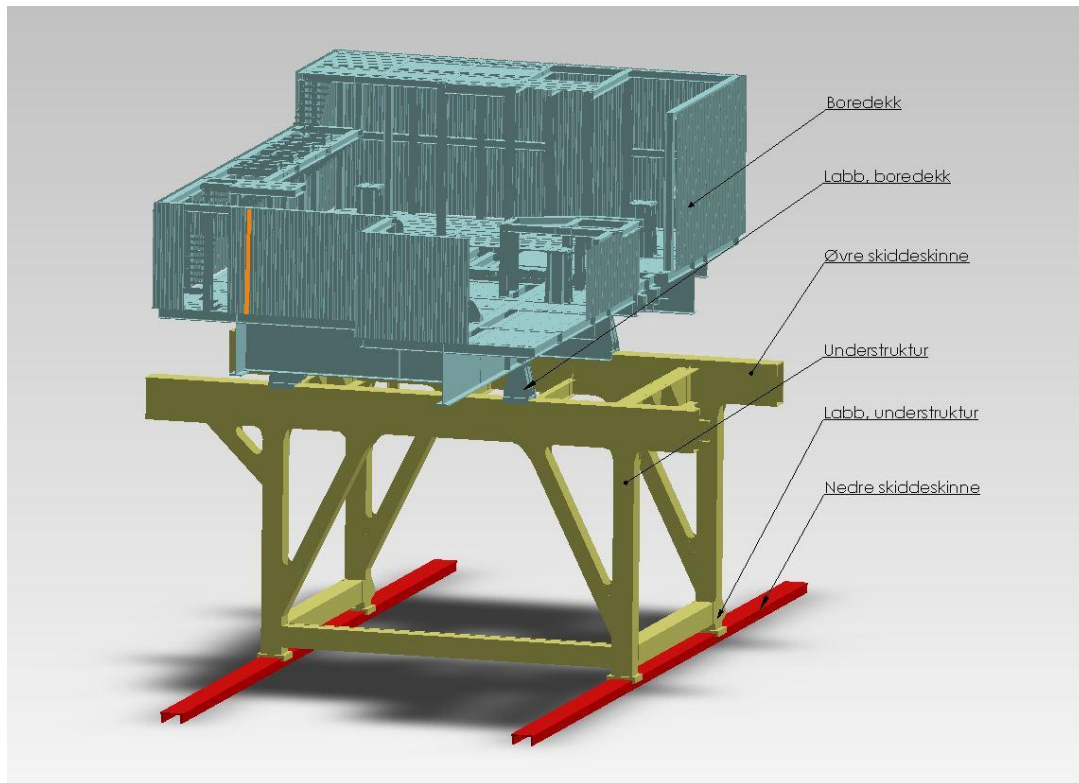
### 3.1 Bakgrunn

Hva som skjer i strukturen og kontaktflatene under en skidding operasjon, er til nå et åpent spørsmål som besvares i dette kapitlet. For å finne ut dette benyttes en egenutviklet modell i programmet SolidWorks.

Som utgangspunkt for denne oppgaven brukes en konstruksjon som skal leveres fra AS Nymo i løpet av 2013. Konstruksjonen er vist i Figur 8. Denne blir produsert med et enkelt grip and pull skiddingsystem, hvor glideflatene er bygget opp med et tørt glidelager.

Som tidsaspektet for prosjektet antyder, endres rammevilkårene for denne riggen en del etter hvert som AS Nymo skrider frem i sitt prosjekt. Men dette har ikke endret rammevilkårene for oppgaven i vesentlig grad. På tidspunktet da egendefinert strukturmodell forelå, ble det satt sluttstrek for vesentlige endringer i rammevilkårene for oppgaven. Dette har ført til at noen endringer fra AS Nymo ikke har blitt implementert, men resultatene er høyest relevante for et bredt spekter av liknende skiddingsystemer.





**Figur 8: AS Nymo sitt design.**

Etter å ha vurdert konstruksjonen AS Nymo skal produsere, er det satt opp en forenklet modell for konstruksjonen til bruk i oppgaven. Denne modellen blir så testet for relevante lasttilfeller, med mål om å finne relevant fleksibilitet i strukturen og effektivt areal i glidepunktene. Under disse testene kommer det frem noen svakheter ved understrukturen, som gjør rammebetingelsene for glidelageret ugunstige. På grunn av disse utfordringene er understrukturen viet mest tid, og resultatene for understrukturen er dimensjonerende i arbeidet med nytt glidepunkt.

Målet i dette kapittelet er å kartlegge hvordan strukturen oppfører seg med hensyn til fleksibilitet i strukturen og trykkfordeling mellom skiddeskinne og labber. Informasjon om fleksibilitet gir kunnskap om sannsynligheten for skjæring mellom labbene og kanten på skiddeskinnen. Videre vil resultatene som omhandler trykkfordeling være viktige for å avgjøre det effektive arealet det kan opereres med når glidepunktet skal utvikles. Arbeidet her skal være med å skape et godt grunnlag for valg av lagermateriale og utforming av lager, som gjøres i neste kapittel.

Til sist i dette kapittelet foreslås noen prinsipielle endringer på strukturen for å forhindre ugunstige spenningstilstander, og for store utbøyinger.

## **3.2 Beregning av fleksibilitet og effektivt areal for labbene**

### **3.2.1 Det mekaniske systemet**

Som tidligere nevnt har AS Nymo gitt tilgang til alle CAD filer og arbeidstegninger for strukturen som skal produseres. Dette har vært verdifullt materialet for oppgaven, og har blitt benyttet aktivt i arbeidet med en egen forenklet modell for strukturen. Under følger noen tekniske data for riggen AS Nymo produserer. Videre blir de enkelte delene i skiddingsystemet vurdert, og antakelser som gjøres for ulike strukturdeler kartlegges.

AS Nymo opplyser at aktuatorytelser for deres system er satt til følgende verdier;

Understruktur:	2 x 420 mT
Boredekk:	2 x 200 mT

Bredden på bjelkene er  $900 \pm 3$  mm, og tykkelsen på skiddeflensen er  $60 \pm 2$  mm. Maks bøyning av skiddeflensen på tvers av skidderetningen er 2 mm. Vekten på konstruksjonen er  $2000 \pm 100$  mT, og skiddinghastighet på systemene TSC[1] leverer ligger på ca 0,006 m/s. Disse verdiene blir brukt aktivt for å dimensjonere og kontrollere forenklet modell.

For å bringe begreper og antakelser på det rene følger en kartlegging av boretårnets oppbygging og kinematikk. I analysen vurderes konstruksjonen fra bunnen og oppover. I teksten påpekes viktige momenter for vurderingen av de ulike strukturdelenene.

Strukturen er en mekanisme med tre deler; nedre skiddeskinner, understrukturen med øvre skiddeskinner, og boredekk. Se Figur 8. De to nedre skiddeskinnene blir behandlet som fast innspent og uendelig stive. Boretårnets bevegelse skal foregå i planet over disse fast innspente bjelkene. Da bevegelsen er i planet har alle deler i mekanismen tre frihetsgrader i utgangspunktet. De nedre skiddeskinner har alle frihetsgrader låst, understrukturen har låst 2 frihetsgrader da den forflyttes langs nedre skiddeskinner, og boredekket har låst 2 frihetsgrader da det forflyttes langs øvre skiddeskinner. Dette medfører at systemet har 2 frihetsgrader.

$$DOF^{13} = \text{antall deler} * 3 \text{ frihetsgrader pr del} - \text{begrensninger mellom delene}$$

$$DOF = (3 * 3) - (3 + 2 + 2) = 2$$

Som et overordnet utgangspunkt er det riktig å anta at systemet har to frihetsgrader i planet. Men som FEM-analysene (Finite Element Method) viser blir samtlige deler elastisk deformert på grunn av belastningen. Dette vil bli utfyllende belyst under testene av understruktur og boredekk. Under følger en gjennomgang av de ulike delene, hvor antakelser og vurderinger er sammenfattet.

### **Nedre skiddeskinner**

På bakgrunn av informasjon fra AS Nymo vites det at skinnene er meget godt opplagret på plattformen. Derfor blir skinnene regnet som fast innspente langs undersiden på skinnenes steg. På tvers av skinnenes flens opptrer det mindre nedbøyinger, primært som en følge av hvordan labbene deformeres. Deformeringen av flensen, på tvers av skidderetningen, er langt unna maksgrensen for nedbøyning av flensen, som er 2mm. Derfor dokumenteres ikke dette nærmere i analysen. Men to ikke-konservative antakelser om nedre skiddeskinner tas med videre i analysen: Skinnene regnes som fast innspente, og er modellert som perfekte, uten hensyn til de uregelmessigheter som vil være på en reel skiddeskinne.

### **Understruktur**

Dette er den desidert mest omfattende delen å utrede. Følgende tre forhold blir undersøkt spesielt; utbøyning av labbene, trykkfordeling i kontaktflatene mellom understruktur og nedre skiddeskinne, og utbøyning av øvre skiddeskinne.

---

<sup>13</sup> Degrees of freedom

Det mest vesentlige punktet når utbøyning av labbene vurderes er hvor stor «toe out» bevegelse kan godtas, før det er fare for skjæring mellom labber og skiddeskinne. Med «toe out» menes økning i avstanden mellom to overforstående labber. FEA (Finite Element Analysis) senere i kapittelet, viser at dette kravet vil by på utfordringer.

Trykkfordelingen i kontaktflatene påvirkes av deformasjonene i strukturen. Når øvre skiddeskinne belastes og bøyes vil dette forplante seg nedover i strukturen, via de fire hjørnebjelkene, og påvirke trykkfordelingen. Ørsmå endringer i vinkelen på kontaktflaten i forhold til nedre skiddeskinne vil endre trykkbildet momentant. En rekke FEA's er utført for understrukturen, med mål om å kartlegge trykkbildet i labbene under diverse lasttilfeller.

### **Boredekk**

Boredekket er en meget kompleks konstruksjon som er vanskelig å beregne fullstendig ved et lite antall lasttilfeller, da lastfordelingen er til dels uforutsigbar. Dekksutstyr kan flyttes, i kombinasjon med værphenomener som vind og nedising. Derfor ville en optimal løsning på dette problemet vært å undersøke en rekke worst case lasttilfeller. På grunn av omfanget på et slikt testregime, blir boredekket i oppgaven kun undersøkt for ett lasttilfelle. Og i den forenklete modellen av boredekket, er lastfordelingen satt opp med tilnærmet jevn fordeling på de fire labbene. Utbøyning av labbene og trykkfordeling i kontaktflatene er to forhold som blir spesielt undersøkt.

FEA's gjennomføres for å kontrollere modellen med tanke på utbøyinger, som videre påvirker utbøyinger av labbene. Målet er å kartlegge muligheter for potensielt farlige situasjoner, som skjæring mellom labber og skinne.

Trykkfordelingen i kontaktflatene vil i stor grad bestemmes av utbøyingene som undersøkes først. Men det er viktig å huske at utregningene ikke er konservative da øvre skiddeskinne regnes som fast innspent under FEA's. Dette er en forenkling som resultatene fra understrukturen viser at er uriktige. Dette må tas i betraktning når resultatene fra boredekket vurderes.

### **3.2.2 Forenklet modell**

På bakgrunn av en komplett CAD modell fra AS Nymo er det utviklet en egen forenklet modell i SolidWorks til bruk i oppgaven. Resultatene fra arbeidet med denne modellen viser at det i understrukturen forekommer noen ugunstige utbøyinger og spenningstilstander, som vil vanskeliggjøre utviklingen av glidepunktet. Derfor er konklusjonen at understrukturen på visse punkter er underdimensjonert, mens boredekket er ok dimensjonert. Detaljert beskrivelse av forenklet modell er å finne i Vedlegg 2.

Struktur modellen AS Nymo har for dette prosjektet består av ca 1000 deler, og er modellert i MicroStation<sup>14</sup>. Denne modellen er tung å kjøre for FEM programmet, samt at det har vist seg vanskelig å konvertere filene til et format SolidWorks bruker, uten å miste vesentlig informasjon. Derfor er beregningene basert på en forenklet modell i SolidWorks.

Modellen er modellert ved hjelp av plateelement og volumelement, og er gjort så enkelt som mulig for å gjøre analysene raskere. Plateelementer er godt egnet for å modellere stålstrukturene i denne oppgaven. Prinsippet for modellering med plateelementer er at strukturen tegnes opp med uendelig tynne plater, som forestiller utvendig-, innvendig- eller senter- profilen til delen. Tykkelsen til delen defineres separat, og vil ikke gi noe påvirkning på det visuelle bildet. Plateelementer er benyttet i stort

---

<sup>14</sup> MicroStation er registrert varemerke hos Bentley Systems.

sett hele understrukturen og boredekket med unntak av glideskoene som er modellert som volumelementer. Nedre skiddeskinner er også modellert med volumelementer.

Selv om strukturen er forenklet, og bare tar med de store strukturdelenene, er målet at virkeligheten gjengis på en god måte. Dette fører til at tykkelsen er oppjustert på noen deler for å kompensere for at flere mindre avstivere og liknende ikke er tatt med. De forholdvis kompliserte glideskoene er byttet ut med firkantede klosser for å gjøre simuleringen av kontaktflatene enklere, da dette er en veldig datakrevende prosess.

Ytelsen til forenklet modell er ikke verifisert i forhold til AS Nymo sin modell. Dette hadde vært ønskelig, siden målet med modellen som brukes i oppgaven er at den skal oppføre seg likt som den virkelige strukturen AS Nymo bygger. Forenklet modell er modellert med utgangspunkt i modellen AS Nymo bruker, men det er ikke kjørt sammenlignbare tester for de to modellene, da AS Nymo og Force Technology AS ikke har hatt kapasitet til å fremskaffe testdata for egen modell. Dette gjør at resultatene vil synliggjøre trender for denne typen struktur, men vil sannsynligvis ikke være presise nok til å fortelle hvordan den spesifikke riggen AS Nymo bygger vil oppføre seg.

Under testregime som følger testes kun to strukturdeler i forhold til hverandre i hver test. For eksempel inneholder Test1; nedre skiddeskinner og understruktur. I en slik test blir boredekkets påvirkning på strukturen lagt på som en grensebetingelse på øvre skiddeskinner. Hovedgrunnen til en slik fremgangsmåte er å minimere antall feilkilder. Fremgangsmåten har også klare fordeler på tidsbruk under FEA, og gir bevissthet rundt grensebetingelser mellom ulike deler.

For arbeid i SolidWorks er det en del metoder/fremgangsmåter av programteknisk art, som er felles for arbeidet med testene av understruktur og boredekk. Disse forklares her, slik at det ikke er behov for å ta disse emnene opp flere steder i teksten. Emnene som forklares her er oppdeling av komponenter(mesh), kontaktsett mellom deler, material type, avlesning av flatetrykk i labbene, og uthenting av data ved hjelp av *probe* og *free body force*.

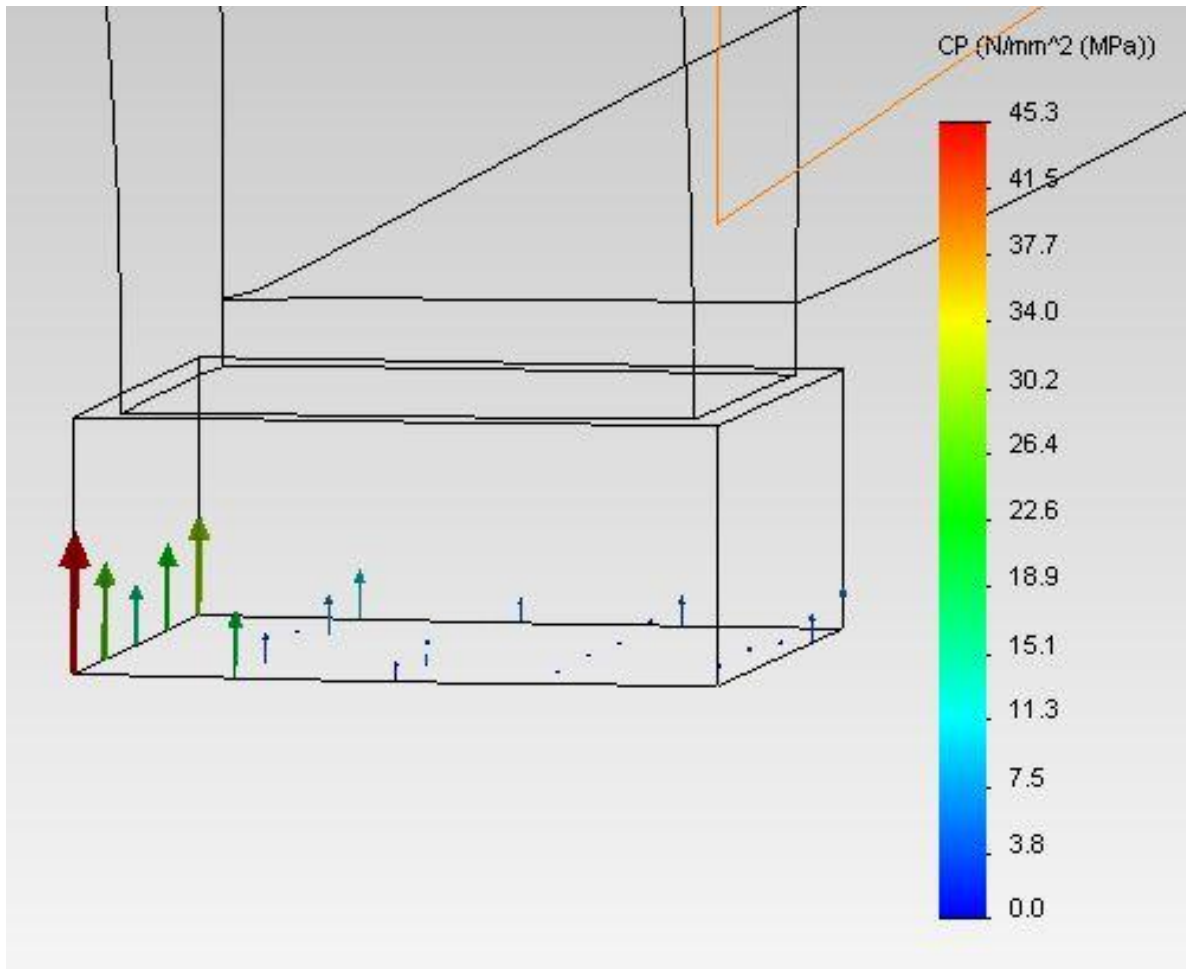
For å gjennomføre *Finite element analysis*(FEA), må komponentene deles opp i et endelig antall elementer, slik navnet tilsier. Denne oppdeling omtales som *mesh*. Oppdelingen er gjort med bruk av 2. ordens elementer med 4 Jacobian-punkter. Dette gir forholdsvis høy presisjon på beregningene, og er godt egnet for å undersøke bøyeesituasjoner. Videre brukes kurvaturbasert mesh. Tettheten settes til middels, og minimum elementstørrelse settes ned slik at den er under halvparten av platetykkelsen. Dette gir et grovt mesh der det er formålstjenlig, og et finere mesh der det er mer komplisert geometri.

Kontaktsett er et vesentlig tema, for at grensebetingelsene og resultatet skal bli riktig. Det er to kontaktsett som brukes i testene. Som standard innstilling er SolidWorks satt opp med *global contact-bonded*. Det vil si at kontakt flater som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods. Og dette er ok innstilling internt i understruktur og på boredekk. Mer presise svar ville fremskaffes ved å inkludere sveis som eneste grensebetingelse mellom delene. Men dette er vurdert uhensiktsmessig, når effekten veies opp mot arbeidsmengden. Det er tross alt en særdeles forenklet strukturmodell som vurderes.

For at understrukturen skal hvile på nedre skiddeskinne bare som følge av gravitasjon, må det defineres kontaktsett (no penetration) mellom de aktuelle flatene. Da er ikke delene ett stykke gods og overflatene får ikke trenge inn i hverandre(no penetration).

Et annet fellestrekk for samtlige tester er materialtype. Alle komponenter i studien er i standard karbonstål, med flytegrense 220 MPa, og elastisitetmodul  $2,1 \cdot 10^{11}$  Pa.

For å kunne lage et godt beslutningsgrunnlag i oppgaven hentes det ut mye data fra SolidWorks. I alle testene blir flatetrykket i labbene undersøkt. For å få tilgang på denne informasjonen må kontaktflaten mellom glidepunkt og skiddeskinne være definert som et kontaktsett(no penetration). Figur 9 viser hvordan kontaktrykk kan visualiseres i SolidWorks.



Figur 9: Test1. Her er kontakt trykk i SP4 visualisert.

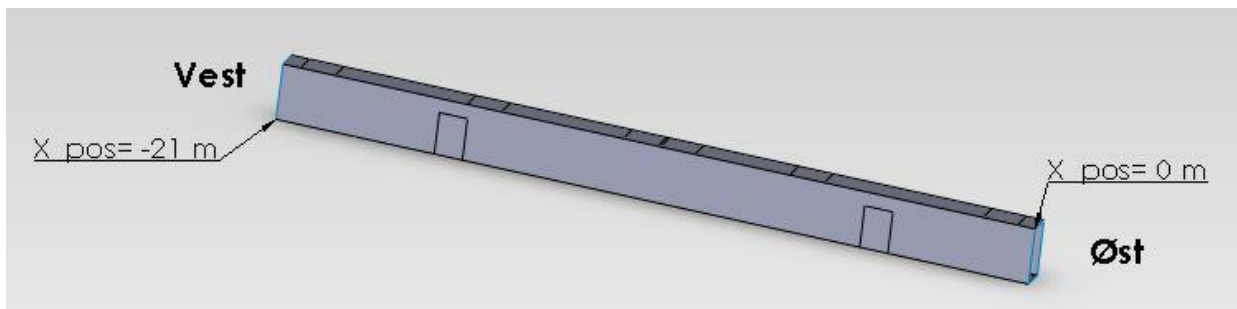
For å hente tallmateriale ut fra eksempelvis et plott for kontaktrykk, er *probe* en viktig funksjon. *Probe*- funksjonen gjør det mulig å avlese verdier i et punkt eller over en avgrenset flate. Dette er et nyttig verktøy for å finne trykk, nedbøying, opplagerkrefter osv.

I Vedlegg 1 er resultatene for samtlige FEA's samlet, og målsatte arbeidstegninger er samlet i Vedlegg 2.

### 3.2.3 Tester for understruktur

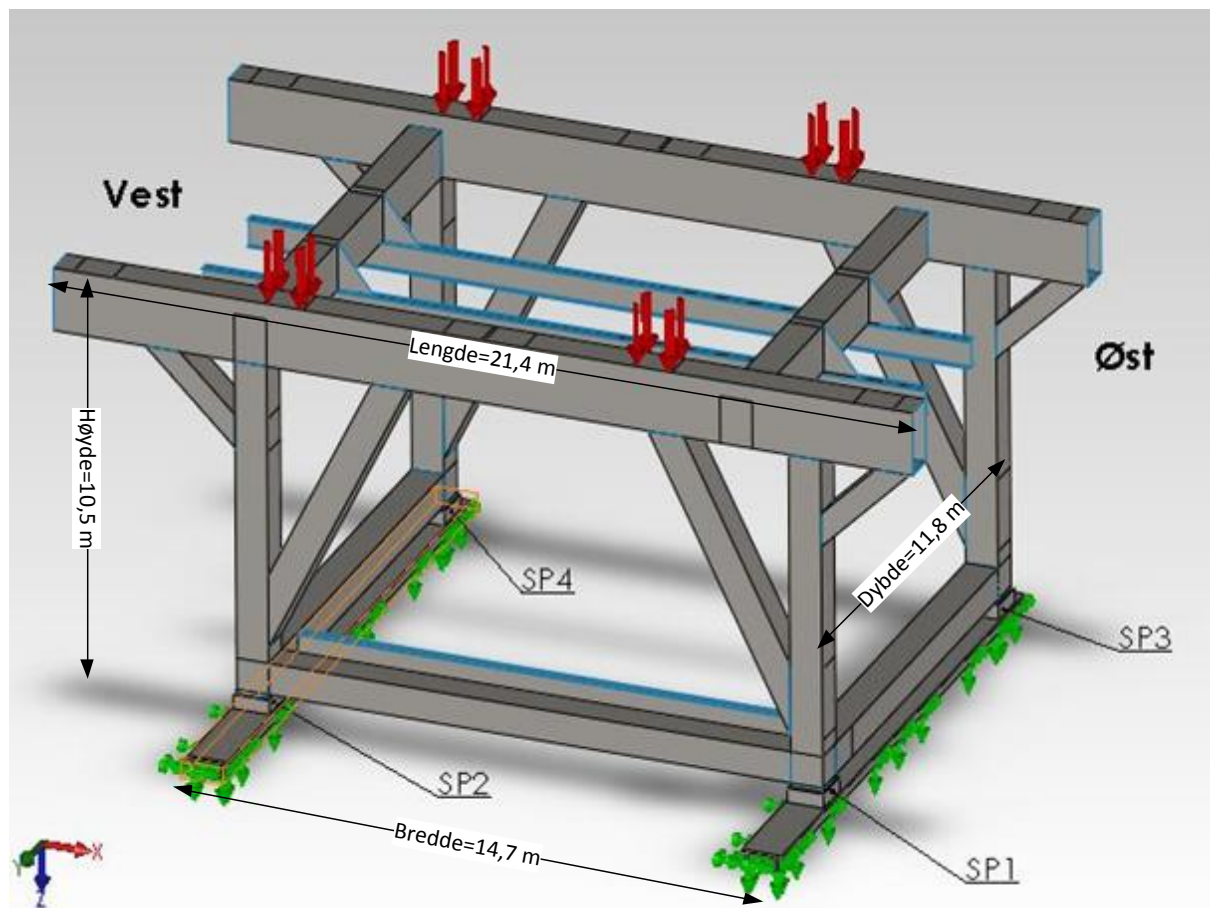
I dette delkapittelet testes understrukturen for å finne ut hvordan strukturen tåler ulike belastninger. Det er gjennomført i alt fem tester for understrukturen. Først tre tester hvor boredekket er posisjonert henholdsvis i senter, vest og øst. Deretter en test med aktuatorkraft på begge sider, og til slutt med aktuatorkraft bare på en side.

Under testene som følger refereres det flere steder til x- posisjoner langs øvre skiddeskinne. Figur 10 viser hvordan x-posisjonen blir angitt langs øvre skiddeskinne. En av sammenhengene hvor det refereres til x-posisjoner er for å fastslå største gjennomsnittelige nedbøying av øvre skiddeskinne. X-posisjonen brukes da til å definere aktuelt område langs øvre skiddeskinne.



Figur 10: x posisjon langs øvre skiddeskinne.

I følgende tester er lasten gitt ved vekten fra boredekket, og vekten fra understrukturen. Vekten av boredekket og understruktur er satt til å være 2000 mT, og vekten fra understrukturen beregnes i SolidWorks til ca 219,5 mT. Dette gir at boredekket veier ca 1780 mT. Vekten fra boredekket legges på som en jevnt fordelt trykklast over de 4 relevante områdene på øvre skiddeskinne. Figur 11 viser hvordan trykklasten legges på når boredekket står i senterposisjon, og er markert med røde piler. På figuren ses også navnsettingen på de fire labbene SP1 til SP4. SP står for *support point*.



Figur 11: Oversikt over forenklet modell av understruktur. Test 1.

Vekten av hele understrukturen og boredekket hviler på nedre skiddeskinner. Hvis labbenes areal var blitt nyttet 100 % ville trykkbelastningen mot nedre skiddeskinner vært lav:

$$\text{Areal for labber} = A_{\text{labb}} = (900 \text{ mm} * 1000 \text{ mm}) = 900\,000 \text{ mm}^2$$

$$\text{Gravitasjonskraft} = F_{\text{nedre skiddeskinne}} = 2000 \text{ tonn} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 19620 \text{ kN}$$

$$\text{Trykk mot skinne} = P_{\text{nedre skiddeskinne}} = \frac{F_{\text{nedre skiddeskinne}}}{4 * A_{\text{labb}}} = \frac{19\,620,0 \text{ kN}}{4 * 900\,000 \text{ mm}^2} = \mathbf{5,45 \text{ MPa}}$$

Utrekningene viser hvor lave trykk det er mulig å oppnå, hvis trykkfordelingen er perfekt. Det er dessverre ikke tilfelle under testene, hvor det effektive arealet stort sett ligger rundt 60 % avhengig av lasttilfelle.

Når effektivt areal for labbene regnes ut i de kommende testene, gjøres det basert på noen antakelser som bør forklares. Utgangspunktet er gjennomsnittlig kontaktrykk i labben,  $P_{\text{Avg}}$ , og reaksjonskraften i labben,  $F_{\text{reaksjonskraft}_z_{\text{retn}}}$ , avlest i SolidWorks. Ved å bruke disse verdiene antas det uniform trykkfordeling i kontaktflaten. Disse verdiene brukes så for å finne effektivt areal. Videre blir effektivt areal i prosent funnet ved å sammenlikne effektivt areal med det totale labbarealet på  $0,9 \text{ m}^2$ . Formler for dette er vist under.

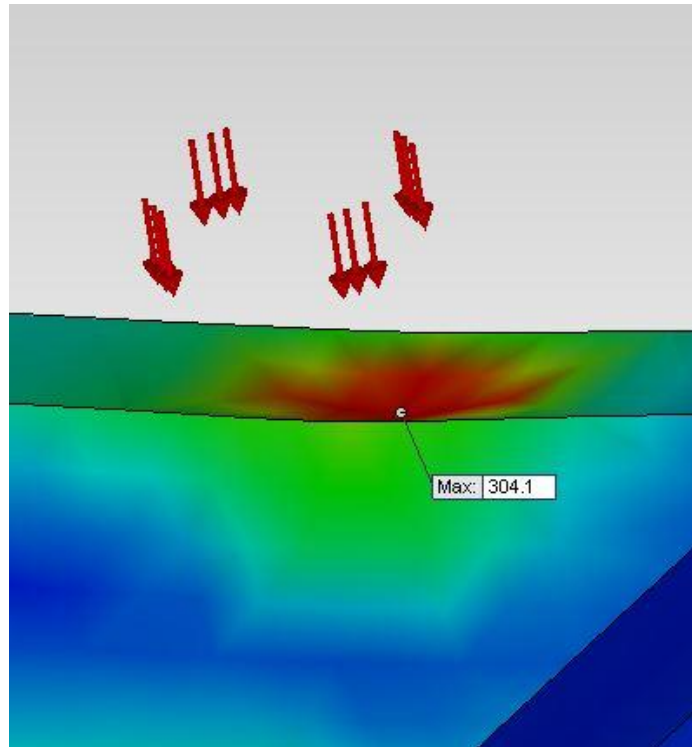
$$A_{\text{effektivt}} = \frac{F_{\text{reaksjonskraft}_z_{\text{retn}}}}{P_{\text{avg}}}$$

$$\text{Effektivt areal}(\%) = \frac{A_{\text{effektivt}}}{A_{\text{labb}}} * 100$$

En feilkilde er felles for alle testene for understrukturen, og gjennomgås derfor her. Når en trykklast legges på konstruksjonen, vil dette som regel skape et feilaktig spenningsbilde for det aktuelle området. Det som er typisk for disse områdene er at spenningen i senter av der trykklasten legges på overstiger flytegrensen. Hovedårsaken til for høy spenning er at geometrien i punktet hvor trykket legges på ikke er representativ. I de kommende testene legges det på trykklast på øvre skiddeskinne og etter hvert nede på labbene SP3 og SP4. For å illustrere feilkilden brukes eksempler fra test 1 og test 4.

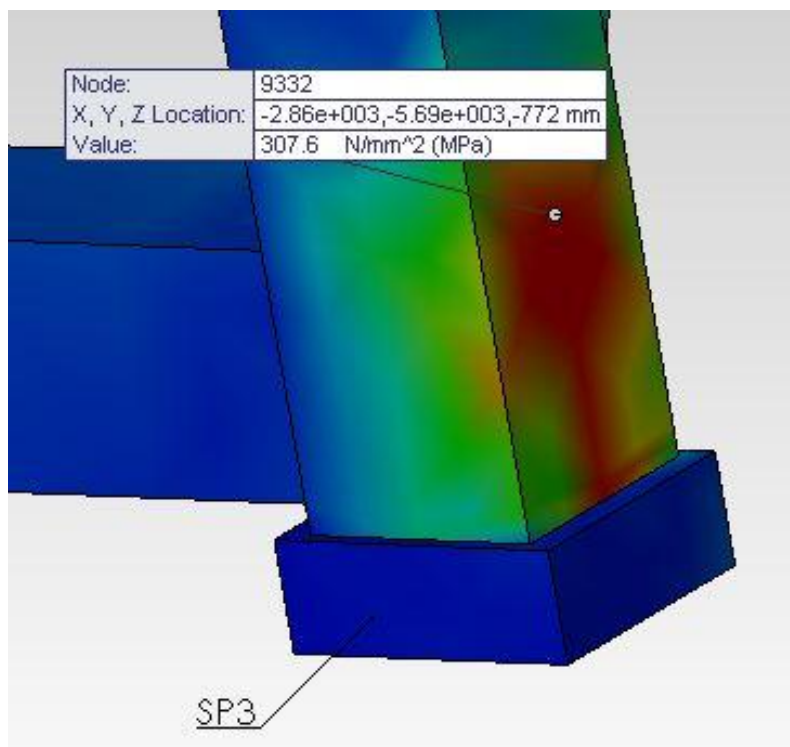
I Figur 12 er det vist et eksempel på jevnførende spenning i punktet hvor trykklasten, som skal simulere boredekket, legges på. Figur 12 viser en maks spenning på over 300 MPa. Dette er langt over flytegrensa, og hadde resultatet vært reelt hadde det vært alarmerende. Det er det heldigvis ikke siden glidepunktet som overfører lasten, har en meget stiv konstruksjon og vil overføre trykket mer optimalt.





**Figur 12: Urealistisk resultat for Von Mises spenning på øvre skiddeskinne test 1.**

Et annet tilsvarende tilfelle er vist i Figur 13. Bildet viser området på SP3 hvor det legges på en trykklast tilsvarende en skyvkraftekvivalent på 200mT. I senter av dette området opptrer en jevnførende spenning på over 300 MPa. Dette er heller ikke realistisk da den fysiske utformingen av dette punktet vil være forsterket og konstruert annerledes i det virkelige systemet.



**Figur 13: Urealistisk resultat for Von Mises spenning på SP3 test 4.**



For å ta høyde for ikke-konservative betraktninger gjort underveis i testingen, presenteres også et sett med justerte resultater. Alle testene gjennomført i SolidWorks er gjennomført under forhold som er bedre enn i virkeligheten. Nedre skiddeskinner er modellert som perfekte, og uendelig stivt opplagret, labbenes styrestål/kantstål er heller ikke inkludert. I det virkelige system vil skinnene være ujevne i begge retninger, samt at skiddeoverflatene vil kunne få diverse skader. For å eksemplifisere dette har AS Nymo fått opplyst at det kan være ønskelig å lagre containere på de områdene av nedre skiddeskinner som ikke er i daglig bruk. Det sier seg selv at dette vil påvirke overflatene på skinnene. Og når skinnene ikke er perfekte vil gjennomsnittlig og maksimalt kontakttrykk øke, samt at det effektive arealet kan bli lavere. For å ta høyde for disse forhold og forsikre at det regnes konservativt, justeres resultatene for testene med 20 %.

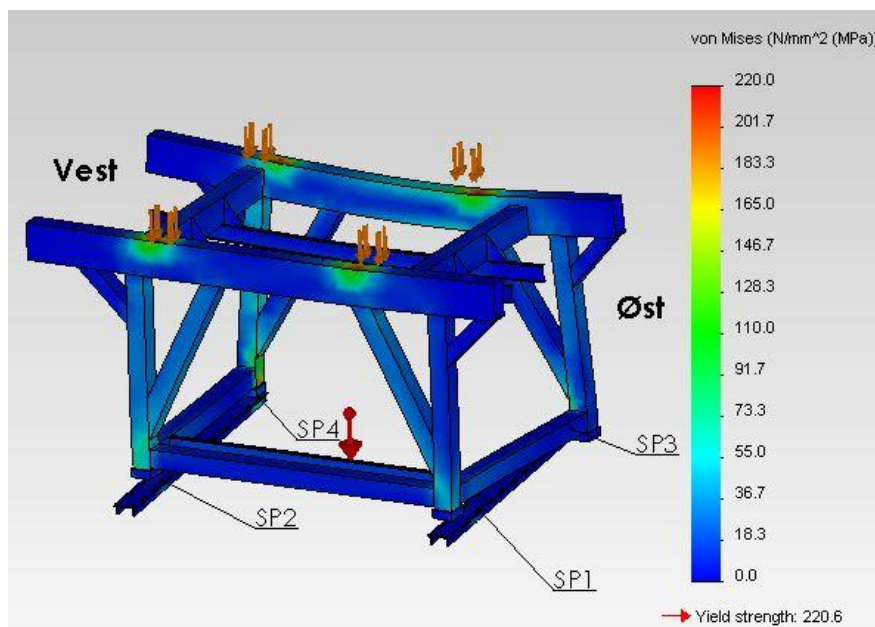
Under følger en gjennomgang av alle testene for understrukturen.

### **Test 1 – Punktlast i senter av øvre skiddeskinne**

For å simulere at boredekket er plassert i senter posisjon legges det en trykklast på de fire områdene på øvre skiddeskinne, som tilsvarer senterposisjon. Lasten som legges på øvre skiddeskinne skal tilsvare gravitasjonskraften fra boredekket som veier 1780 mT. Illustrasjon av testoppsettet er vist i Figur 11. Under følger en gjennomgang av kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i z- retning og x- retning, kontakttrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.

I denne testen er det definert kontaktsett(no penetration) mellom labber og nedre skiddeskinne. Formålet med dette er at labbene ikke skal være festet til bjelkene på noen måte, men kun hvile på bjelkene som følge av gravitasjon. For resten av delene er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flater som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods.

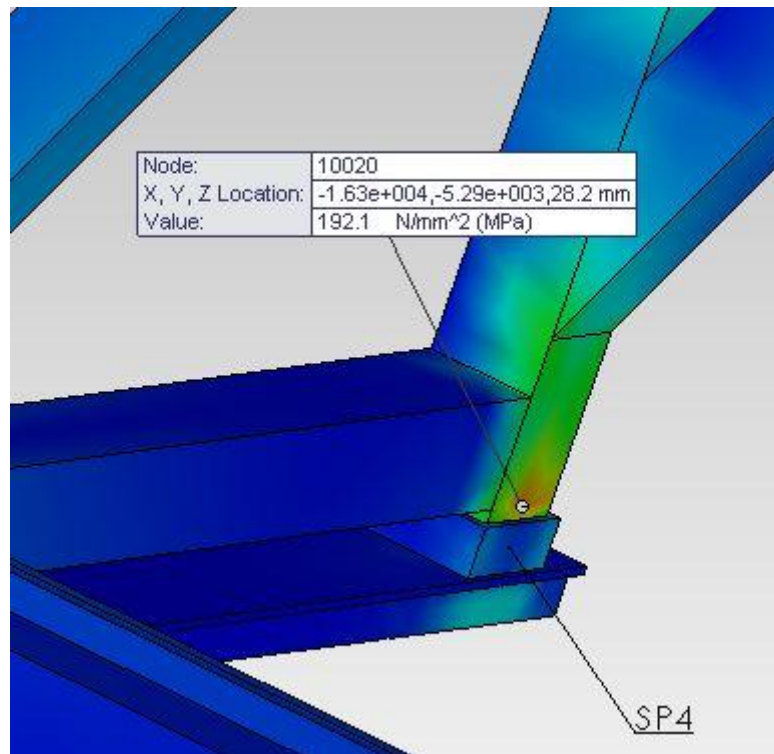
For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises-spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formendring. Figur 14 viser Von Mises spenningsplot for test 1.



**Figur 14: Von Mises spenningsplot for test1.**

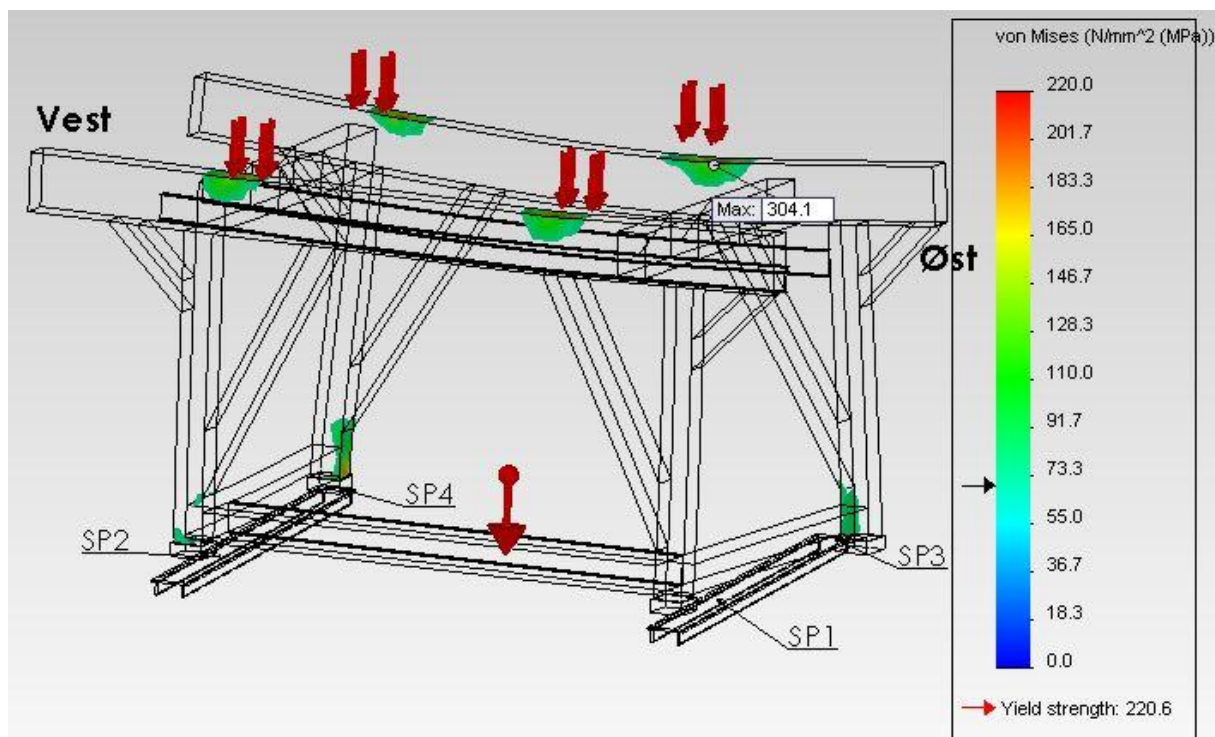
Den høyeste spenningen som er relevant å se på finnes på innsiden av labbene SP3 og SP4. Disse to punktene er dominert av trykkspenninger. Situasjonen for SP4 er vist i Figur 15. Selv om spenninger

på 192 MPa er høyt, vurderes det som ok da nivået er under flytegrensa og opptrer i et meget lite område.



**Figur 15: Von Mises spenning på innsiden av labb SP4.**

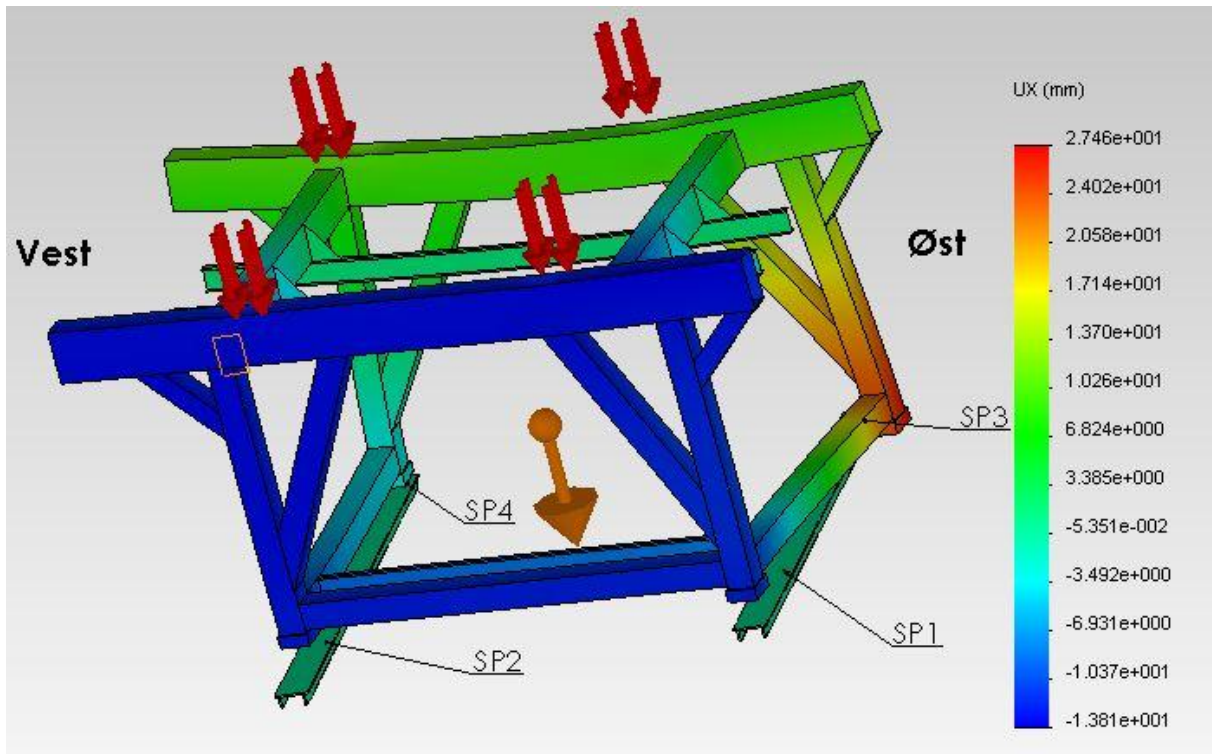
Spenningsene ellers i konstruksjonen relativt lave. Ved hjelp av Iso clipping i SolidWorks kan dette visualiseres. På Figur 16 vises områdene på konstruksjonen hvor spenningen er over 70 MPa som fargede områder. Dette er en forholdsvis lav spenning, og som figuren viser er spenningen stort sett lavere enn 70 MPa i konstruksjonen. Verdien på 70 MPa er valgt vilkårlig, men det gir et bilde av at det generelt er meget god margin opp til flytegrensa på 220 MPa.



Figur 16: Iso clipping. Områder med spenning over 70 MPa er fargede.

Måling av utbøying av øvre skiddeskinne i vertikal retning (Z-retning), er gjort med mål om å finne området med størst gjennomsnittlig utbøying pr meter. Dette svaret kunne vært gitt som en helningsvinkel, men er i testene gitt som [mm/m]. Målingene er utført ved hjelp av *probe*-funksjonen, langs øvre skiddeskinne og rett over et av stegene på øvre skiddeskinne. Årsaken til at målingene utføres rett over steget, er for å unngå å få med nedbøyinger som opptrer på tvers av skiddeskinnen. Figur 10 viser hvordan x- posisjonen endrer seg langs etter øvre skiddeskinne. Når x- posisjonen er plukket ut er dette gjort ved prøv og feile metode, for å finne området langs skinnen hvor det er størst utbøying pr meter. Resultatene for utbøying i z- retning for test 1 vurderes som ok, og er referert i Tabell 4.

*Utbøying labber X- retning* er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere faren for at labbenes styrestål skal skjære i skiddeskinnen, eller at låsesituasjoner mellom labber og skinne kan oppstå. Som det kommer fram i Tabell 4 og Figur 17 er utbøyingen mellom SP 3 og SP 4 over 30 mm. Denne verdien er ugunstig høy, og vil kunne føre til problemer under skidding.



Figur 17: Utbøying x- retning, test 1.

	Utbøying labber X-retn(mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Største relevante utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) SUM	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm/m)
SP1 – SP2	0,2	2,9/-6900	-0,3/-412	3,2	0,5
SP3 – SP4	30,1	9,2/-9200	-4,0/-200	13,2	1,5

Tabell 4: Data fra Test 1 – utbøying.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i de ulike labbene er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese av *free body force* for de ulike labbene. Andelen av reaksjonskraft i Z retning er så regnet ut i forhold til summert reaksjonskraft for alle 4 labber. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 5.

$$\text{Andel reaksjonskraft z retn} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for alle 4 labber}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning(vertikalt) og gjennomsnittlig kontaktrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontaktrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 9 viser er det meget stor forskjell på trykket internt i en

glideflate. For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes effektivt areal med det totale labbarealet på 0,9 m<sup>2</sup>.

Resultatene for kontaktrykk og effektivt areal er gjengitt i Tabell 5. Resultatet som stikker seg mest ut her, er det høye maksimaltrykket i SP4. Dette høye trykket kommer hovedsakelig av den store utbøyingen mellom SP3 og SP4, som er kartlagt i Tabell 4. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater som vist i Tabell 6.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	6,9	18,1	3980	20	0,577	64
Labb 2 (SP2)	9,9	27,6	5910	30	0,597	66
Labb 3 (SP3)	7,4	34,6	3880	20	0,524	58
Labb 4 (SP4)	9,9	45,3	5860	30	0,592	66
Gjennomsnitt over labber	8,5		4907,5		0,577	64

Tabell 5: Data fra Test 1 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	8,3	21,7	0,481	53
Labb 2 (SP2)	11,9	33,1	0,497	55
Labb 3 (SP3)	8,9	41,5	0,437	49
Labb 4 (SP4)	11,9	54,4	0,493	55
Gjennomsnitt over labber	10,2			

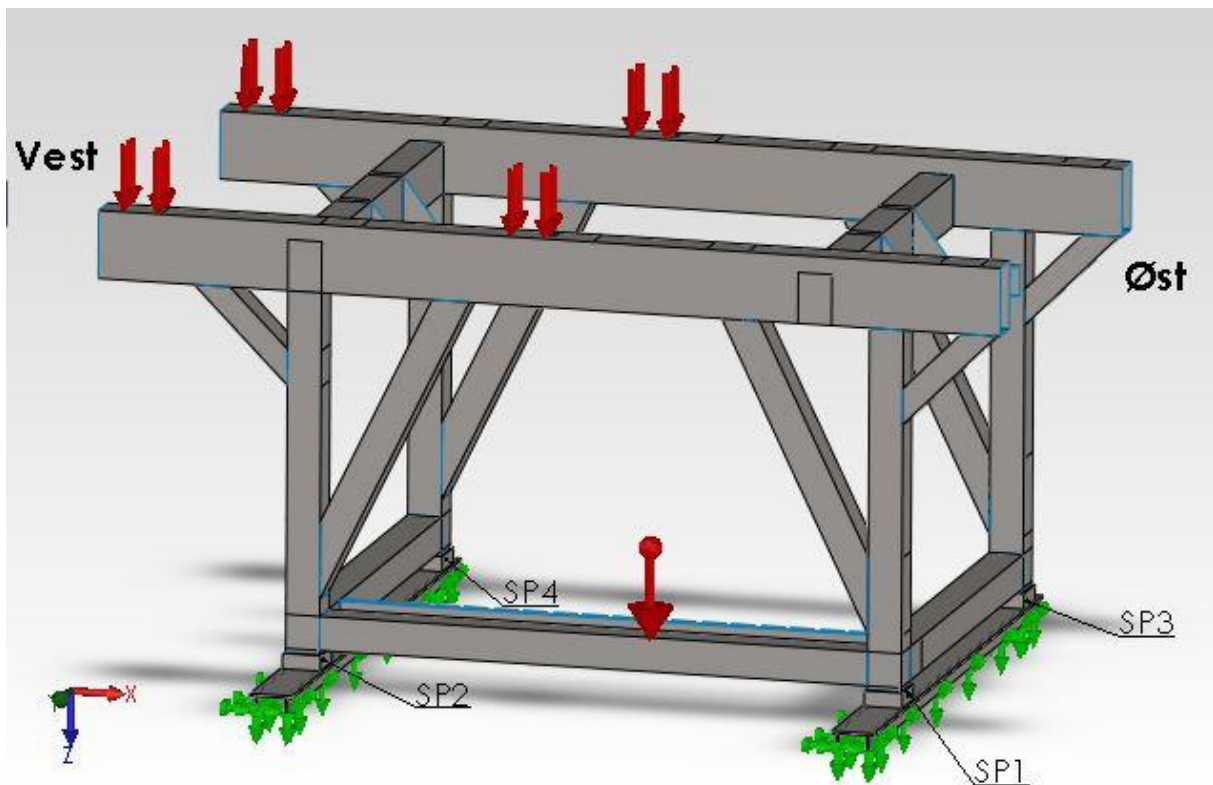
Tabell 6: Test 1. Justerte resultater.

Det viktigste resultatet i test 1 er knyttet til utbøying av konstruksjonen i x-retn. Mellom labber SP3 og SP4 er det en utbøying på over 30 mm. Dette resultatet er for høyt, og kan føre til problemer. Løsningen på dette problemet ligger i å stive av øvre skiddeskinne.

### Test 2 – Punktlast øvre skiddeskinne – vest

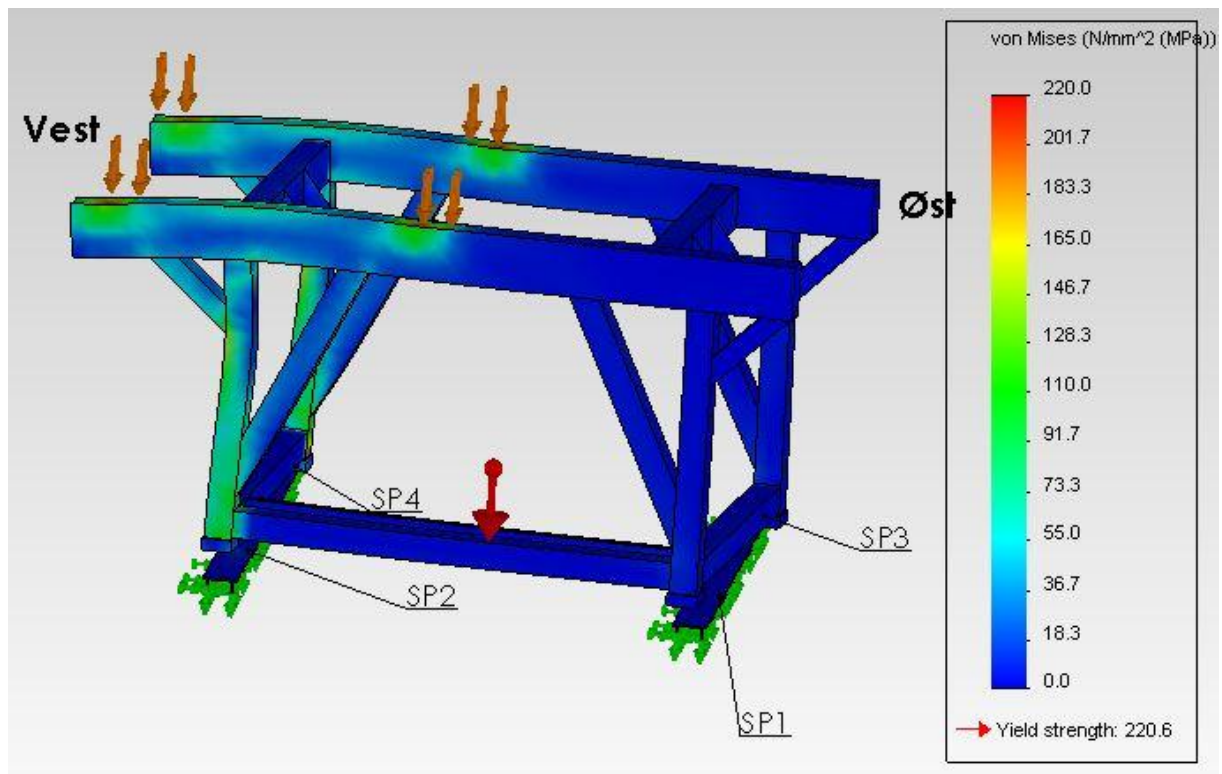
For å simulere at boredekket er plassert i posisjon vest legges det en trykklast på de 4 områder på øvre skiddeskinne, som tilsvarer posisjon vest. Utenom dette er det ikke gjort noen endringer sammenliknet med test 1. Lasten som legges på øvre skiddeskinne skal tilsvare gravitasjonskraften fra boredekket som veier 1780 mT. Illustrasjon av testoppsettet er vist i Figur 18. Under følger en gjennomgang av kontaktslett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i z- retning og x- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.





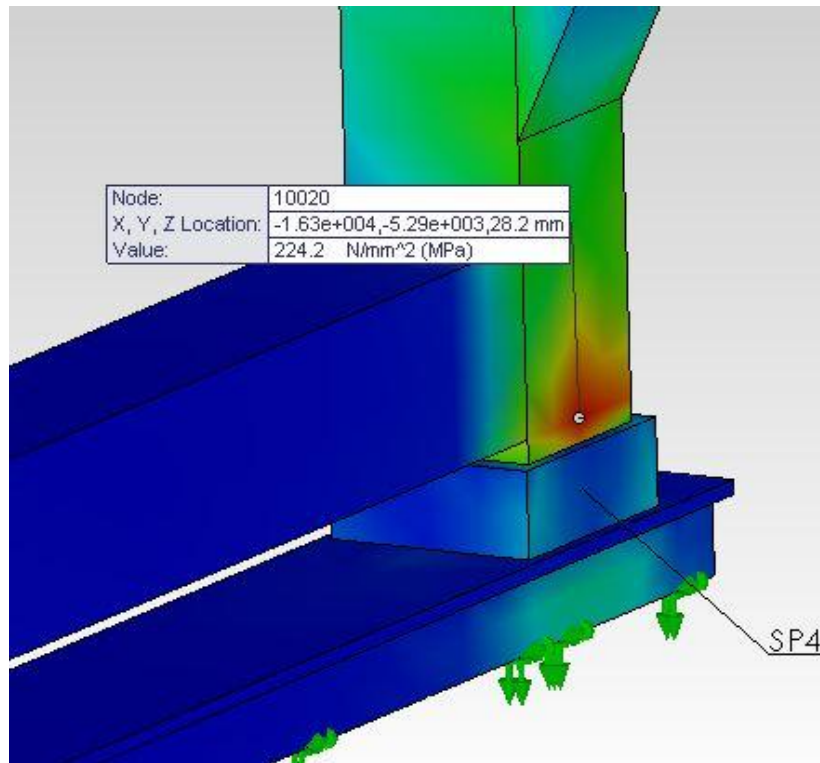
Figur 18: Lasttilfelle for test 2.

I denne testen er det definert kontakt sett(no penetration) mellom labber og nedre skiddeskinne, som i test 1. For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formendring. Figur 19 viser Von Mises spenningsplot for test 2.

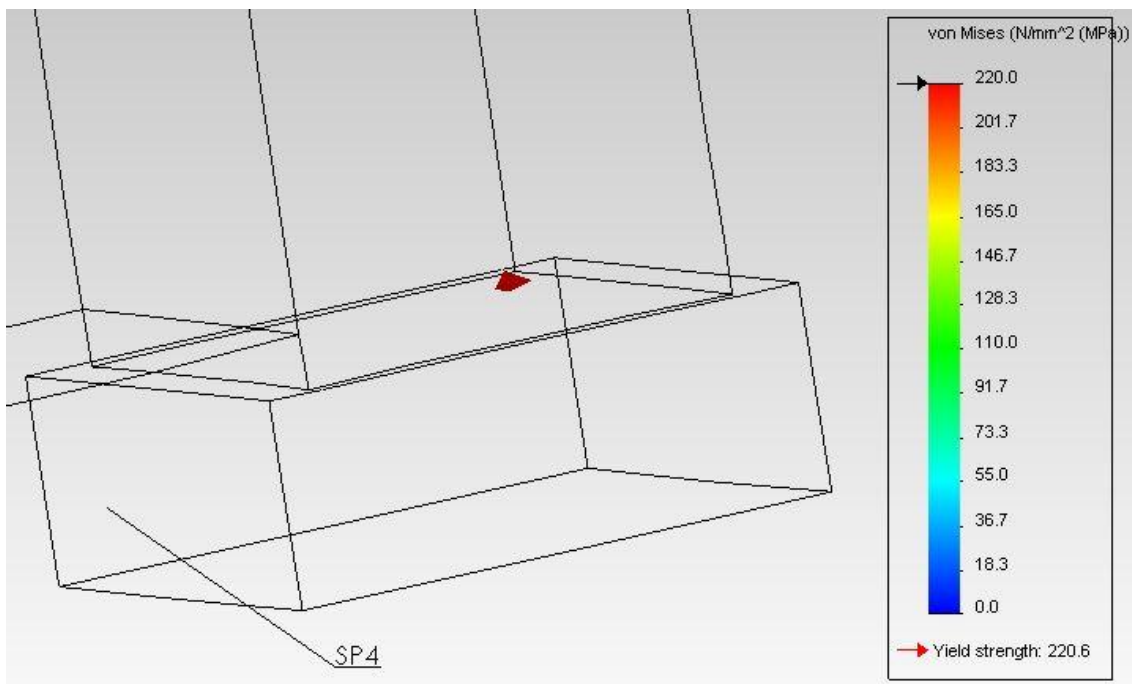


**Figur 19: Von Mises spenningsplott for test 2.**

Den høyeste spenningen som er realistisk finnes på innsiden av labb SP4. Spenningen på 224 MPa gir grunn til bekymring, da spenningen er over flytegrensen. Figur 20 og Figur 21 viser denne situasjonen. Som det kommer frem i Figur 21 er det et veldig lite område hvor spenningen er over flytegrensen. Men det vil være fornuftig å se på forsterkninger eller redesign for å få bukt med denne høye spenningen.



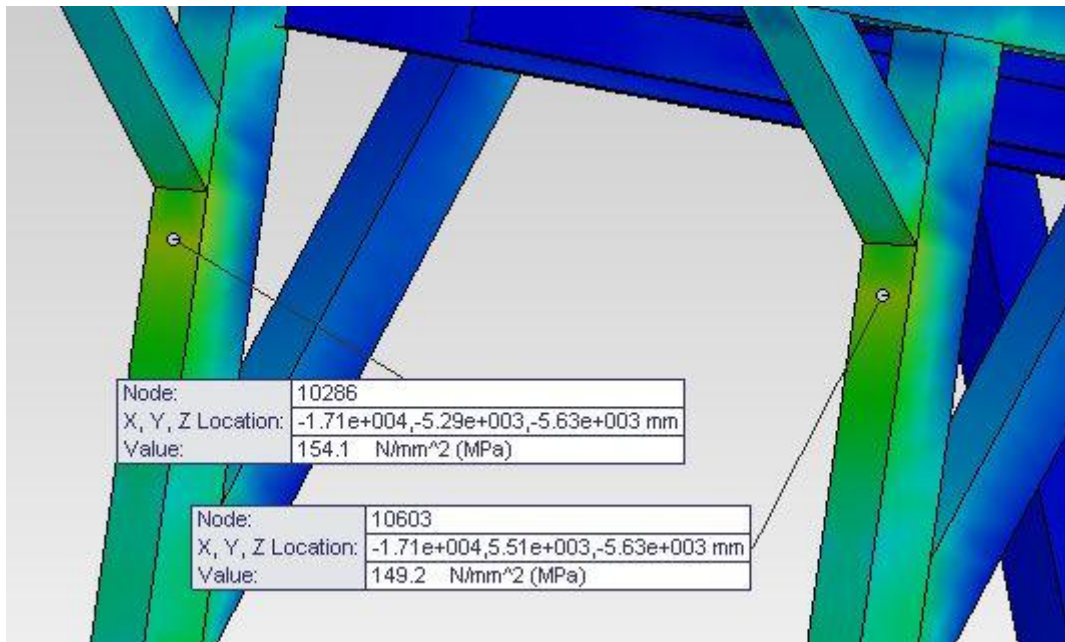
**Figur 20: Von Mises spenning på innsiden av labb SP4.**



**Figur 21: ISO clipping på nivå 220 MPa av SP4. Rødt felt viser området med spenning over flytegrense.**

To andre punkt er også spesielt utsatt for høye spenninger i dette lasttilfelle. I Figur 22 vises det to forholdsvis kraftige spenningskonsentrasjoner rett under små avstivere på SP2 og SP4. Disse spenningene er godt under flytegrensa, så det er ingen kritisk situasjon.

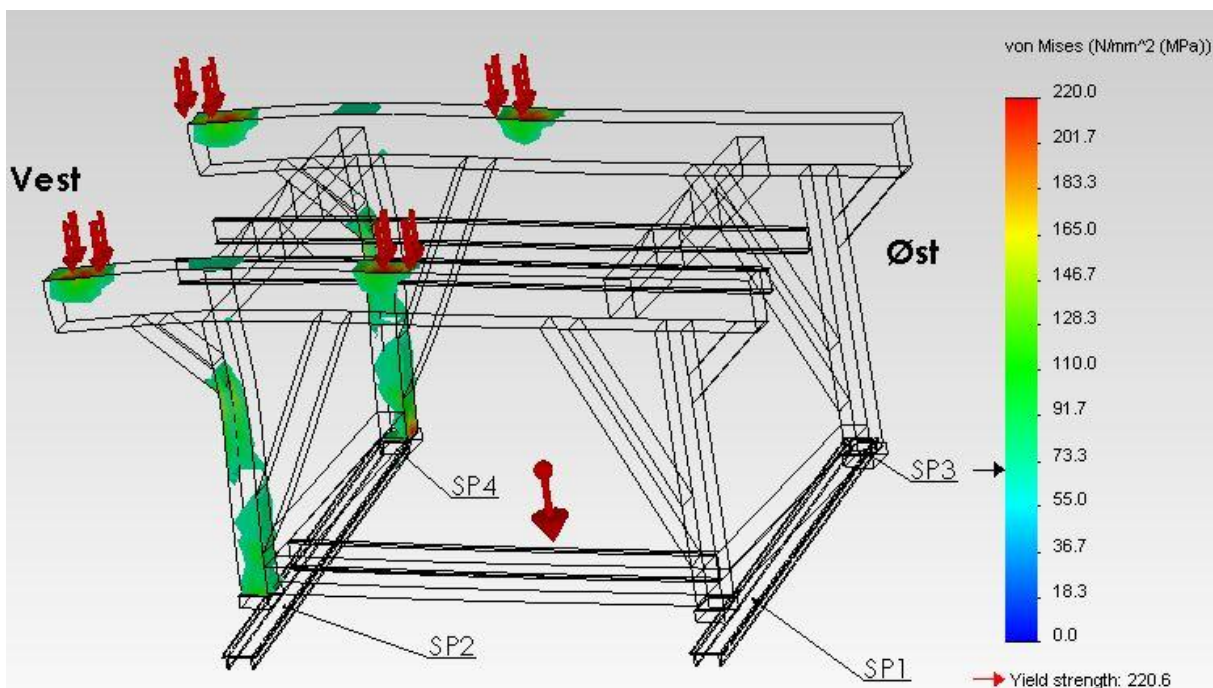




Figur 22: Von Mises spenning på underside av små avstivere på SP2 og SP4.

På Figur 23 blir det tydelig hvordan avstiverne over SP2 og SP4 introduserer spenning i støttene. Denne spenninga kommer som en følge av deformasjon av øvre skiddeskinne. I Figur 23 er nivået for *Iso clipping* satt til 70 MPa, som fører til at områder med en jevnførende spenning over 70 MPa blir fargelagt. Dette nivået er satt vilkårlig med mål om å synliggjøre områder med høy spenning kontra lav spenning.

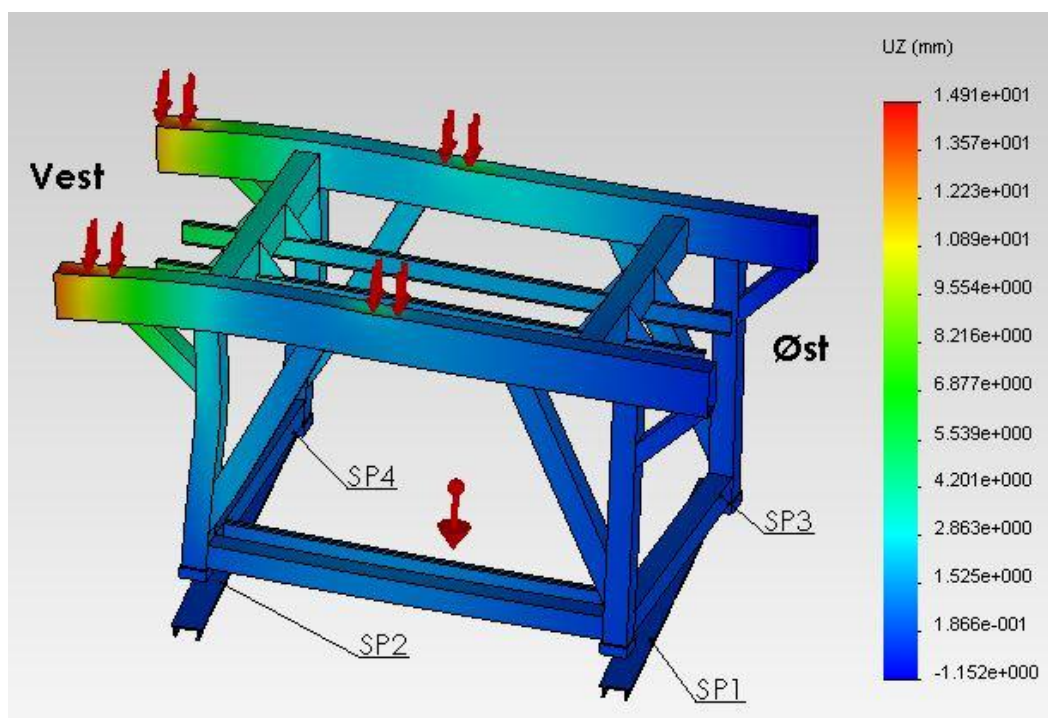
For å gjøre noe med de ugunstige spenningstilstandene over SP2 og SP4, vil det nok være hensiktsmessig å forsterke eller redesigne området rundt øvre skiddeskinne, for å minske utbøying av nettopp øvre skiddeskinne.



Figur 23: Iso clipping. Områder med spenning over 70 Mpa er synlige.

Måling av utbøying av øvre skiddeskinne i vertikal retning(Z-retn), er gjort med mål om å finne området med størst gjennomsnittlig utbøying pr meter. Prosedyren for måling av utbøying i vertikal retning er lik som for test1.

Figur 24 viser at utbøyingen i z-retning av øvre skiddeskinne er stor i et lite område over SP2 og SP4. Dette fører i neste instans til noe ugunstige forhold for boredekkets skiddingsystem, samt at nedbøyingen forplanter seg nedover til labbene i understrukturen. Tabell 7 viser en oversikt over utbøying i z- retning. Det som er spesielt med dette resultatet sammenliknet med test 1 er at begge øvre skiddeskinner deformeres noenlunde likt.



Figur 24: Nedbøying i Z retning, test 2.

Utbøying labber X- retning er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene. Utbøyingen mellom SP3 og SP4 er av stor interesse, da test 1 viste verdier langt over grenseverdien på 20 mm. Tabell 7 gir at utbøyingen i X-retning(SP3- SP4) for dette lasttilfelle er 5,6 mm, og denne verdien anses for å være moderat. For dette lasttilfelle er derfor ikke utbøyingen mellom SP3 og SP4 noe problem.

	Utbøying labber X- retn(mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skiddeskinne z- retn(mm) /x-posisjon	Største relevante utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) SUM	Utbøying øvre skiddeskinne z- retn(mm/m)
SP1 – SP2	0,2	13,2 /-21600	2,6/-16300	10,6	-2,0
SP3 – SP4	5,6	9,2/-21600	2,9/-16300	9,0	-1,7

Tabell 7: Data fra Test 2 – utbøying.

Flatetrykket, reaksjonskreftene og det effektive arealet er funnet på samme måte som i test1, og gjengitt i Tabell 8. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 9.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retning (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	1,6	6,7	918	5	0,574	64
Labb 2 (SP2)	14,9	47,2	8957	46	0,601	67
Labb 3 (SP3)	1,7	8,1	837	4	0,492	55
Labb 4 (SP4)	15,0	50,7	8908	45	0,594	66
Gjennomsnitt over labber	8,3		4905		0,591	63

Tabell 8: Data fra Test 2 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	1,9	8,0	0,478	53
Labb 2 (SP2)	17,9	56,6	0,501	56
Labb 3 (SP3)	2,0	9,7	0,410	46
Labb 4 (SP4)	18,0	60,8	0,495	55
Gjennomsnitt over labber	10,0			

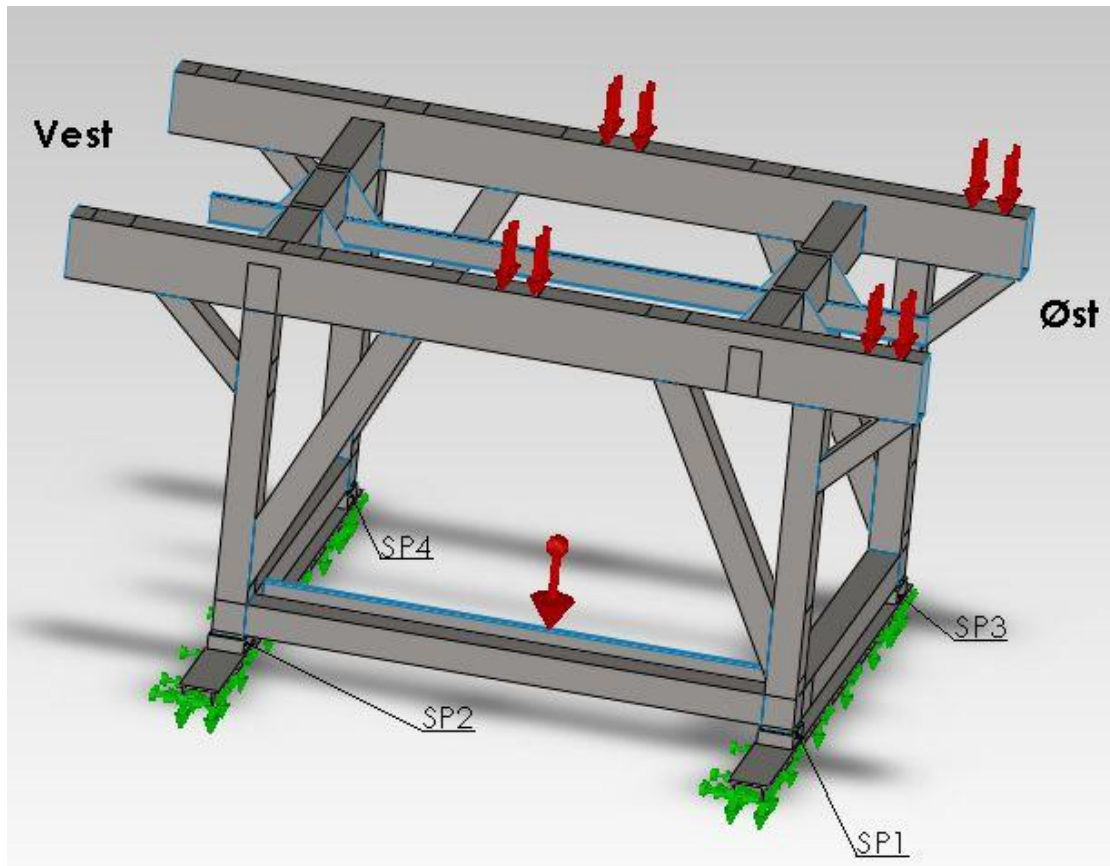
Tabell 9: Test 2. Justerte resultater.

De viktigste resultatene i test 2 er knyttet til utbøyning av øvre skiddeskinne i z- retning, og høye lokale spenninger i SP4. Disse resultatene henger nøye sammen. Over labbene SP2 og SP4 er det lokalt store relative nedbøyinger av øvre skiddeskinne, som forplanter seg nedover i understrukturen via hjørnestøttene. Dette fører til uheldige spenningskonsentrasjoner i støttene, og da spesielt rett over SP4 (Se Figur 20). Videre vil de relative nedbøyinger av øvre skiddeskinne på opp mot 2 mm/m gjøre at boredekkets rammevilkår blir forverret.

Løsningen på disse problemene er å forsterke eller redesigne strukturen slik at utbøyingen på øvre skiddeskinne blir mindre, som igjen vil føre til lavere spenninger i støttene.

### Test 3 – Punktlast øvre skiddeskinne – øst

For å simulere at boredekket er plassert i posisjon øst legges det en trykklast på de 4 områder på øvre skiddeskinne, som tilsvarer posisjon øst. Utenom dette er det ikke gjort noen endringer sammenliknet med test 1. Lasten som legges på øvre skiddeskinne skal tilsvare gravitasjonskraften fra boredekket som veier 1780 mT. Illustrasjon av testoppsettet er vist i Figur 25. Under følger en gjennomgang av kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i z- retning og x- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.

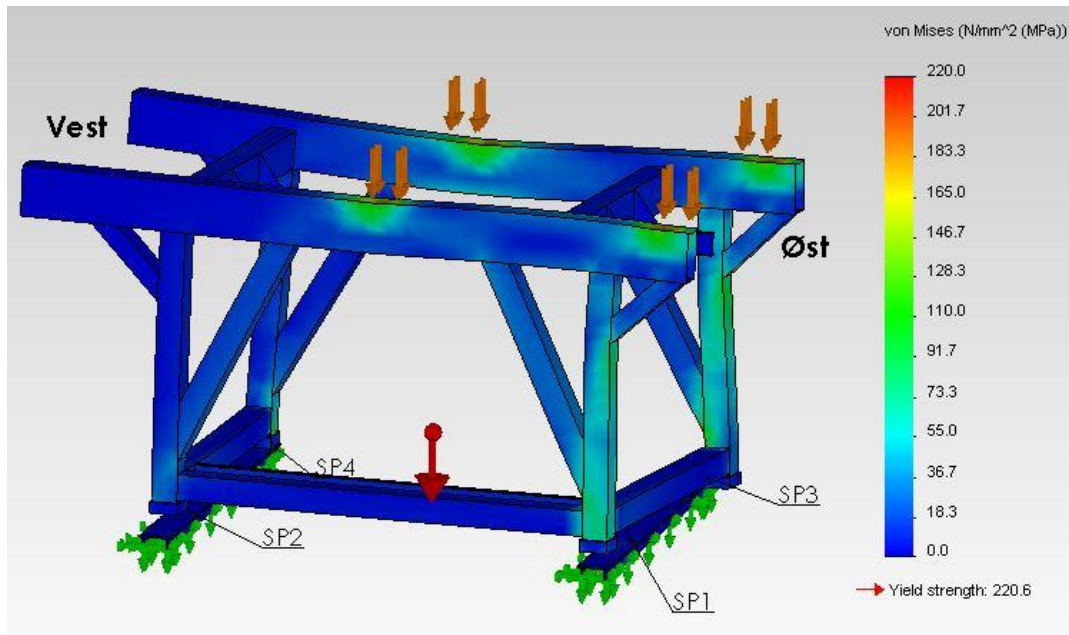


Figur 25: Lasttilfelle for test 3.

I denne testen er det definert kontakt sett(no penetration) mellom labber og nedre skiddeskinne, som i test 1 og 2.

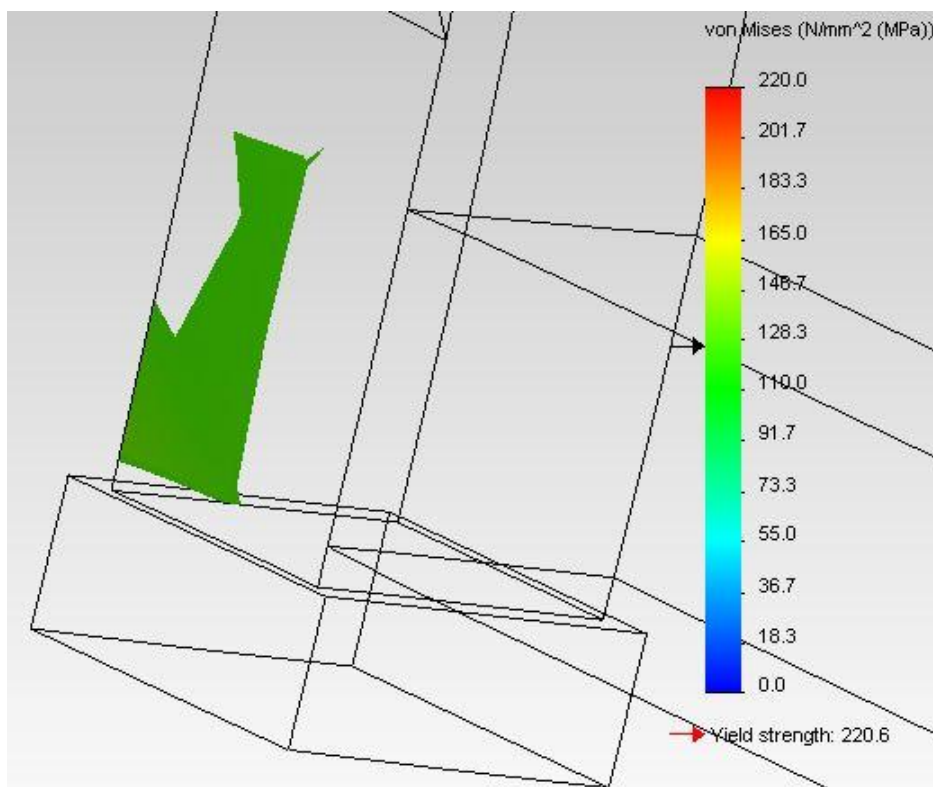
For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 26 viser Von Mises spenningsplot for test 3.



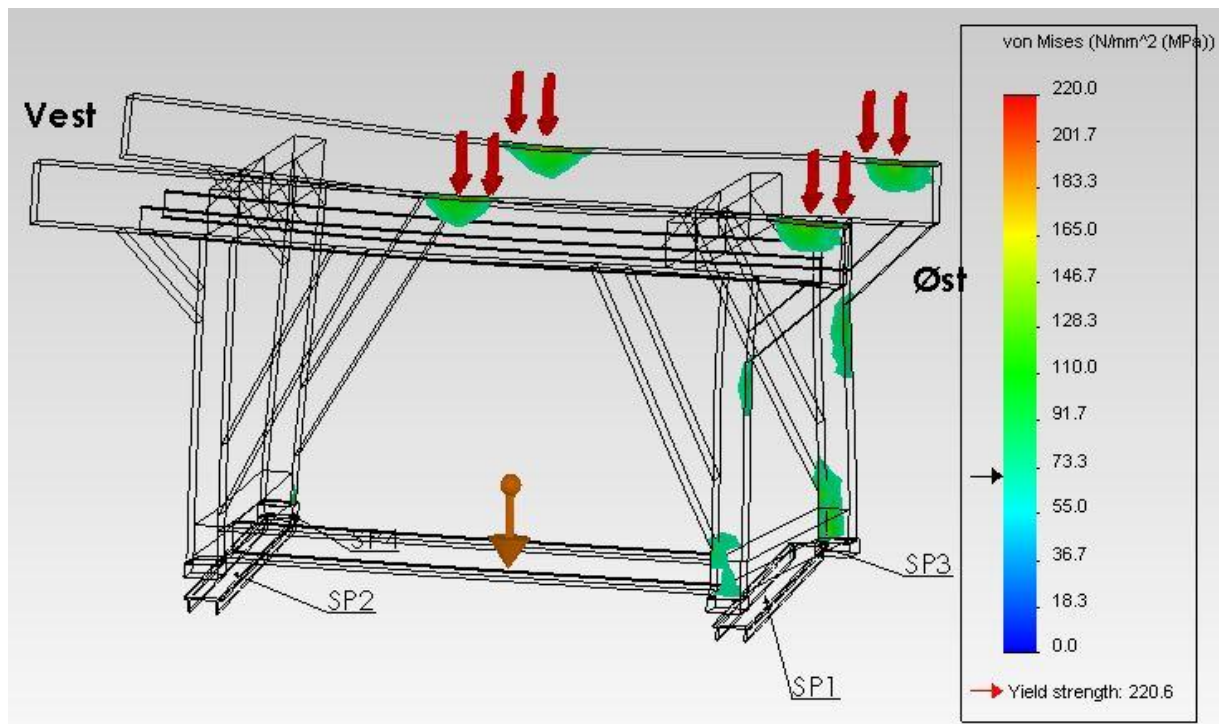


Figur 26: Von Mises spenningsplott for test 3.

Den høyeste spenningen som er realistisk finnes på innsiden av labb SP3. Situasjonen er vist i Figur 27, og høyeste spenning ligger rett under 140 MPa. Dette er det eneste området som er relevant å trekke fram. I Figur 28 er det gjennomført Iso Clipping, som viser at det ellers er generelt lave spenninger i konstruksjonen.



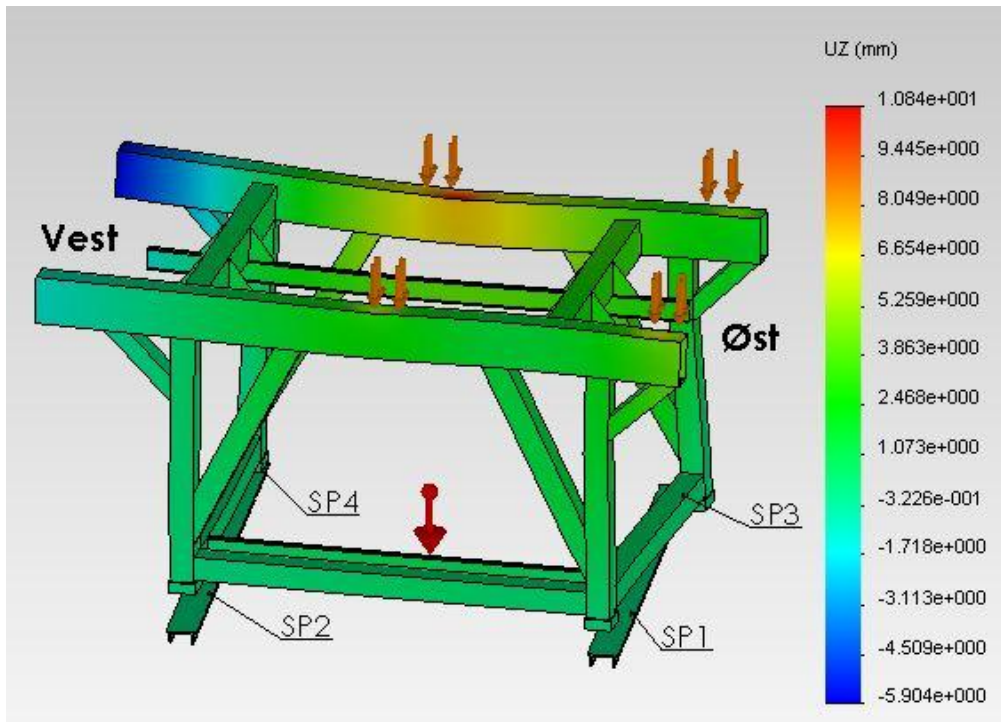
Figur 27: Iso Clipping på nivå 125 MPa. SP3.



**Figur 28: Iso Clipping. Områder med spenning over 70 MPa er synlig.**

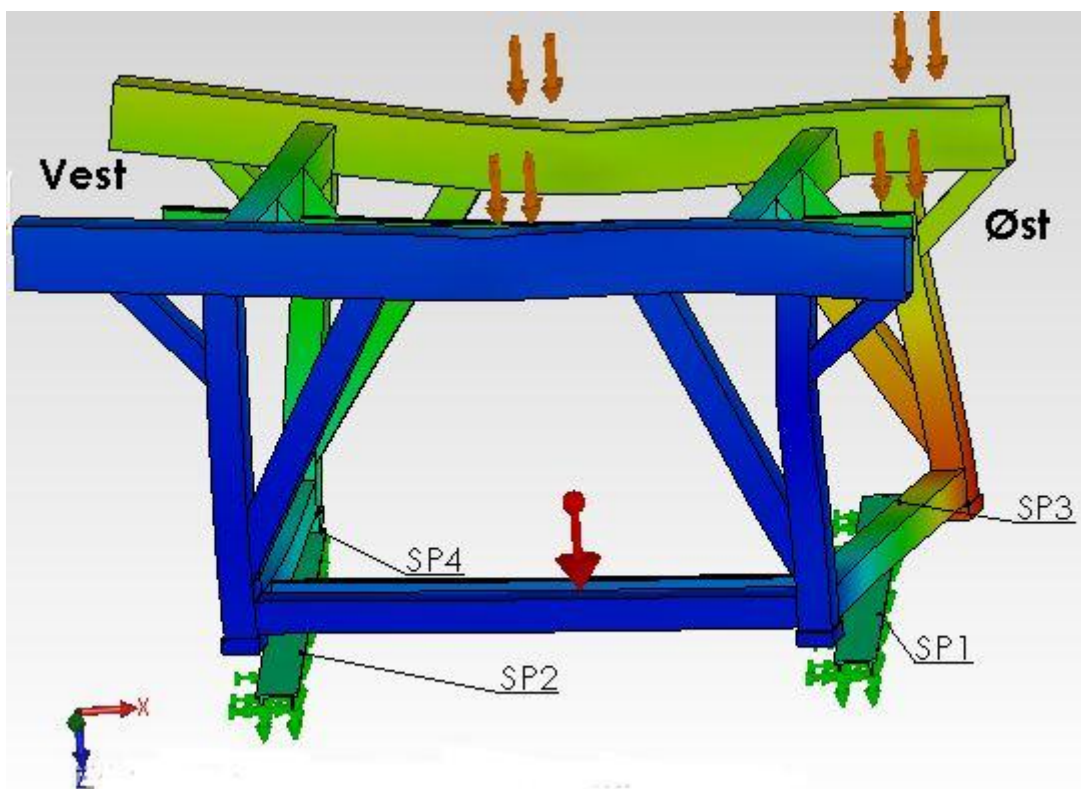
Måling av utbøying av øvre skiddeskinne i vertikal retning (Z-retning), er gjort med mål om å finne området med størst gjennomsnittlig utbøying pr meter. Prosedyren for måling av utbøying i vertikal retning er lik som for test 1.

Utbøying i z- retning er illustrert i Figur 29, og data er samlet i Tabell 10. Resultatene viser at nordre øvre skiddeskinne er utfordringen, ikke ulikt test 1. Maksverdien på 1,2 mm/m er allikevel ikke alarmerende høy.



Figur 29: Utbøying i z- retning for test 3.

Utbøying labber X- retning er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene, og vist i Figur 30. Utbøyingen mellom SP3 og SP4 er også her av stor interesse. Tabell 10 gir at utbøyingen i X retning for dette lasttilfelle er 20,5 mm, og utbøyingen anses for å være i overkant stor. Da det er satt en maksimalgrense på 20 mm.



Figur 30: Utbøying i x- retning for test 3.

	Utbøying labber X- retn(mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skiddeskinne z- retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skiddeskinne Z-retn(mm) SUM	Utbøying øvre Skiddeskinne Z- retn(mm/m)
SP1 – SP2	0,2	4,5/-200	2,1/-3300	2,5	0,8
SP3 – SP4	20,5	7,6/-10300	-5,9/-21600	13,5	1,2

Tabell 10: Data fra Test 3 – utbøying.

Flatetrykket, reaksjonskreftene og det effektive arealet er funnet på samme måte som i test1, og gjengitt i Tabell 11. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 12.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks Trykk (MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	13,0	31,6	7446	38	0,576	64
Labb 2 (SP2)	4,0	13,0	2416	12	0,600	67
Labb 3 (SP3)	13,2	43,2	7398	38	0,563	63
Labb 4 (SP4)	4,2	24,3	2340	12	0,558	62
Gjennomsnitt over labber	8,6		4905			64

Tabell 11: Data fra Test 3 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	15,6	37,92	0,480	53
Labb 2 (SP2)	4,8	15,6	0,500	56
Labb 3 (SP3)	15,8	51,84	0,469	52
Labb 4 (SP4)	5,0	29,1	0,465	52
Gjennomsnitt over labber	10,3			

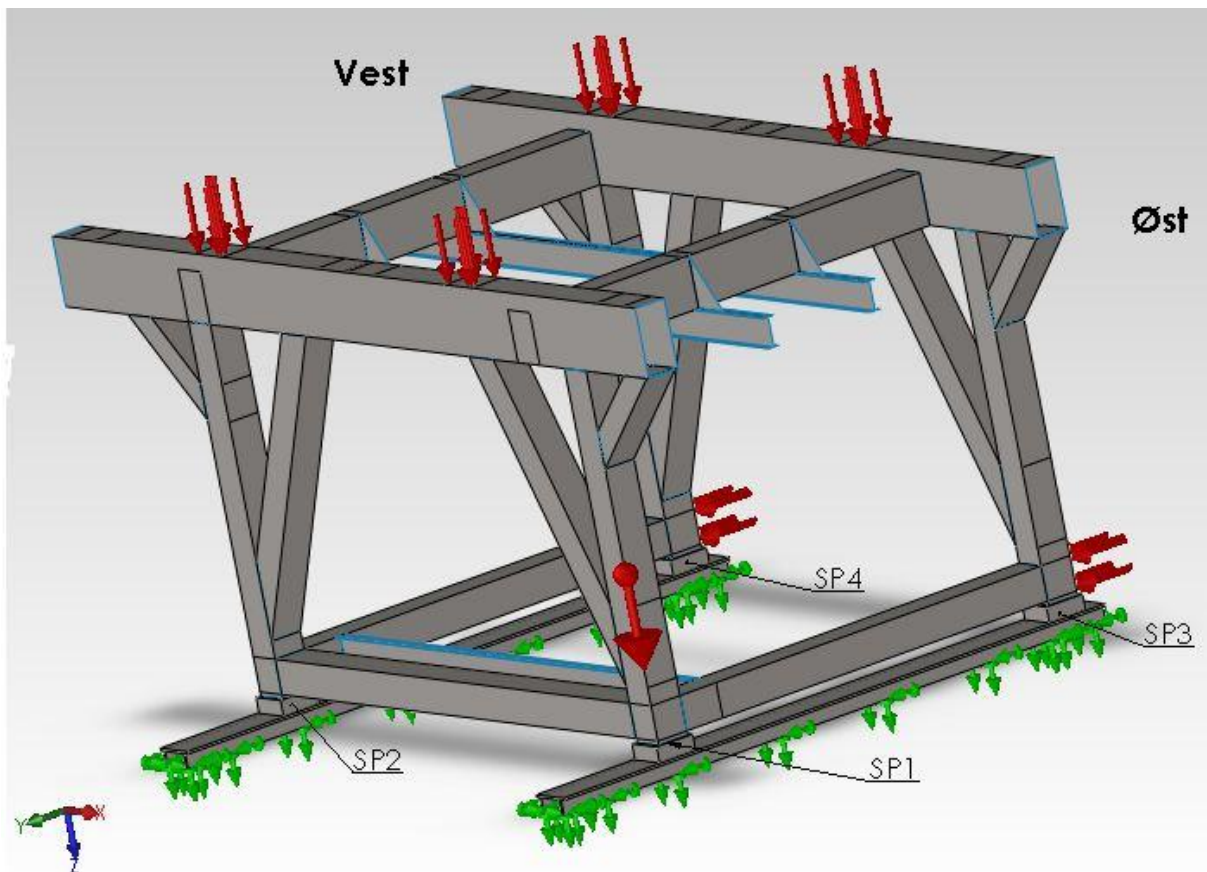
Tabell 12: Test 3. Justerte resultater.

De viktigste resultatene i test 3 er knyttet til utbøying mellom SP3 og SP4 hvor utbøyingen er over 20 mm. Dette vil kunne skape problemer i glidepunktene, og da spesielt mellom styrestål og skiddeskinne. Det vil være stor fare for at styrestålene skader skinnen under skiddingoperasjoner med boretårnet i posisjon øst. Løsningen på disse problemene er å forsterke eller redesigne strukturen slik at utbøyingen mellom SP3 og SP4 blir mindre.

#### **Test 4 – Punktlast øvre skiddeskinne og skyvekraft på to labber i understrukturen**

Også i denne testen belastes øvre skiddeskinner med punktlast. Punktlasten tilsvarer at boredekket står i senterposisjon. Lasten som legges på øvre skiddeskinne skal tilsvare gravitasjonskraften fra boredekket som veier 1780 mT. I tillegg er en skyvekraftekvivalent på 200 mT lagt på to av labbene for å simulere skiddingsylindrene. Skyvekraften er lagt på langs skinnene, og er illustrert med røde piler nede på labbene i Figur 31. Under følger en gjennomgang av aktuatorkrefter, kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i z- retning og x- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.





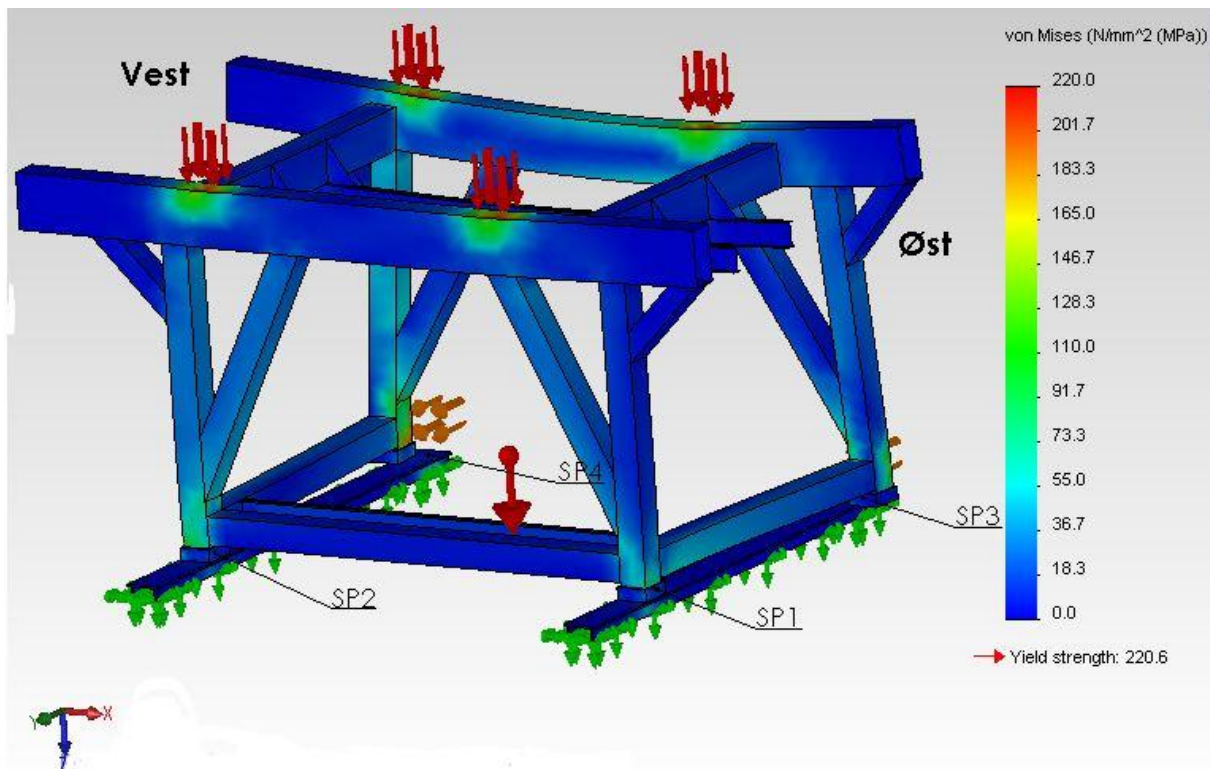
Figur 31: Lasttilfelle for test 4.

En skyvkraftekvivalent på 200 mT vil tilsvare ca halvparten av skyvkraften som en typisk aktuator i et slikt system leverer. Kraftene fra aktuatoren går nesten utelukkende med til å overvinne friksjon i glidepunktene. Med antakelsen om at det trengs en kraftekvivalent på 400 mT for å flytte strukturen, kan det ved uniform lastfordeling over de fire labbene argumenteres for at friksjonskraftekvivalenten i hver labb er i størrelsesorden 200 mT. Så hvis en kraftekvivalent på 200 mT går med til å overvinne friksjon i labben nærmest aktuatorene, er det en kraftekvivalent på 200 mT som deformerer understrukturen før systemet begynner å bevege seg. Da denne testen foregår uten friksjonsforbindelse mellom labber og skinner, er det realistisk og tenke seg at en kraftekvivalent på 200 mT vil være den maksimale tilgjengelige kraft som kan deformere konstruksjonen.

For å skape situasjonen definert over, opprettes det kontakt sett(no penetration) i glidepunktene for de to labbene nærmest aktuatorene. Formålet med dette er at labbene ikke skal være festet til bjelkene på noen måte, men kun hvile på bjelkene som følge av gravitasjon. For de to siste labbene, lengst unna aktuatorene er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flatene som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods. Dette er også standard betingelsen som gjelder for resten av konstruksjonen. I praksis vil dette si at konstruksjonene holdes fast i den ene enden, mens den i motsatt ende blir forsøkt deformert av en kraftekvivalent på 200 mT. I Figur 31 kan det ses hvordan skyvkraftene legges på SP3 og SP4.

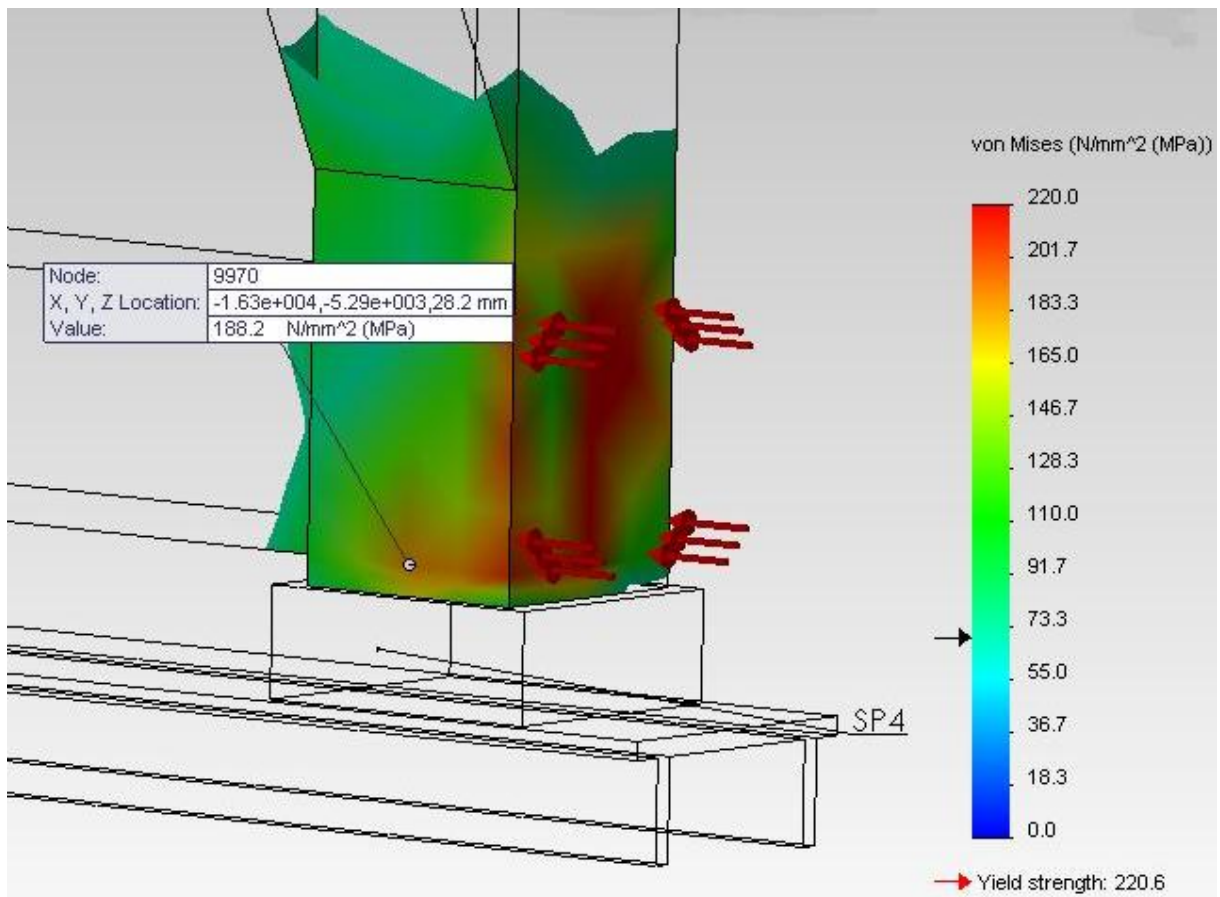
Denne måten å definere kontaktbetingelser for labbene har noen klare ulemper for testene. Problemet er labbene SP1 og SP2 hvor det er definert *global contact- bonded*. Når to av labbene er fast innspent på skiddeskinnene blir overgangene mellom labbene(SP1 og SP2) og skinnene modellert som ett stykke gods, som igjen fører til at reaksjonskrefter og flatetrykk ikke kan avleses. Dette kommer frem i tabellene som presenteres senere i testen.

For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 32 viser Von Mises spenningsplott for test 3.

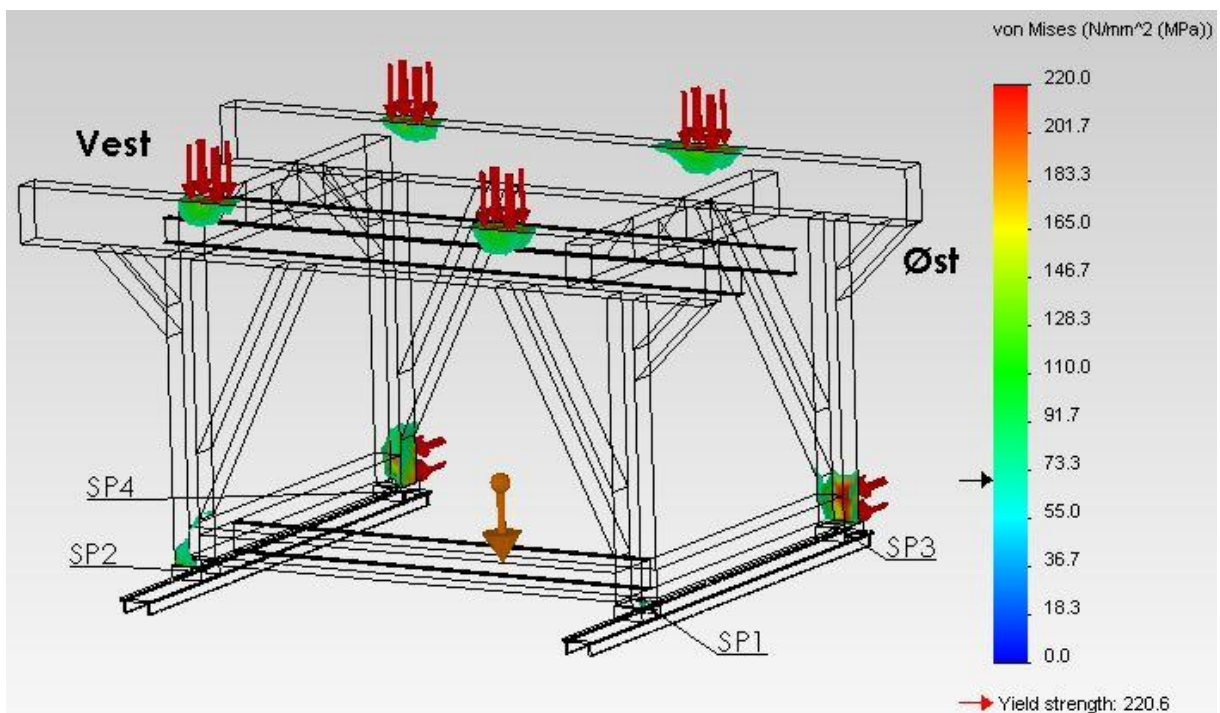


**Figur 32: Von Mises spenningsplott for test4.**

Den høyeste spenningen som er realistisk å vurdere finnes på innsiden av labb SP4. Situasjonen er vist i Figur 33, og høyeste spenning ligger rett under 200 MPa. Dette er en høy spenning som kommer som følge kombinasjonen av konstruksjonens vekt og skyvkraften som er lagt på labben. Det er vanskelig å vurdere påliteligheten til disse resultatene, da de påvirkes i stor grad av hvordan aktuatorenns innfesting er utformet. Utformingen av aktuatorenns innfesting blir ikke undersøkt nærmere i denne oppgaven. For å gi et bilde av spenninger i konstruksjonen som helhet vises også Iso clipping for hele konstruksjonen i Figur 34. Som det kommer frem i figuren er spenningen stort sett under 70 MPa, som er en forholdsvis lav spenning i denne sammenheng.



Figur 33: Iso Clipping på nivå 70 MPa på innsiden av SP4.

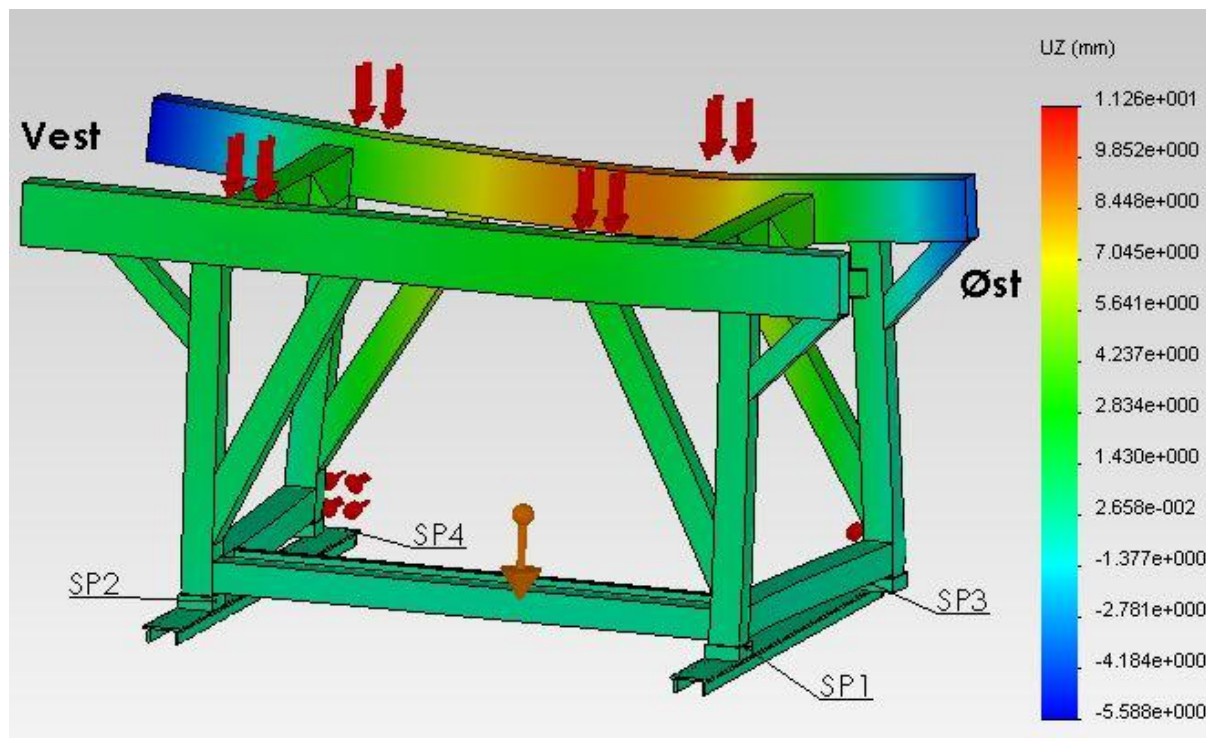


Figur 34: Iso Clipping på nivå 70 MPa. Test 4.



Måling av utbøyning av øvre skiddeskinne i vertikal retning (Z-retn), er gjort med mål om å finne området med størst gjennomsnittlig utbøyning pr meter. Prosedyren for måling av utbøyning i vertikal retning er lik som for test 1.

Utbøyning i z- retning er illustrert i Figur 35, og data er samlet i Tabell 10. Resultatene viser at nordre øvre skiddeskinne er utfordringen, ikke ulikt test 1. Maksverdien på 1,4 mm/m er allikevel ikke alarmerende høy.



Figur 35: Utbøyning i z- retning for test 4.

Utbøyning labber X- retning er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene. Utbøyningen mellom SP3 og SP4 er også her av stor interesse. Tabell 13 gir at utbøyningen i X-retning for dette lasttilfelle er 29,9 mm, og utbøyningen anses for å være for stor. Forsterkning eller redesign er nødvendig for å få denne utbøyningen ned mot akseptable verdier. Noe overaskende er det at dette resultatet ikke er enda verre, med tanke på at utbøyningen i x- retning for test 1 er 30 mm.

	Utbøyning labber X- retn(mm)	Utbøyning øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøyning øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøyning øvre skiddeskinne Z-retn(mm) SUM	Utbøyning øvre Skiddeskinn e Z- retn(mm/m)
SP1 – SP2	0	2,9/-6650	-0,3/-200	3,3	0,5
SP3 – SP4	29,9	9,1/-9200	-4,0/-20	13,1	1,4

Tabell 13: Data fra Test 4 – utbøyning.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i de ulike labbene er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese av *free body force* for de ulike labbene. *Andelen av reaksjonskraft i Z retning* er så regnet ut i forhold til sum reaksjonskraft for SP3 og SP4. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 14.

$$\text{Andel reaksjonskraft z retning} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for SP3 og SP4}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning (vertikalt) og gjennomsnittlig kontaktrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontaktrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 9 viser er det meget stor forskjell på trykket internt i en glideflate. For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes effektivt areal med det totale labbareale på 0,9 m<sup>2</sup>.

For test 4 blir resultatene for trykkfordeling og areal amputerte, da det bare er tilgang på resultater fra SP3 og SP4 på grunn av kontaktbetingelsene for labbene SP1 og SP2. Men det er ingen ting som tyder på at det er vesentlig informasjon som ikke er tilgjengelig. Resultatene som er tilgjengelige er veldig like på test 1, og det kan antas at de resultatene som er skjult også vil ligne på test 1.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	-	-	-	-	-	-
Labb 2 (SP2)	-	-	-	-	-	-
Labb 3 (SP3)	7,2	31,3	3839	40	0,534	59
Labb 4 (SP4)	9,7	44,8	5820	60	0,601	67
Gjennomsnitt over labber	8,4					

Tabell 14: Data fra Test 4 – trykk, krefter, areal.

For å ta høyde for ikke-konservative antakelser blir de justerte resultatene som vist i Tabell 15.

De viktigste resultatene i test 4 er knyttet til utbøying mellom SP3 og SP4 hvor utbøyingen er over 20mm. Dette vil kunne skape problemer i glidepunktene, og da spesielt mellom styrestål og skiddeskinne. Det vil være stor fare for å maskinere skiddeskinnen under skiddingoperasjoner med denne utbøyingen. En positiv oppdagelse er at utbøyingen mellom SP3 og SP4 er tilnærmet lik som i test 1, selv om det i denne testen er inkludert skyvkraft på disse labbene.

Løsningen på disse problemene er å forsterke eller redesigne strukturen slik at utbøyingen mellom SP3 og SP4 blir mindre.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	--	--	--	--
Labb 2 (SP2)	--	--	--	--
Labb 3 (SP3)	8,6	37,6	0,445	49
Labb 4 (SP4)	11,6	53,8	0,501	56
Gjennomsnitt over labber	10,1			

Tabell 15: Test 4. Justerte resultater.

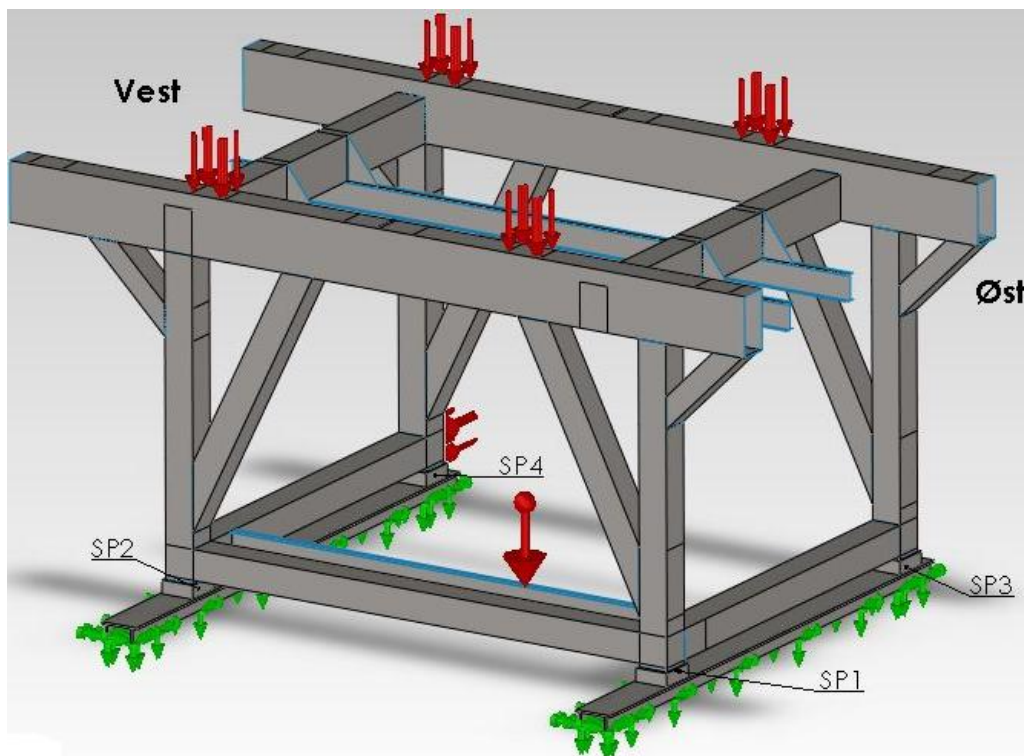
### **Test 5 – Punktlast på øvre skiddeskinne og skyvekraft langs nedre skiddeskinne- vest.**

Denne testen er en skikkelig worst case test, som simulerer dagen hvor alt har gått galt.

Understrukturen er låst langs skiddeskinne øst, mens aktuatorsystemet gir fullt pådrag langs skiddeskinne vest.

Øvre skiddeskinner belastes med en punktlast, som tilsvarer at boredekket står i senterposisjon. Lasten som legges på øvre skiddeskinne skal tilsvare gravitasjonskraften fra boredekket som veier 1780 mT. I tillegg er en skyvekraftekvivalent på 200 mT lagt på i SP4 langs skiddeskinnen.

Illustrasjon av testoppsettet er vist i Figur 36. Under følger en gjennomgang av aktuatorkrefter, kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i x- retning, y- retning og z- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.



**Figur 36: Lasttilfelle for test 5.**

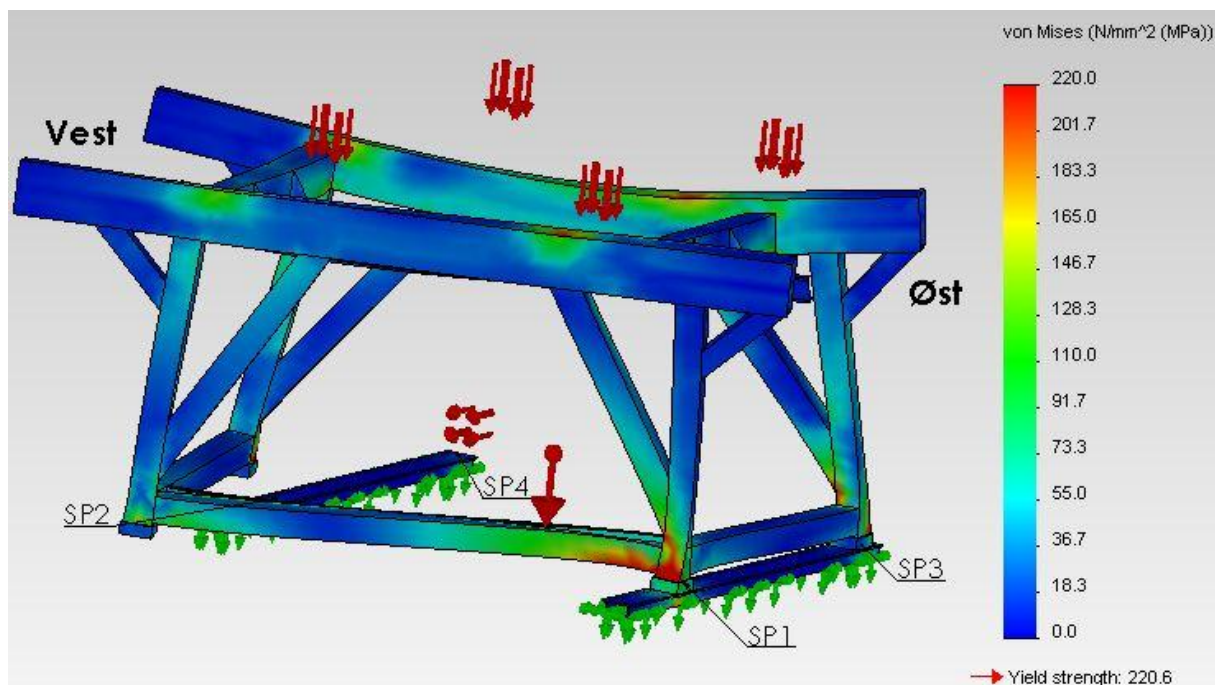
Langs skiddeskinne vest legges det på en skyvekraftekvivalent på 200 mT. Det vil tilsvare ca halvparten av skyvekraften som en typisk aktuator for et slikt system leverer. Kreftene fra aktuatoren går i den virkelige verden nesten utelukkende med til å overvinne friksjon i glidepunktene. Med antakelsen om at det trengs en kraftekvivalent på 400 mT for å flytte en side av strukturen, kan det ved uniform lastfordeling over de fire labbene argumenteres for at friksjonskraftekvivalenten i hver labb er i størrelsesorden 200 mT. Så hvis en kraftekvivalent på 200 mT går med til å overvinne friksjon i hver av labbene langs en skinne, må den totale kraftekvivalenten være nærmere 600 mT for at strukturen skal deformeres med en kraftekvivalent på 200 mT. Da denne testen foregår uten friksjons forbindelse mellom labber og skinne vest, er det en konservativ antakelse at en kraftekvivalent på 200 mT vil være den maksimale tilgjengelige kraft som kan deformere konstruksjonen.

Kontaktbetingelsene i testen gjør at labbene langs skiddeskinne- vest kan beveges fritt, mens labbene langs skiddeskinne- øst holdes fast. For å få til dette opprettes det kontakt sett(no penetration) i glidepunktene for de to labbene langs skiddeskinne vest. Formålet med dette er at labbene ikke skal

være festet til bjelken på noen måte, men kun hvile på bjelkene som følge av gravitasjon. For de to siste labbene på skiddeskinne øst er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flatene som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods. Dette er også standard betingelsen som gjelder for resten av konstruksjonen. I praksis vil dette si at konstruksjonene holdes fast på den ene siden, mens den fra motsatt side blir forsøkt deformert av en kraftekvivalent på 200 mT.

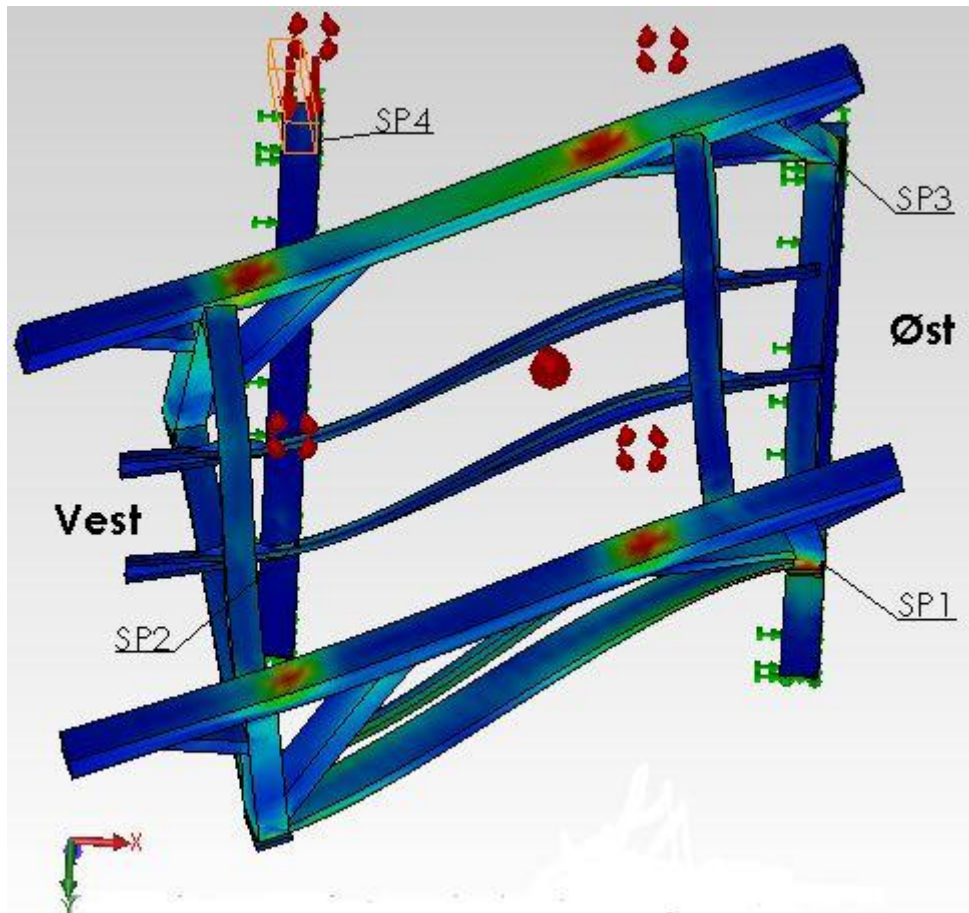
Denne måten å definere kontaktbetingelser for labbene har noen klare ulemper for testen. Problemet er labbene SP1 og SP3 hvor det er definert *global contact- bonded*. Når to av labbene er fast innspenst på skiddeskinne øst blir overgangene mellom labbene(SP1 og SP3) og skinnene modelleres som et stykke gods, som igjen fører til at reaksjonskrefter og flatetrykk ikke kan avleses. Dette kommer frem i tabellene som presenteres senere i testen.

For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 37 og Figur 38 viser Von Mises spenningsplott for test 5.



Figur 37: Von Mises spenningsplott for test 5.

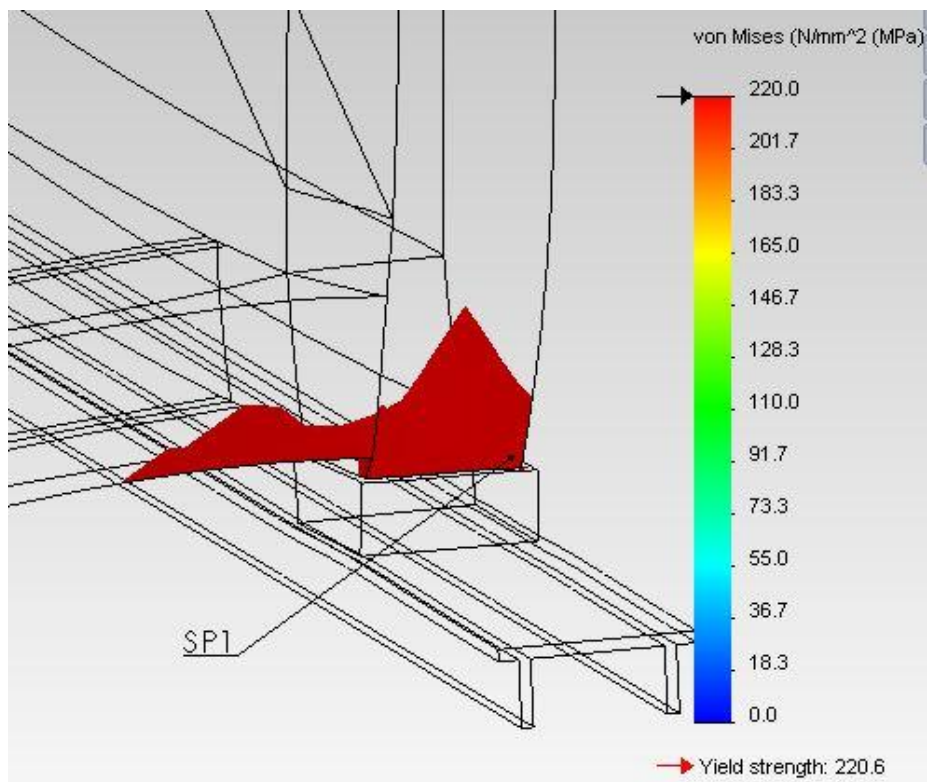




Figur 38: Von Mises spenningsplott for test 5.

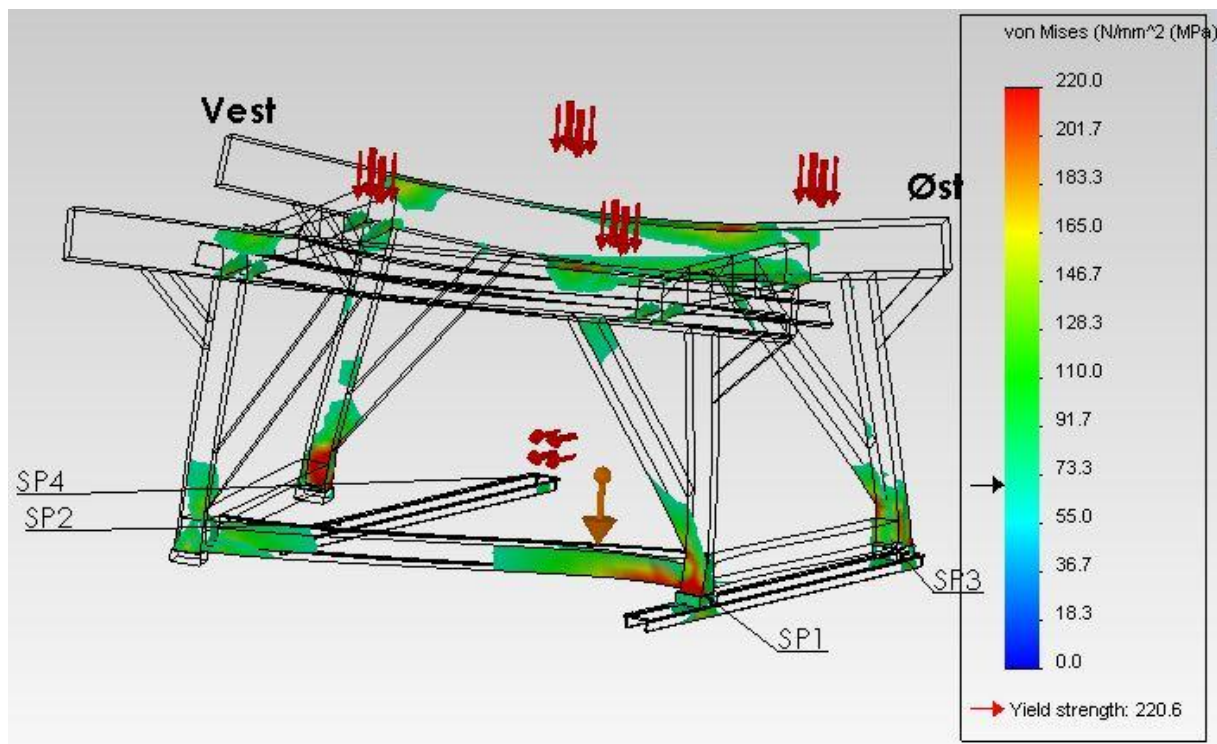
De høyeste spenningene som er realistisk å vurdere finnes nede på labbene. Jevnførende spenning overstiger flytegrensa i områder på alle labbene, og verst er situasjonen i SP1. Situasjonen i SP1 er vist i Figur 39, og bildet viser et stort rødt område hvor jevnførende spenning ligger over flytegrensa. Situasjonene i SP1 alene er alvorlig nok til å konkludere med at konstruksjonen ikke tåler belastningen den er utsatt for.





**Figur 39: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP1.**

For å gi et bilde av spenninger i konstruksjonen som helhet vises også Iso clipping for hele konstruksjonen i Figur 40. Som det kommer frem i figuren er jevførende spenning over 70 MPa i store områder. Spesielt er det verdt å trekke frem nedre del av labber og øvre skiddeskinne nord som utsatte områder.

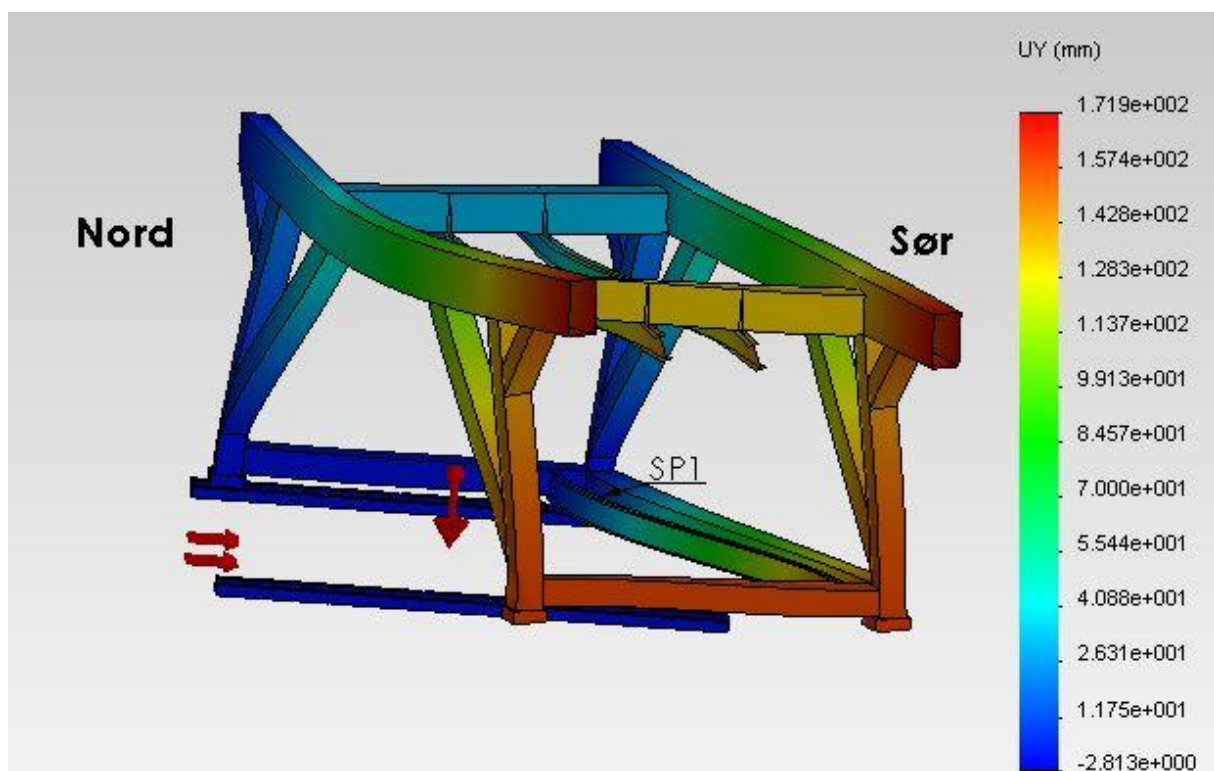


**Figur 40: Iso Clipping på nivå 70 Mpa.**

Utbøying labber X- retning er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene. Utbøyingen mellom SP3 og SP4 er også her av stor interesse. Tabell 16 gir at utbøyingen i X-retning for dette lasttilfelle er 52,6 mm, og utbøyingen anses for å være for stor. En slik utbøying vil gjøre utforming av glideskoene veldig vanskelig. Dette bygger opp under resultatene for jevnførende spenning, om at systemet ikke tåler denne belastningen.

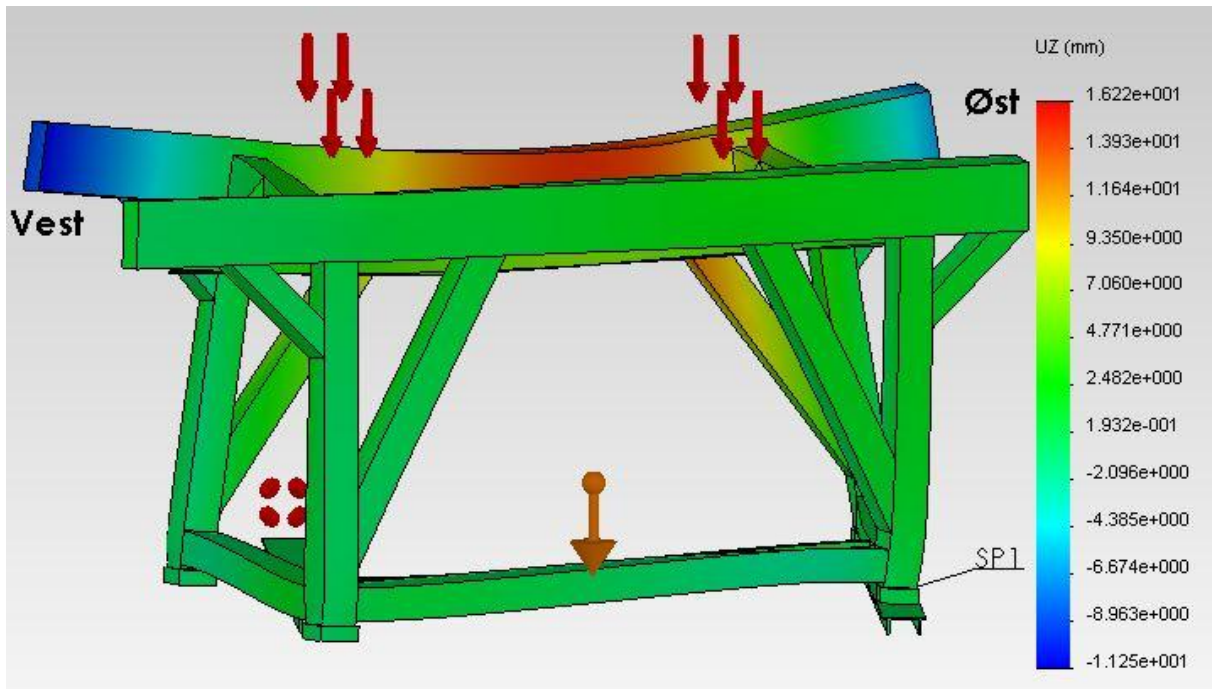
Måling av utbøying av øvre skiddeskinne i vertikal retning(Z-retn), er gjort med mål om å finne området med størst gjennomsnittlig utbøying pr meter. Prosedyren for måling av utbøying i vertikal retning er lik som for test1.

Utbøying i y- retning(langs nedre skiddeskinner) er også en utfordring i denne testen. Som Figur 41 viser er utbøyingen meget stor, og konstruksjonen er ikke designet for å ta last på denne måten. Maks utbøying kan avleses i Tabell 16, og er på ca. 157 mm. Dette er en for stor utbøying, som er med på å gi for høye spenninger i understrukturen og ugunstige driftsforhold for boredekkets skiddingsystem.



Figur 41: Illustrasjon for utbøying i y-retning, test 5.

Utbøying i z- retning er illustrert i Figur 42, og data er samlet i Tabell 16. Resultatene viser at nordre øvre skiddeskinne er utfordringen, ikke ulikt test 1. Maksverdien på 2,5 mm/m er veldig høy, og vil skape utfordrende rammebetingelser for boredekkets skiddingsystem.



Figur 42: Illustrasjon for utbøying i z- retning, test 5.

	Utbøying labber X-retn (mm)	Utbøying labber Y-retn (mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn(mm) /x-posisjon	Utbøying øvre skidde- skinne Z- retn(mm) SUM	Utbøying øvre Skiddeskinne Z- retn(mm/m)
SP1 – SP2	-1,5	156,7	2,6/-6,7	-0,4/- 21,0	3,0	0,2
SP3 – SP4	52,6	157,3	14,8/-9,3	-8,2/- 0,2	23,0	2,5

Tabell 16: Data fra Test 5 – utbøying.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i de ulike labbene er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese av *free body force* for de ulike labbene. Andelen av reaksjonskraft i Z retning er så regnet ut i forhold til sum reaksjonskraft for SP2 og SP4. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 17.

$$\text{Andel reaksjonskraft z retning} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for SP2 og SP4}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning (vertikalt) og gjennomsnittlig kontaktrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontaktrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 9 viser er det meget stor forskjell på trykket internt i en glideflate. For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes effektivt areal med det totale labbareale på 0,9 m<sup>2</sup>.

For test 5 blir resultatene for trykkfordeling og areal amputerte, da det bare er tilgang på resultater fra SP2 og SP4 på grunn av kontaktbetingelsene for labbene SP1 og SP3. Som det kommer frem i Tabell 17 er maksimaltrykket for SP4 en meget høy verdi. Denne verdien vil ikke bli tillagt mye vekt, da dette er en ekstremverdi som aldri skal oppstå under normal drift. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 18.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks Trykk (MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	--	--	--	--	--	--
Labb 2 (SP2)	10,6	59,8	4956	42	0,467	52
Labb 3 (SP3)	--	--	--	--	--	--
Labb 4 (SP4)	13,1	109,1	6717	58	0,512	57
Gjennomsnitt over labber	11,9					

Tabell 17: Data fra Test 5 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt Trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	--	--	--	--
Labb 2 (SP2)	12,7	71,8	0,389	43
Labb 3 (SP3)	--	--	--	--
Labb 4 (SP4)	15,8	130,9	0,426	47
Gjennomsnitt over labber	14,3			

Tabell 18: Test 5. Justerte resultater.

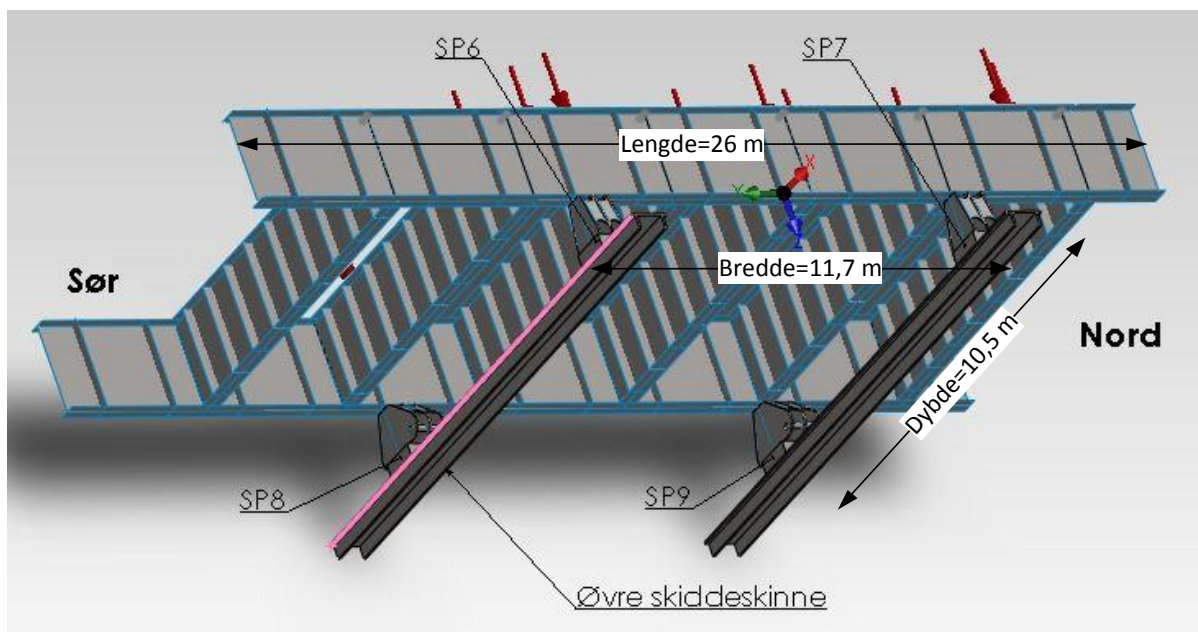
I test 5 viser det seg at denne konstruksjonen feiler totalt. Jevnførende spenning er over flytegrensa en rekke steder, utbøyningene i x-, y- og z- retning er alarmerende høye, og maksimalt flatetrykk i labber er også urovekkende. Så konklusjonen er at strukturen ikke tåler dette, og at det trengs et kontrollsystem som forhindrer en slik situasjon i å oppstå.

### 3.2.4 Tester for boredekk

I dette delkapittelet testes boredekket for å finne ut hvordan strukturen tåler ulike belastninger. Det er gjennomført i alt tre tester for boredekket. Først en test hvor boredekket kun er utsatt for vekten av dekkstutstyret, deretter en test med skidding kraft på begge sider, og til slutt med skidding kraft bare på en side.

I følgende tester er lasten gitt ved vekten fra boredekket, samt en påtrykt last. Vekten av boredekket med last er satt til å være 1780,5 mT. Vekten av boredekket i seg selv beregnes i SolidWorks til å være 231,5 mT. Figur 43 viser testoppsett for test 6, som er første test av boredekket. På figuren ses også navnsettingen på de fire labbene, SP6 til SP9. SP står for *support point*.





Figur 43: Oversikt over forenklet modell av boredekket. Test 6.

Vekten av boredekket med last hviler på øvre skiddeskinner. Hvis labbenes areal var blitt unyttet 100 % ville trykkbelastningen mot nedre skiddeskinner vært lav. Det er vist under:

$$\text{Areal for labber} = A_{\text{labb}} = (900 \text{ mm} * 1000 \text{ mm}) = 900\,000 \text{ mm}^2$$

$$\text{Gravitasjonskraft} = F_{\text{nedre skiddeskinne}} = 1780,5 \text{ tonn} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 17\,467 \text{ kN}$$

$$\text{Trykk mot skinne} = P_{\text{nedre skiddeskinne}} = \frac{F_{\text{nedre skiddeskinne}}}{4 * A_{\text{labb}}} = \frac{17\,467 \text{ kN}}{4 * 900\,000 \text{ mm}^2} = \mathbf{4,85 \text{ MPa}}$$

Utrekningene viser hvor lave trykk det er mulig å oppnå, hvis trykkfordelingen er perfekt. Det er dessverre ikke tilfelle under testene, hvor det effektive arealet stort sett ligger rundt 60 % avhengig av lasttilfelle.

Når effektivt areal for labbene regnes ut i de kommende testene, gjøres det basert på noen antakelser som bør forklares. Utgangspunktet er gjennomsnittlig kontaktrykk i labben,  $P_{\text{Avg}}$ , og reaksjonskraften i labben,  $F_{\text{reaksjonskraft}_z_{\text{retn}}}$ , avlest i SolidWorks. Ved å bruke disse verdiene antas det uniform trykkfordeling i kontaktflaten. Disse verdiene brukes så for å finne effektivt areal. Videre blir effektivt areal i prosent funnet ved å sammenlikne effektivt areal med det totale labbarealet på  $0,9 \text{ m}^2$ . Formler for dette er vist under.

$$A_{\text{effektivt}} = \frac{F_{\text{reaksjonskraft}_z_{\text{retn}}}}{P_{\text{avg}}}$$

$$\text{Effektivt areal(\%)} = \frac{A_{\text{effektivt}}}{A_{\text{labb}}} * 100$$

For testene av boredekket er det noen tatt noen antakelser som ikke er konservative. Figur 43 viser hvordan boredekket beveges over øvre skiddeskinner. Øvre skiddeskinner er modellert som perfekte, og uendelig stivt opplagret, samt at labbenes styrestål/kantstål ikke er inkludert. I det virkelige system vil skinnene være ujevne i begge retninger, samt at skiddeoverflatene vil kunne få diverse skader. Og

når skinnene ikke er perfekte vil gjennomsnittlig og maksimalt kontaktrykk øke, samt at det effektive arealet kan bli lavere. For å ta høyde for disse forhold og forsikre at det regnes konservativt, presenteres det justerte resultater for alle testene. Resultatene blir justert med 20 %.

Boredekket vurderes kun for ett lasttilfelle. Nemlig at boredekket er lastet noenlunde jevnt, men hensyn på reaksjonskreftene fra de fire labbene. Lastfordelingen er vist i Figur 44. De røde pilene indikerer en trykklast lagt på boredekket for å simulere dekksutstyr, boretårn, og all annen last. Størrelsen av trykklasten skal tilsvare en kraftekvivalent gitt ved;

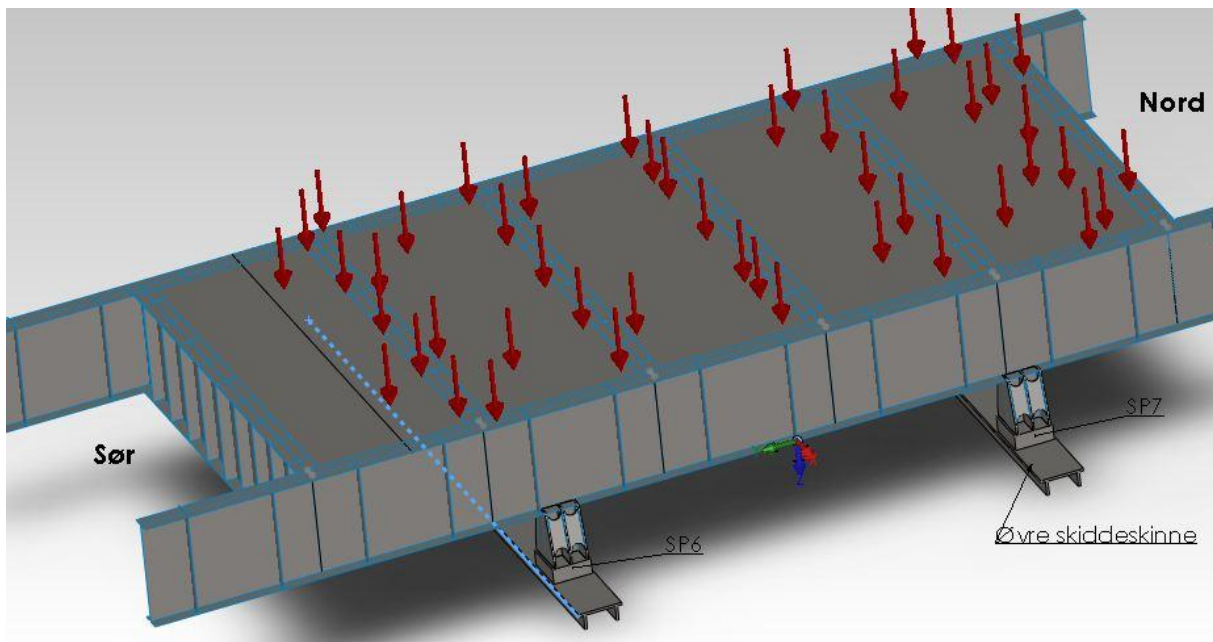
$$\text{Vekt boredekk og last} = \text{vekt boredekk} + \text{vekt last}$$

$$1780,5 \text{ mT} = 231,5 \text{ mT} + 1549 \text{ mT}$$

Når 1549 mT skal fordeles over et areal brukes formel;

$$P_{\text{boredekk}} = \frac{F_{\text{Last}}}{A_{\text{boredekk}}} = \frac{1549 \text{ mT} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{10 \text{ m} * 18 \text{ m}} = 0,0844 \text{ MPa}$$

Arealet som brukes i formel over er området som utsettes for trykklasten. Området er markert med røde piler i Figur 44. Under følger en gjennomgang av alle testene for understrukturen.



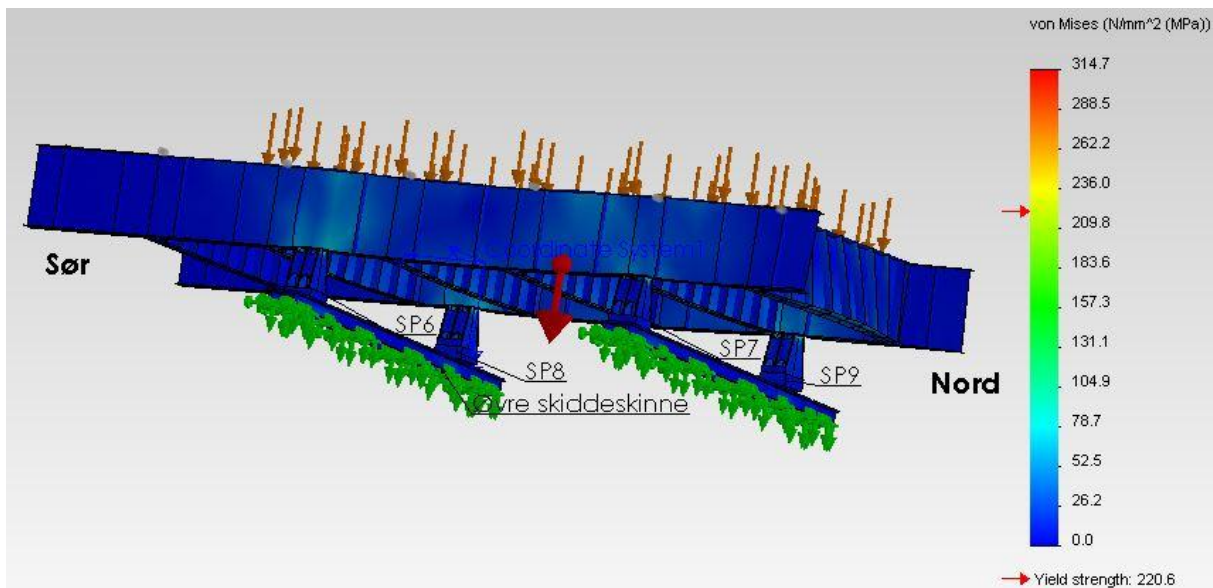
Figur 44: Trykklast fordelt på boredekk. Test 6

### Test 6 – Boredekkets vekt

Testen er ment for å kontrollere boredekket, når det kun er utsatt for statisk last. Denne lasten er der som følge av egenvekten til systemet, samt diverse dekkslast. Under følger en gjennomgang av kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i x- retning, y- retning og z- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.

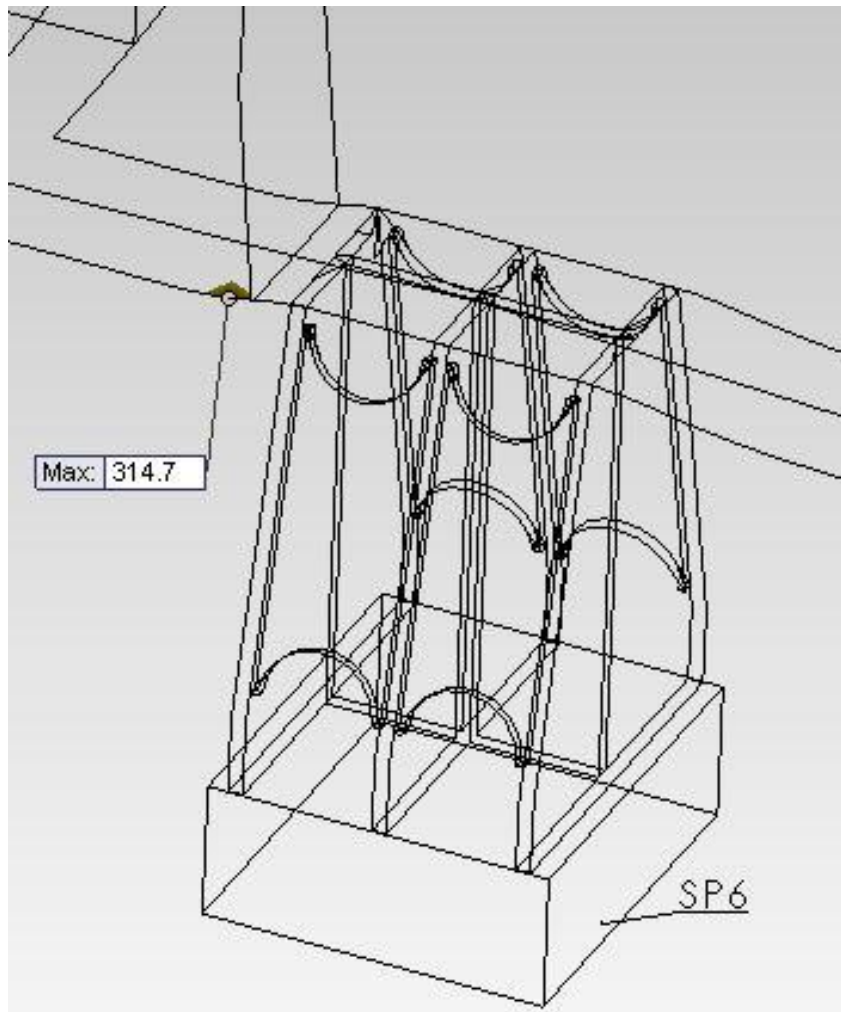
I denne testen er det definert kontakt sett(no penetration) mellom labber og øvre skiddeskinne. Formålet med dette er at labbene ikke skal være festet til bjelkene på noen måte, men kun hvile på bjelkene som følge av gravitasjon. For resten av delene er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flater som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods.

For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises-spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 45 viser Von Mises spenningsplot for test 6.



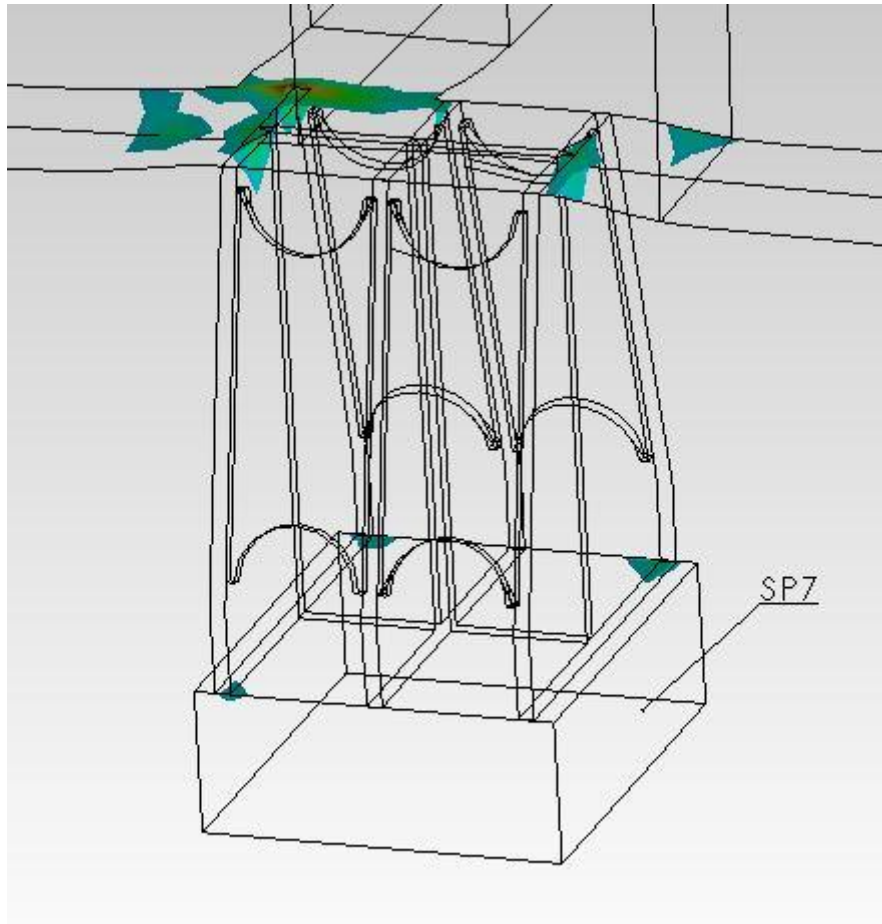
**Figur 45: Von Mises spenningsplot for test 6.**

Den høyeste spenningen i boredekket er å finne i nærheten av labben SP6. Maksimalspenningen er overflytegrensa, men dog i et veldig lite område. Situasjonen er vist i Figur 46. For alle labbene på boredekket, kan det påvises tilsvarende små områder med jevnførende spenning over flytegrensa. Dette er en uakseptabel situasjon, og årsaken er hovedsakelig uheldig geometrisk utforming. Mange rette kanter introduserer mye kjerv, som igjen gir høye spenningskonsentrasjoner. Dette synliggjøres også i Figur 47, hvor områder med jevnførende spenning på over 70 MPa er fargelagt. Figur 47 viser med all tydelighet hvordan spenningskonsentrasjonene kan knyttes til skarpe kanter på konstruksjonen.



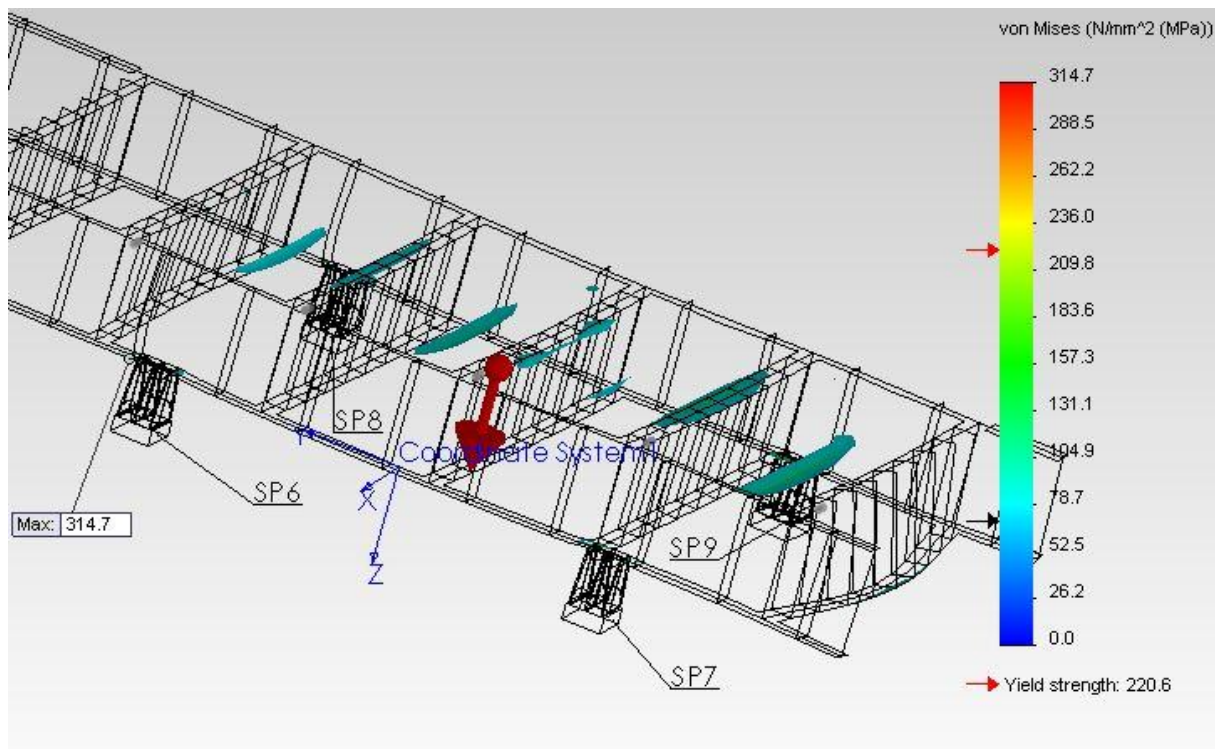
Figur 46: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP6.





**Figur 47: Iso Clipping på nivå 70 MPa. SP7.**

På Figur 48 vises områdene på konstruksjonen hvor spenningen er over 70 MPa som fargede områder. Dette er en forholdsvis lav spenning, og som figuren viser er spenningen stort sett lavere enn 70 MPa i konstruksjonen. Verdien på 70 MPa er valgt vilkårlig, men det gir et bilde av at det generelt er meget god margin opp til flytegrensa på 220 MPa. På Figur 48 kan det ses noen avlange fargelagte felter oppe på boredekket. Disse spenningskonsentrasjonene kommer som en følge av trykklasten som er fordelt utover dekkets platene (se Figur 44), og er ikke nødvendigvis representative da lastfordeling på boredekket ikke blir utredet i oppgaven.



Figur 48: Iso clipping. Områder med spenning over 70 MPa er fargede.

Utbøying labber X- retning er målt mellom labbene langs en skiddeskinne. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere om utbøyingene vil påvirke rammevilkårene til boredekkets skiddingsystem i vesentlig grad, og om boredekket er tilstrekkelig dimensjonert. Som det kommer fram i Tabell 19 og er utbøyingen mellom SP 6 og SP 8 på 1,1mm. Denne verdien er lav, og vil ikke kunne føre til problemer.

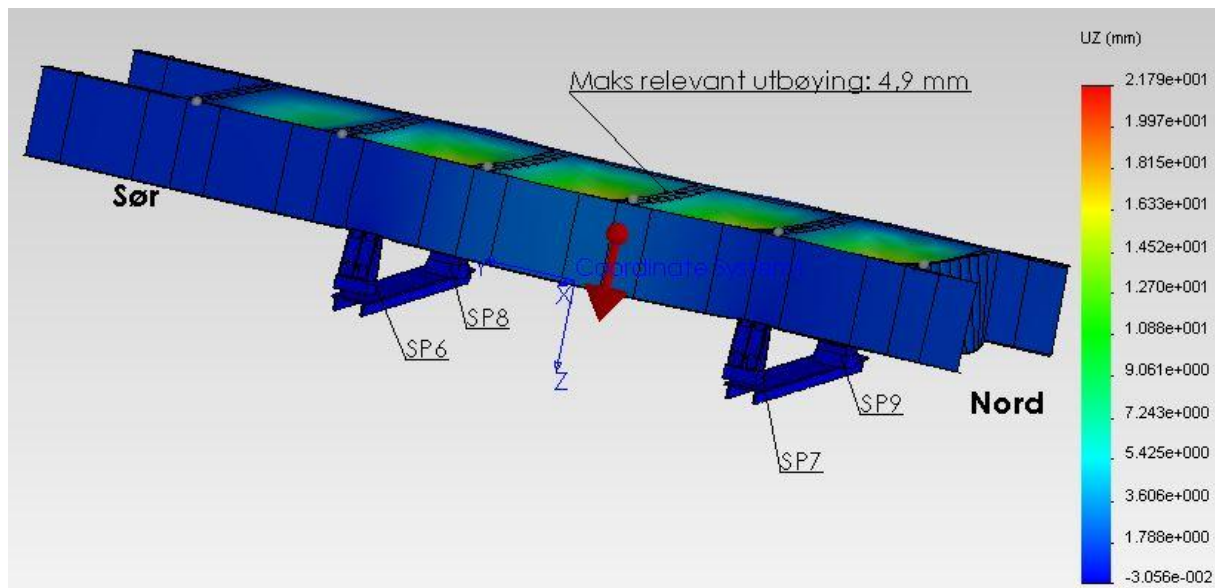
Utbøying labber Y- retning er målt mellom labbene på tvers av skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere faren for at labbenes styrestål skal skjære i skiddeskinnen, eller at låsesituasjoner mellom labber og skinne kan oppstå. Som det kommer fram i Tabell 19 er utbøyingen 0,6 mm, og lik for SP 6-SP 7 og SP 8- SP 9. Denne verdien er lav, og vil ikke kunne føre til problemer.

	Utbøying labber Y-retn(mm)	Utbøying labber x- retn(mm) langs skinne
SP6 – SP7	0,6	-
SP8 – SP9	0,6	-
SP6 – SP8	-	1,1
SP7 – SP9	-	0,9

Tabell 19: Data for test 6. Utbøying.

Måling av utbøying på boredekket i vertikal retning(Z-retn), er gjort med mål om å avdekke potensielle uheldige utbøyinger. En illustrasjon for utbøying i z- retning er vist i Figur 49. Det er tydelig at bjelkene i boredekket er veldig stive, og at den største utbøyingen finner sted i dekkspaltene i spennet mellom to bjelker. Denne utbøyingen, på over 20 mm, kommer som en følge av en ugunstig måte å belaste konstruksjonen på. Siden boredekkets last vil bli distribuert annerledes i et reelt tilfelle, analyseres ikke disse verdiene ytterligere. De relevante utbøyingene er å finne langs toppene av I-bjelkene. Største nedbøying er på 4,9 mm, og er funnet ved hjelp av *probe* funksjonene i

SolidWorks. Punktet er vist på Figur 49. Dette er en lav verdi, og hovedgrunnen er at boredekkets I-bjelker har en fordelaktig konstruksjon. I-bjelkenes steg, som er 2,4 meter høyt, gir en meget god stivhet for utbøying i z- retning.



Figur 49: Utbøying i z- retning, test 6.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i de ulike labbene er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese av *free body force* for de ulike labbene. *Andelen av reaksjonskraft i Z retning* er så regnet ut i forhold til summert reaksjonskraft for alle 4 labber. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 20. Det er verd å merke seg at reaksjonskreftene i de 4 labbene er veldig jevne, som en følge av at lasten er noenlunde jevnt fordelt på boredekket.

$$\text{Andel reaksjonskraft Z retn} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for alle 4 labber}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning (vertikalt) og gjennomsnittlig kontaktrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontaktrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 9 viser, er det meget stor forskjell på trykket internt i en glideflate. For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes effektivt areal med det totale labbarealet på 0,9 m<sup>2</sup>.

Resultatene for kontaktrykk og effektivt areal er gjengitt i Tabell 20. Resultatene fra denne testen er moderate og jevne, og hadde alle testene hatt slike resultat ville det ikke vært vanskelig å optimalisere lageret. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 21.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 6 (SP6)	8,1	15,6	4216	24	0,522	58
Labb 7 (SP7)	8,8	18,6	4506	26	0,513	57
Labb 8 (SP8)	7,8	15,6	4228	24	0,541	60
Labb 9 (SP9)	8,5	19,9	4518	26	0,533	59
Gjennomsnitt over labber	8,3		4367			59

Tabell 20: Data fra Test 6 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	9,7	18,7	0,435	48
Labb 2 (SP2)	10,5	22,3	0,427	47
Labb 3 (SP3)	9,4	18,8	0,451	50
Labb 4 (SP4)	10,2	23,8	0,444	49
Gjennomsnitt over labber	9,9			

Tabell 21: Test 6. Justerte resultater.

Det viktigste resultatet i test 6 er knyttet til ugunstige spenningskonsentrasjoner i forbindelse med labbene. Rette kanter introduserer mye kjerv, som igjen gir høy jevnførende spenning. Dette kan overkommes ved å endre geometrisk utforming av labber. Videre er det positivt å observere at utbøyningene i boredekket generelt sett er meget små.

### **Test 7 – Boredekkets vekt samt skyvkraft på to labber på boredekket**

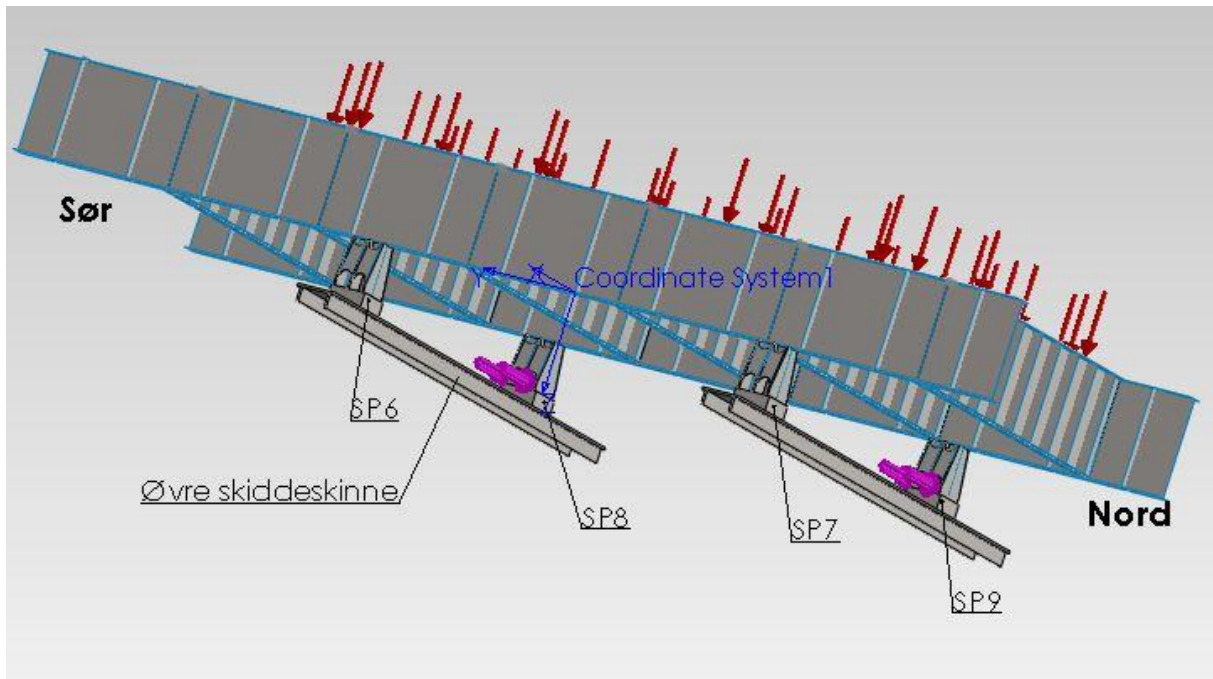
Lastfordelingen på boredekket er her lik som i Test 6. Men i tillegg påtrykkes en skyvkraft på to av labbene for å simulere skiddingsylindrene. Størrelsen på kraften er ekvivalent med 100 mT.

Testen er ment for å kontrollere boredekket, når det er utsatt for statisk last og skyvkraft langs begge skinner. Under følger en gjennomgang av aktuatorkrefter, kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i x- retning, y- retning og z- retning, kontakttrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.

En skyvkraftekvivalent på 100 mT vil tilsvare ca halvparten av skyvkraften som en typisk aktuator for et slikt system leverer. Kraftene fra aktuatoren går nesten utelukkende med til å overvinne friksjon i glidepunktene. Med antakelsen om at det trengs en kraftekvivalent på 200 mT for å flytte strukturen, kan det ved uniform lastfordeling over de fire labbene argumenteres for at friksjonskraftekvivalenten i hver labb er i størrelsesorden 100 mT. Så hvis en kraftekvivalent på 100 mT går med til å overvinne friksjon i labben nærmest aktuatorene, er det en kraftekvivalent på 100 mT som deformerer understrukturen før systemet begynner å bevege seg. Da denne testen foregår uten friksjons forbindelse mellom labber og skinner, er det realistisk og tenke seg at en kraftekvivalent på 100 mT vil være den maksimale tilgjengelige kraft som kan deformere konstruksjonen.

For å skape situasjonen definert over, opprettes det kontakt sett(no penetration) i glidepunktene for de to labbene nærmest aktuatorene. Formålet med dette er at labbene ikke skal være festet til bjelkene på noen måte, men kun hvile på bjelkene som følge av gravitasjon. For de to siste labbene, lengst unna aktuatorene er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flatene som ligger inntil

hverandre blir beregnet som ett stykke gods. Dette er også standard betingelsen som gjelder for resten av konstruksjonen. I praksis vil dette si at konstruksjonene holdes fast i den ene enden, mens den i motsatt ende blir forsøkt deformert av en kraftekvivalent på 100 mT. I Figur 50 kan det ses hvordan skyvkreftene legges på SP8 og SP9.

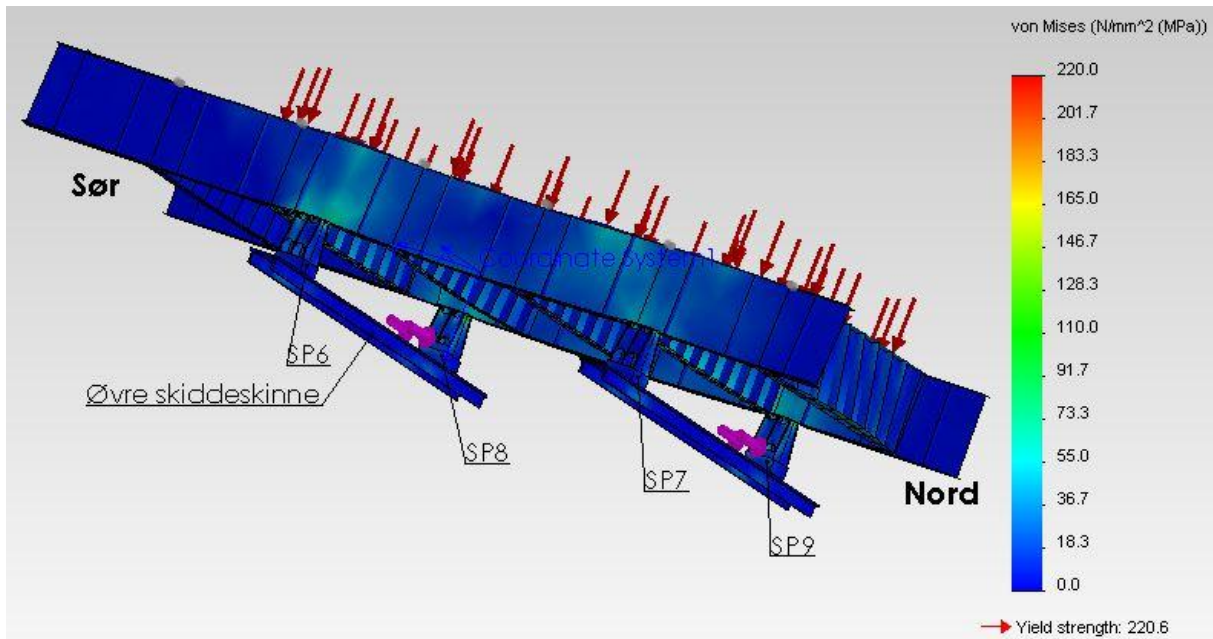


Figur 50: Lasttilfelle for test 7.

Denne måten å definere kontaktbetingelser for labbene har noen klare ulemper for testene. Problemet er labbene SP6 og SP7 hvor det er definert *global contact-bonded*. Når to av labbene er fast innspent på skiddeskinnene blir overgangene mellom labbene (SP6 og SP7) og skinnene modellert som ett stykke gods, som igjen fører til at reaksjonskrefter og flatetrykk ikke kan avleses. Dette kommer frem i tabellene som presenteres senere i testen.

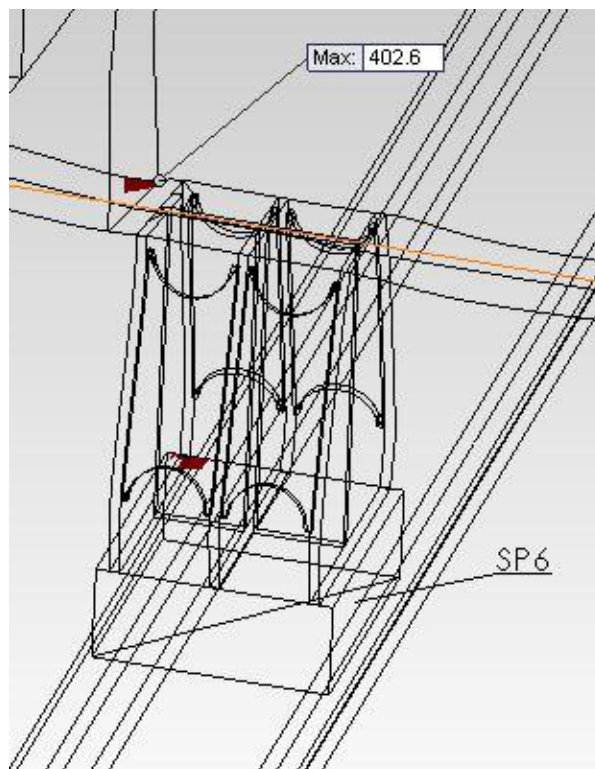
For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 51 viser Von Mises spenningsplot for test 7.



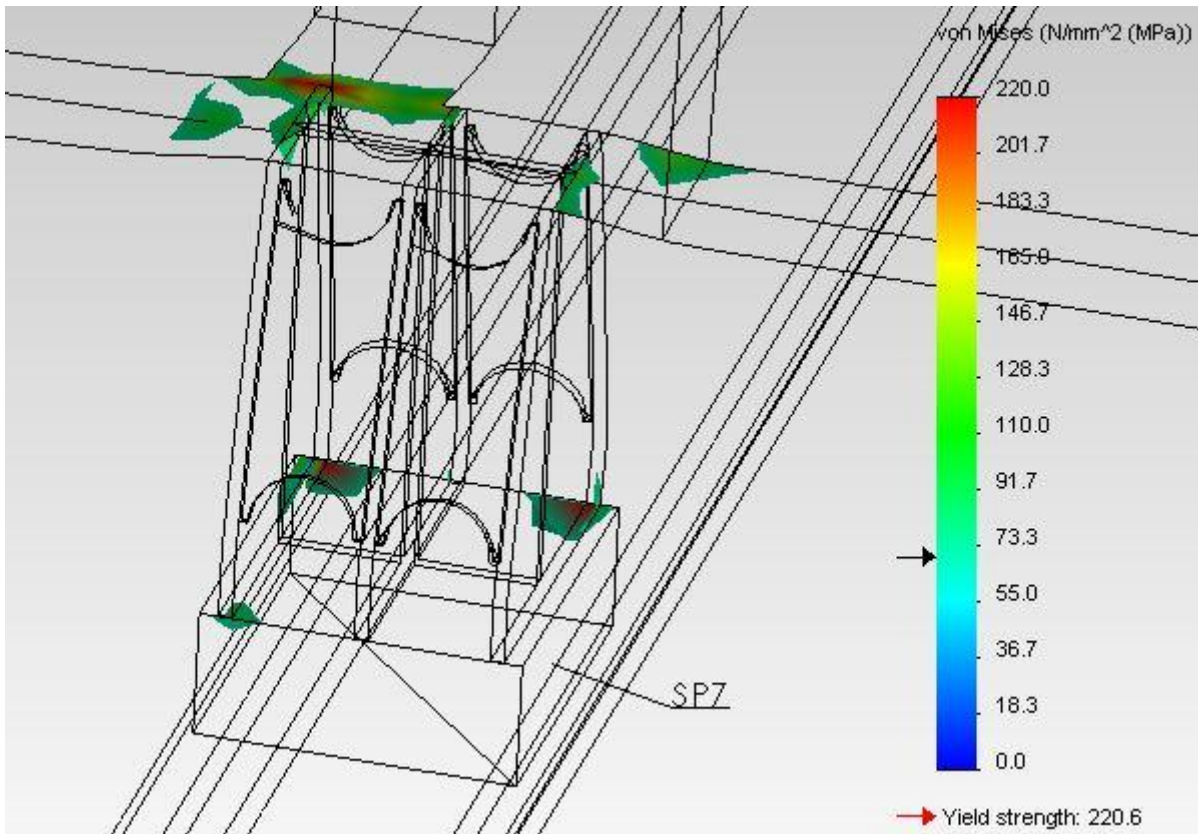


**Figur 51: Von Mises spenningsplot for test 7.**

Den høyeste spenningen i boredekket er å finne i nærheten av labben SP6. Maksimalspenningen er overflytegrensa, og situasjonen i SP6 er vist i Figur 46. Også for SP7 kan det påvises tilsvarende små områder med jevnførende spenning over flytegrensa. Dette er en uakseptabel situasjon, og årsaken er hovedsakelig uheldig geometrisk utforming. Mange rette kanter introduserer mye kjerv, som igjen gir høye spenningskonsentrasjoner. Dette synliggjøres også i Figur 53, hvor områder med jevnførende spenning på over 70 MPa er fargelagt. Figur 53 viser med all tydelighet hvordan spenningskonsentrasjonene kan knyttes til skarpe kanter på konstruksjonen.

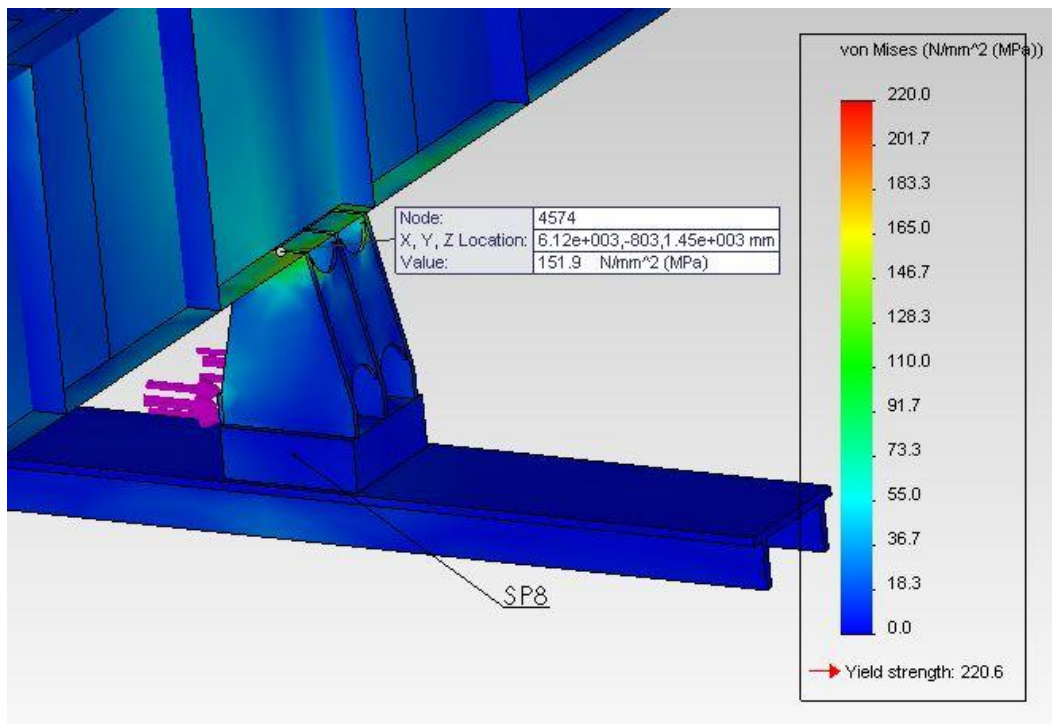


**Figur 52: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP6.**



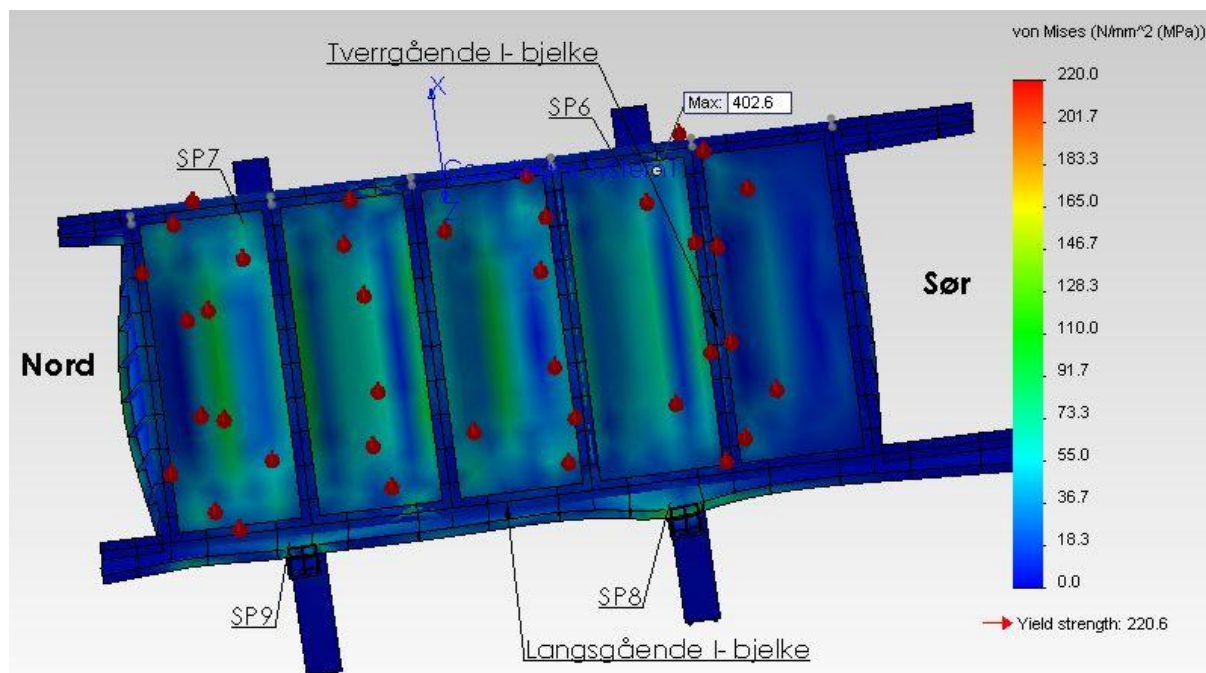
Figur 53: Iso Clipping på nivå 70 MPa. SP7.

Spenningsene ellers i konstruksjonen er generelt moderate. Men som nevnt tidligere er innfestingen av labbene viktig å fokusere på. Som Figur 54 og Figur 55 viser, lager skiddingkraften ekstrabelasting i SP8 spesielt.



Figur 54: Spenningskonsentrasjon ved innfesting av labb SP8

Figur 55 viser også at spenningskonsentrasjonene og utbøyingen forsterkes i SP8 ved at langsgående og tverrgående I-bjelker ikke møtes i området hvor labben er festet. Dette er tilfelle ved SP9, og Figur 55 viser at i dette området blir spenning og utbøyning lavere.



Figur 55: Von Mises plott av boredekk, sett ovenfra.

*Utbøying labber X- retning* er målt langs skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere hvordan lasten og skiddingkraften påvirker konstruksjonen. Som det kommer fram i Tabell 22 og er utbøyingen mellom SP 6 og SP 8 på 11,1 mm. Denne verdien er forholdsvis høy, og fører til forsterkede utfordringer i innfestingene for SP6 og SP8. I Figur 55 kommer også forskjellen i utbøyning i x-retning, mellom de to skinnene, tydelig frem. Denne verdien er referert i Tabell 22, som SP8- SP9.

*Utbøying labber Y- retning* er målt på tvers av skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere faren for at labbenes styrestål skal skjære i skiddeskinnen, eller at låsesituasjoner mellom labber og skinne kan oppstå. Som det kommer fram i Tabell 22 er utbøyingen mellom labbene forholdsvis liten, og vil ikke kunne føre til problemer.

I Tabell 22 mangler verdi for SP6- SP7. Dette er fordi begge disse labbene er fast innspent på øvre skiddeskinne.

	Utbøying labber Y-retn(mm)	Utbøying labber x- retn(mm) langs skinne
SP6 – SP7	-	-
SP8 – SP9	0,8	7,6
SP6 – SP8	2,5	11,1
SP7 – SP9	3,2	3,5

Tabell 22: Data for test 7. Utbøying.

Måling av utbøyning på boredekket i vertikal retning(Z-retn), er gjort med mål om å avdekke potensielle uheldige utbøyinger. Det er tydelig at boredekket er veldig stivt, også for dette lasttilfelle.



Utbøyingene i z- retning er for alle praktiske formål de samme som i test 6. Derfor dokumenteres ikke resultatene ytterligere.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i SP8 og SP9 er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese av *free body force* for de 2 labbene. *Andelen av reaksjonskraft i Z retning* er så regnet ut i forhold til sum reaksjonskraft for SP8 og SP9. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 23.

Grunnen til at det kun presenteres verdier for SP8 og SP9 er kontaktbetingelsene, som gjør at data ikke er tilgjengelig for SP6 og SP7.

$$\text{Andel reaksjonskraft Z retn} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for SP8 og SP9}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning (vertikalt) og gjennomsnittlig kontakttrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontakttrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 9 viser, er det meget stor forskjell på trykket internt i en glideflate. For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes effektivt areal med det totale labbarealet på 0,9 m<sup>2</sup>.

Resultatene for kontakttrykk og effektivt areal er gjengitt i Tabell 23. Resultatene fra denne testen er ok. Makstrykkene stiger noe i forhold til test 6, dette er helt i henhold til forventningene da utbøyinger i x- retning har økt sammenliknet med test 6. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 24.

	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 6 (SP6)	-	-	-	-	-	-
Labb 7 (SP7)	-	-	-	-	-	-
Labb 8 (SP8)	6,2	24,5	3525	46	0,573	64
Labb 9 (SP9)	7,1	32	4066	54	0,571	63
Gjennomsnitt over labber	6,6		3796			

Tabell 23: Data fra Test 7 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	--	--	--	--
Labb 2 (SP2)	--	--	--	--
Labb 3 (SP3)	7,4	29,4	0,478	53
Labb 4 (SP4)	8,5	38,4	0,476	53
Gjennomsnitt over labber	8,0			

Tabell 24: Test 7. Justerte resultater.

Det viktigste resultatet i test 7 er knyttet til ugunstige spenninger og utbøyinger i forbindelse med innfestingen av labbene. I tillegg oppstår de samme problemene som i test 6, med at de rette kantene bidrar til spenningskonsentrasjoner. Men det kommer også fram at måten labbene er festet til boredekket er ugunstig med hensyn til å overføre skyvkraften fra labbene, til boredekket. SP8 er spesielt utsatt i denne sammenheng.

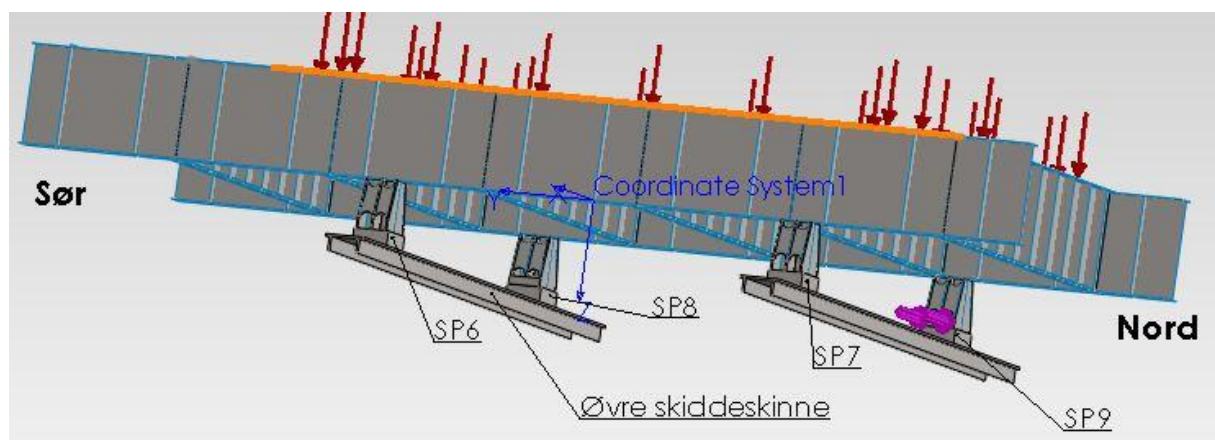
### **Test 8 – Boredekkets vekt samt skyvkraft langs øvre skiddeskinne nord**

Lastfordelingen på boredekket er her lik som i Test 6. Men i tillegg påtrykkes en skyvkraft langs skiddeskinne nord for å simulere en skiddingsylinder. Størrelsen på kraften er ekvivalent med 100 mT.

Testen er ment for å kontrollere boredekket, når det er utsatt for statisk last og skyvkraft langs en skinne. Under følger en gjennomgang av aktuatorkrefter, kontaktsett, relevante spenningstilstander i strukturen, relevante utbøyinger i x- retning, y- retning og z- retning, kontaktrykk og effektivt areal og til sist justerte resultater.

Langs skiddeskinne nord legges det på en skyvkraftekvivalent på 100 mT. Det vil tilsvare ca halvparten av skyvkraften som en typisk aktuator for et slikt system leverer. Kraftene fra aktuatoren går i den virkelige verden nesten utelukkende med til å overvinne friksjon i glidepunktene. Med antakelsen om at det trengs en kraftekvivalent på 200 mT for å flytte en side av strukturen, kan det ved uniform lastfordeling over to labber argumenteres for at friksjonskraftekvivalenten i hver labb er i størrelsesorden 100 mT. Så hvis en kraftekvivalent på 100 mT går med til å overvinne friksjon i hver av labbene langs en skinne, må den totale kraftekvivalenten være 300 mT for at strukturen skal deformeres med en kraftekvivalent på 100 mT. Da denne testen foregår uten friksjons forbindelse mellom labber og skiddeskinne nord, er det en konservativ antakelse at en kraftekvivalent på 100 mT er den tilgjengelige kraft som kan deformere konstruksjonen.

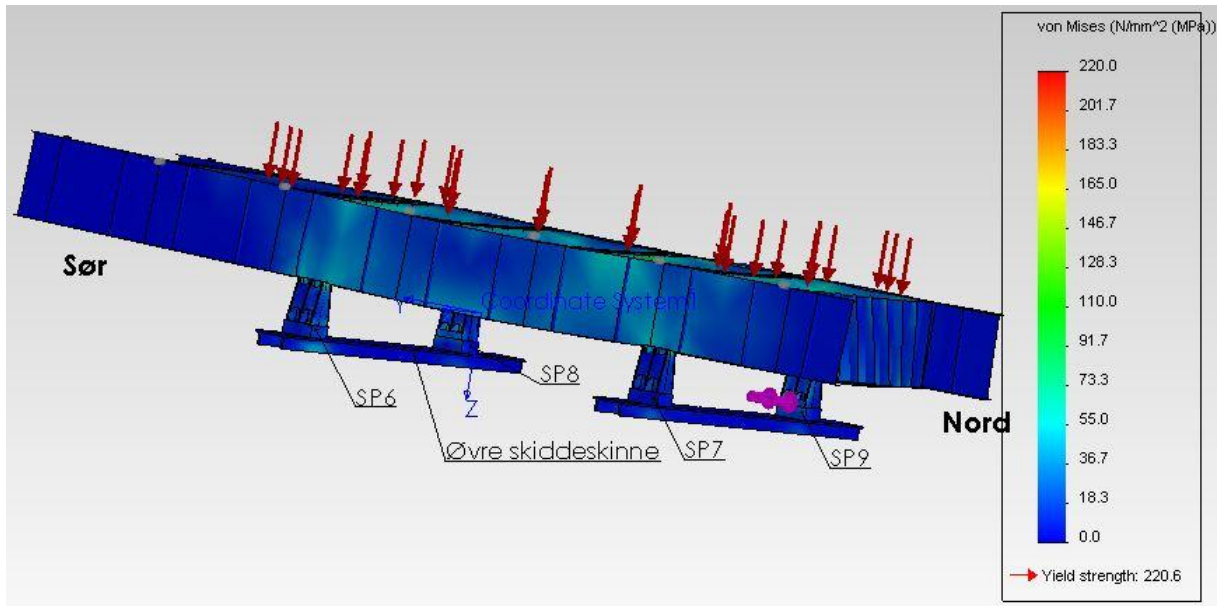
For å skape situasjonen definert over, opprettes det kontakt sett(no penetration) i glidepunktene for de to labbene langs skiddeskinne nord. Formålet med dette er at labbene ikke skal være festet til skinnen på noen måte, men kun hvile på bjelken som følge av gravitasjon. For de to siste labbene, langs skiddeskinne sør, er det definert *global contact- bonded*. Det vil si at kontakt flatene som ligger inntil hverandre blir beregnet som ett stykke gods. Dette er også standard betingelsen som gjelder for resten av konstruksjonen. I praksis vil dette si at konstruksjonen holdes fast langs skiddeskinne sør, mens den langs skiddeskinne nord blir forsøkt forflyttet ved en kraftekvivalent på 100 mT. I Figur 56 kan det ses hvordan skyvkraftene legges på SP9.



Figur 56: Lasttilfelle for test 8.

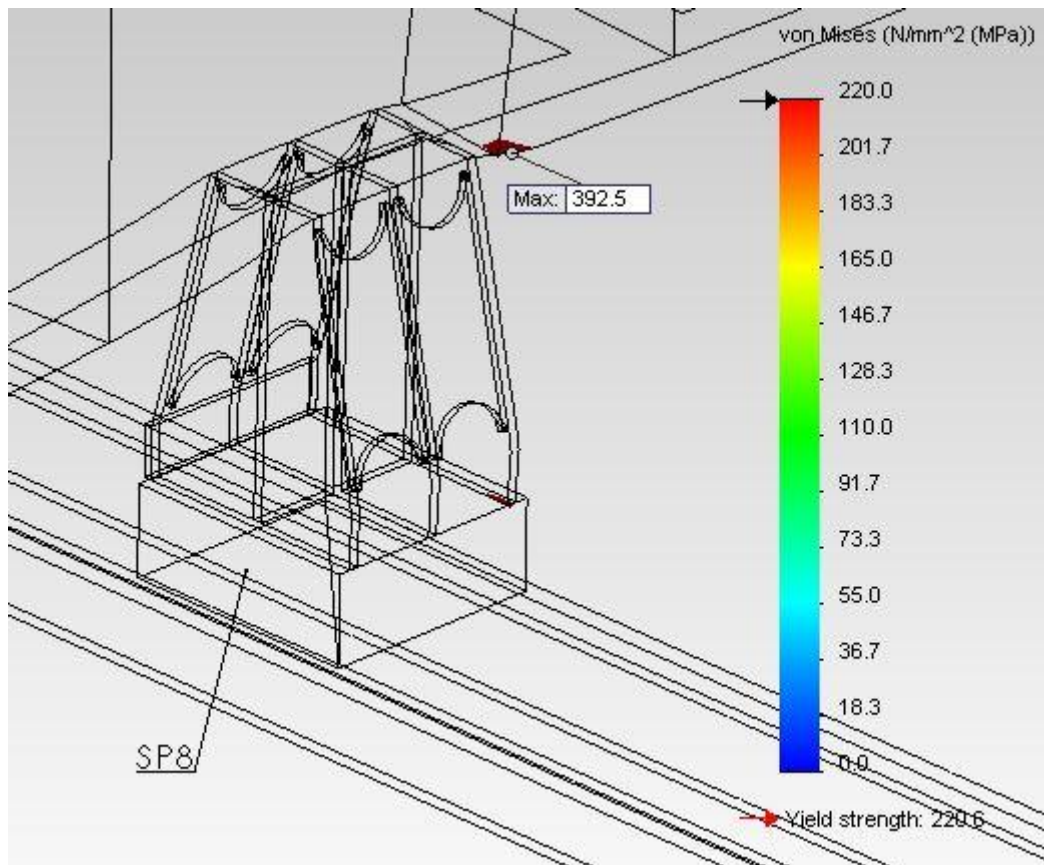
Denne måten å definere kontaktbetingelser for labbene har noen klare ulemper for testene. Problemet er labbene SP6 og SP8 hvor det er definert *global contact-bonded*. Når to av labbene er fast innspent på skiddeskinnene blir overgangene mellom labbene (SP6 og SP8) og skinnene modellert som ett stykke gods, som igjen fører til at reaksjonskrefter og flatetrykk ikke kan avleses. Dette kommer frem i tabellene som presenteres senere i testen.

For å kontrollere konstruksjonen i forhold til potensielt farlige spenninger, brukes SolidWorks til å sjekke Von Mises spenning. Dette er jevnførende spenning, som kommer som følge av formending. Figur 57 viser Von Mises spenningsplot for test 8.



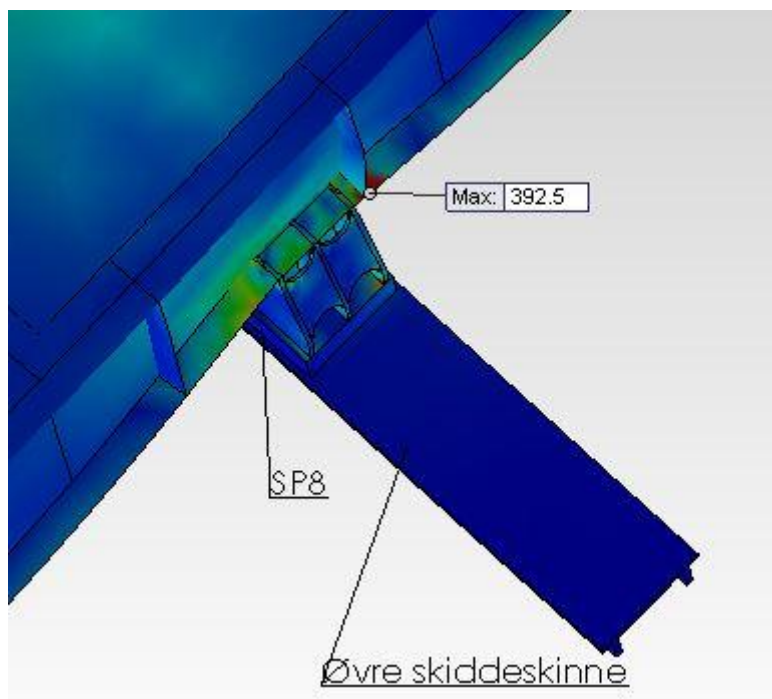
**Figur 57: Von Mises spenningsplot for test 8**

Den høyeste spenningen i boredekket er å finne i nærheten av labben SP8. Maksimalspenningen er overflytegrensa i små områder i tilknytning til labbene. Hovedårsaken er, som tidligere kommentert, uheldige skarpe kanter, som gir spenningskonsentrasjoner. Situasjonen i SP8 er vist i Figur 58.



**Figur 58: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP8.**

Figur 59 viser også at spenningskonsentrasjonene og utbøyingen forsterkes i SP8 ved at langsgående og tverrgående I-bjelker ikke møtes i området hvor labben er festet. Dette er det samme problemet som oppstod i test 7, bare at nå er utbøyingen motsatt vei. Langsgående og tverrgående I-bjelker på boredekket er illustrert i Figur 55.



Figur 59: Von Mises plott av SP8, sett ovenfra.

Utbøyning labber X- retning er målt langs skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere hvordan lasten og skiddingkraften påvirker konstruksjonen. Som det kommer fram i Tabell 25, er utbøyingen størst mellom SP 8 og SP 9. Denne verdien blir høy fordi den gjenspeiler både utbøyingen i konstruksjonen og utbøyingen i SP 9 som følge av skiddingkraften. Men verdiene er ikke urovekkende høye.

Utbøyning labber Y- retning er målt på tvers av skiddeskinnene. Formålet med å måle denne verdien er å vurdere faren for at labbenes styrestål skal skjære i skiddeskinne, eller at låsesituasjoner mellom labber og skinne kan oppstå. Som det kommer fram i Tabell 25 er utbøyingen mellom labbene forholdsvis liten, og vil ikke kunne føre til problemer.

I Tabell 25 mangler verdi for SP6- SP8. Dette er fordi begge disse labbene er fast innspent på øvre skiddeskinne.

	Utbøyning labber Y-retn(mm)	Utbøyning labber x- retn(mm) langs skinne
SP6 – SP7	2,3	5,5
SP8 – SP9	0,8	8,6
SP6 – SP8	--	--
SP7 – SP9	3,3	2,1

Tabell 25: Data for test 8. Utbøyning.

Måling av utbøyning på boredekket i vertikal retning(Z-retn), er gjort med mål om å avdekke potensielle uheldige utbøyinger. Det er tydelig at boredekket er veldig stivt, også for dette lasttilfelle. Utbøyingene i z- retning er for alle praktiske formål de samme som i test 6. Derfor dokumenteres ikke resultatene ytterligere.

Flatetrykket og reaksjonskreftene i SP7 og SP9 er målt med det formål å finne forventet maksimaltrykk og hvor stor andel av labbens areal som er i bruk. Reaksjonskreftene finnes ved å lese

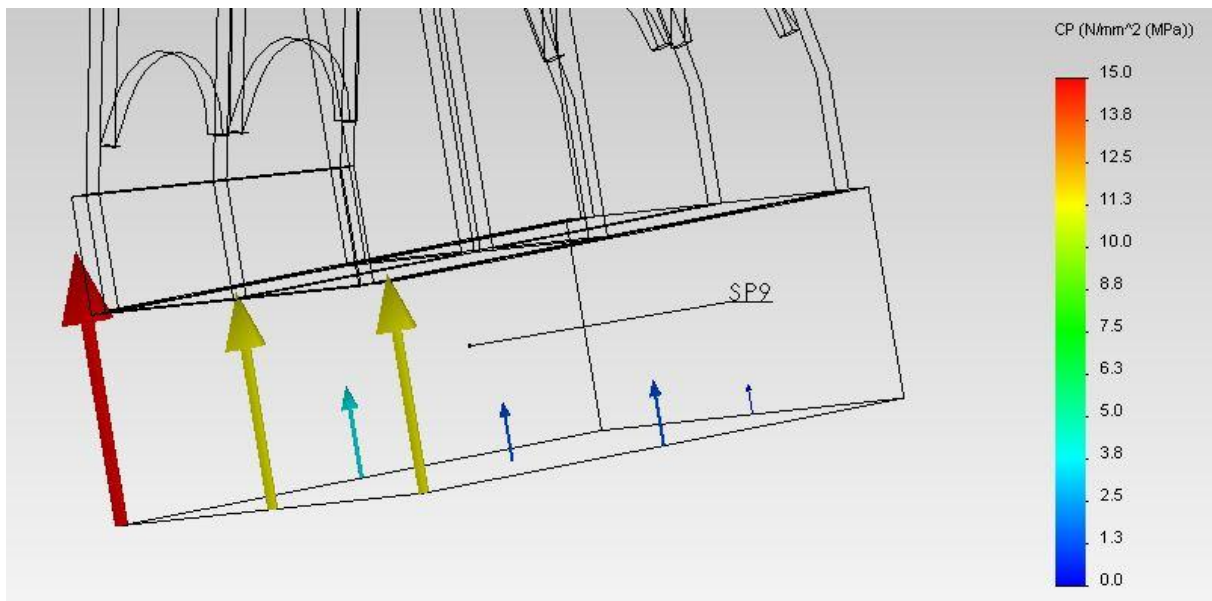
av *free body force* for de 2 labbene. Andelen av reaksjonskraft i Z retning er så regnet ut i forhold til sum reaksjonskraft for SP7 og SP9. Reaksjonskrefter er oppgitt i Tabell 26. Grunnen til at det kun presenteres verdier for SP7 og SP9 er kontaktbetingelsene, som gjør at data ikke er tilgjengelig for SP6 og SP8.

$$\text{Andel reaksjonskraft Z retn} = \frac{\text{reaksjonskraft for labb}}{\text{reaksjonskraft for SP7 og SP9}} * 100 \%$$

For å finne effektivt areal, vurderes forholdet mellom reaksjonskraft i z- retning (vertikalt) og gjennomsnittlig kontaktrykk. På denne måten estimeres effektivt areal ved at konstant trykk over hele flaten antas.

$$\text{Effektivt areal} = \frac{\text{reaksjonskraft Z retn}}{\text{gjennomsnittlig kontaktrykk}}$$

Formelen over gir ikke et nøyaktig bilde av virkeligheten, men det gir et representativt bilde av hvor stort areal som belastes. For som Figur 60 viser, er det meget stor forskjell på trykket internt i en glideflate.



Figur 60: Fordeling av kontaktrykk i SP9, test 8.

For å finne effektivt areal i prosent, sammenliknes *effektivt areal* med det totale labbareale på 0,9 m<sup>2</sup>. Resultatene for kontaktrykk og effektivt areal er gjengitt i Tabell 26. Resultatene fra denne testen er moderate, og uten noen urovekkende verdier. For å ta høyde for ikke konservative antakelser blir justerte resultater, som vist i Tabell 27.



	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Reaksjons kraft Z-retn (kN)	Andel reaksjons kraft (%)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 6 (SP6)	-	-	-	-	-	-
Labb 7 (SP7)	7,9	19,7	4582	56	0,582	65
Labb 8 (SP8)	-	-	-	-	-	-
Labb 9 (SP9)	6,3	30,3	3550	44	0,567	63
Gjennomsnitt over labber			4066			

Tabell 26: Data fra Test 8 – trykk, krefter, areal.

Justert resultat med 20 %	Gj.snittlig kontakt trykk(MPa)	Maks trykk(MPa)	Effektivt Areal(m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb 1 (SP1)	--	--	--	--
Labb 2 (SP2)	9,4	23,6	0,485	54
Labb 3 (SP3)	--	--	--	--
Labb 4 (SP4)	7,5	36,4	0,473	53
Gjennomsnitt over labber	8,5			

Tabell 27: Test 8. Justerte resultater.

Det viktigste resultatet i test 8 er knyttet til ugunstige spenninger og utbøyinger i forbindelse med innfestingen av labbene. Det oppstår de samme problemene som i test 6, med at de rette kantene bidrar til spenningskonsentrasjoner. Men det kommer også fram at måten labbene er festet til boredekket er ugunstig med hensyn til å overføre skyvkraften fra labbene, til boredekket. SP8 er spesielt utsatt i denne sammenheng.

### 3.2.5 Resultater

Som testene i dette kapittelet viser er det en signifikant fleksibilitet i labbene, og da spesielt i understrukturen. Understrukturen er dessverre underdimensjonert, i forhold til å takle belastningene den blir utsatt for. Boredekket er noe kraftigere dimensjonert, men her er det noen utfordringer spesielt knyttet til høye spenningskonsentrasjoner. Under følger en liten gjennomgang for understruktur og boredekk.

#### **Understruktur**

Understrukturen har dessverre vist seg å være noe underdimensjonert, med hensyn til både spenninger og utbøyinger. Hovedårsaken er at forenklet modell ble satt opp med utgangspunkt i AS Nymo sin komplette CAD modell, uten at det har vært tilgang på relevante testdata som kunne brukes i arbeidet med å dimensjonere forenklet modell. Følgene av dette er at dataene for understrukturen ikke blir direkte overførbare til AS Nymo sin struktur, men undersøkelsene av understrukturen viser hvordan fleksibilitet effektivt kan undersøkes. Da er det bare å tilpasse denne metoden til egen modell, og egne rammevilkår. Under kommenteres noen vesentlige moment for analysen for understrukturen.

Som våre data viser, måles det en utbøyning av labbene på tvers av skiddeskinnene for alle lasttilfeller. Labbene SP3 og SP4 er spesielt utsatt for slik utbøyning, og har vært i fokus under hele denne analysen. Fenomenet er vist i Figur 17. Testene viser at dette er et svakt punkt, og avhengig av hvordan labbene utformes kan dette føre til problemer i forhold til skjæring/ låsing mellom skinner og labber. Når disse labbene er så fleksible i forhold til hverandre må det gjøres tiltak. Understrukturens nordside må



forsterkes eller redesignes slik at denne utbøyingen havner innenfor fornuftige verdier, samt at jevnførende spenning må ligge godt under flytegrensa for relevante lastsituasjoner.

Fra Test 5, anslås de verste resultatene for utbøyning mellom SP3 og SP4. Utbøyingen på tvers av nedre skiddeskinner blir målt til 52,6 mm, og utbøyning langssetter nedre skiddeskinner på over 150 mm. Dette er for alle praktiske formål altfor store utbøyinger, og strukturen er underdimensjonert for å tåle dette. Men det som er viktig å huske i forbindelse med disse resultatene er at de stammer fra et worst case tilfelle, hvor hele systemet er i ferd med å ødelegges. Denne situasjonen skal under ingen omstendigheter oppstå, og derfor vil heller ikke verdiene fra denne testen være dimensjonerende.

En typisk trend som analysene gir er at når boredekket befinner seg i senterposisjon, vil trykket på innersiden av labbene være høyere enn ellers i kontaktflaten. Dette er ikke lenger en trend når boredekket posisjoneres i vest eller øst. Videre er skiddebjelken, som brukes i FEM-analysene, modellert uten feil, noe som ikke er tilfelle i praksis. På bakgrunn av overnevnte er det ikke er mulig å forutse et generelt trykkbilde for kontaktflatene. Derfor er det hensiktsmessig om lageret produseres på en slik måte at alle områder i kontaktflaten er dimensjonert for det høyeste trykkbildet.

### **Boredekk**

I testene gjennomført i dette kapittelet er det gjort et par ikke- konservative antakelser. Første antakelse omhandler lastfordeling av boredekket. Boredekket antas å være lastet jevnt, noen som ikke er tilfelle i alle situasjoner. Dette gir en mer forutsigbar lastfordeling i labbene, enn det som kan forventes reelt. Reelt vil lastfordelingen påvirkes av hvor dekkutsyret er plassert, samt ytre krefter som vind, is etc. Andre antakelse går på at øvre skiddeskinner er modellert som perfekte, og uten nedbøyning. Dette er en forenkling som kan gi urealistisk lave flatetrykk, samt underestimere behovet for aktuator kraft. For å ta høyde for dette justeres resultatene med 20 % for å forsikre konservative svar.

## **3.3 Verdier til bruk videre i oppgaven**

For oppgaven videre blir verdiene fra understrukturen brukt, da disse verdiene stiller høyest krav til glidelageret. Da resultatene for boredekket ikke brukes i videre arbeid, blir det heller ikke dimensjonert noe skiddingsystem for boredekket.

Verdiene i Tabell 28 baserer seg på tester 1- 4 for understrukturen. Test 5 er utelatt, fordi denne testen representerer rammevilkår som aldri skal forekomme under standard drift. Disse verdiene skal brukes videre i Kapittel 4 hvor glidepunktet blir utviklet.

<b>Understruktur</b>	
<b>Flatetrykk</b>	18 MPa
<b>Maksimalt flatetrykk</b>	61 MPa
<b>Effektivt areal</b>	0,41 m <sup>2</sup>
<b>Effektivt areal</b>	46 %
<b>Maks utbøyning x- retn</b>	30,1 mm
<b>Maks utbøyning av øvre skiddeskinne</b>	2,0 mm/m

Tabell 28: Sammenfatting av testresultater. Justerte verdier(20%).

## Kapittel 4

# Utvikling av glidepunkt

---

*Tribologi* kan defineres som *læren om samhandlende overflater i bevegelse relativt til hverandre og relaterte temaer til dette*. I dette inngår i hovedsak temaene friksjon, smøring og materialforvitring. Ordet tribologi i seg selv stammer fra det greske ordet *tribos* som betyr «å gni», dog inkluderer temaet mer enn vitenskapen om overflater i kontakt med hverandre [17, 18].

I dette prosjektet er tribologi høyrelevant da et glidelager skal utformes. Tribologien vil bidra til å finne en god lagerutforming til oppgaven og bruke riktig materiale i kontaktflatene.

For dette kapittelet, og videre gjennom oppgaven er det understrukturens skidding system som vies all oppmerksomhet. Dette er fordi de største utfordringene fremkommer i understrukturen, og systemet som designes vil prinsipielt ha høy relevans også for boretdekket.

### 4.1 Valg av konsept for glidepunkt

Med utgangspunkt i bakgrunnsstudie i Kapittel 2, og funnene i Kapittel 3, ble konsept for glidelager valgt. Valget falt på et tørt glidelager, med utskiftbart slitmateriale og mulighet for grease- injeksjon i glideflaten.

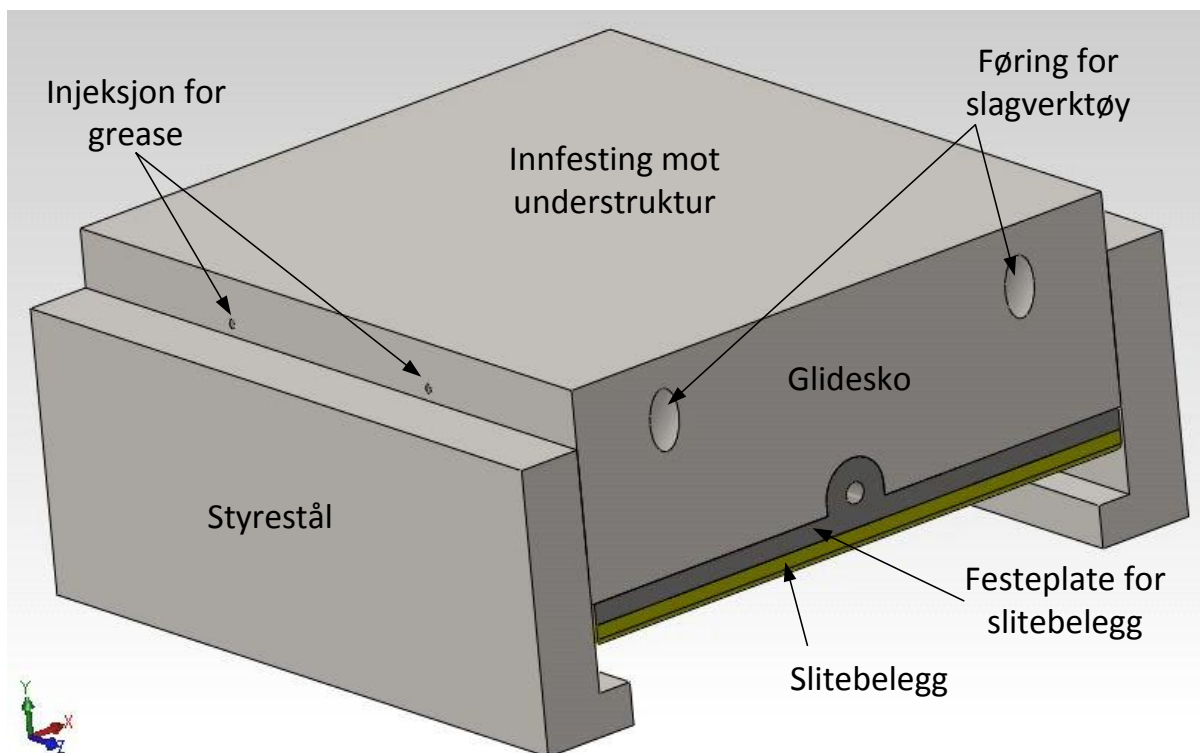
I Kapittel 2 er det kartlagt en stor mengde materialer, som er godt egnet for glidelager applikasjoner. Dessverre blir de aller fleste materialene ubrukelige i møte med kravene som stilles til lageret i denne oppgaven (ref. Kapittel 3). Derfor er aluminiumbronse valgt som utgangspunkt for slitmateriale, med tørrstoff innsatser av PTFE. Dette vil være en meget enkelt og robust løsning, som er godt egnet for å takle ujevnheter på skiddeskinnen.

Flatetrykkene i denne applikasjonen vil ligge rundt 20 MPa, og dette er ikke noe problem for et bronselager. Men som FEM-analysene viser kan det opptre maksimalspenninger i kontaktflaten som er over 60 MPa. Dette maksimaltrykket ble en avgjørende faktor, for en bronsbasert legering i glidelageret.

Videre i dette delkapittelet presenteres fysisk utforming av ønsket lagerkonfigurasjon, et enkelt konsept for drift og vedlikehold, og beregning for hastighetsbegrensning. Glidepunktet som presenteres er et tørt glidelager, med et utskiftbart lagermateriale i aluminiumbronse. For CAD av glidepunkt se Vedlegg 2.

#### 4.1.1 Fysisk utforming av lageret

Grunntanken er at lageret skal være enkelt og robust, samt at utskifting av sliteplate skal være uproblematisk. Styrestålene vil bli etter montert, ved sveising, når understrukturen er plassert ute på plattformen. Under følger en gjennomgang av komponentene. Tegninger for komponentene er også gjengitt i Vedlegg 2.



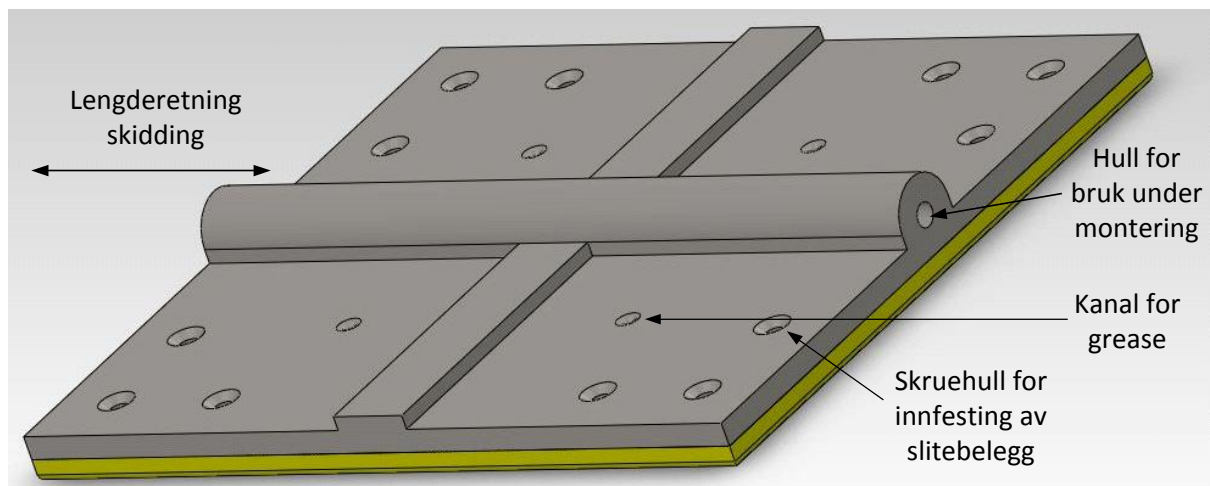
**Figur 61: Glidelager med betegnelser.**

### **Glidesko**

Dette er hoveddelen av glidelageret. Den er laget i massivt stål, og er sveist fast til understrukturen. Føringer for slagverktøy er boret i glideskoen. Formålet med en slik føring er å kunne banke av festeplate og slitebelegg, etter å ha jekket opp labben, ved bruk av en støtstang. Det er også boret kanaler for injeksjon av grease. Tanken er at grease kan presses inn manuelt ved hjelp av fettpresse. Kanalene for grease går tvers igjennom glideskoen, festeplaten og slitebelegget.

### **Festeplate**

Festeplaten er laget i massivt stål, og er egnet for flere gangers bruk. Formålet med denne platen er at slitebelegget skal festes på en robust måte, samt bidra til enkel skifteprosedyre. Festeplaten er ikke festet til glideskoen, men den holdes på plass ved hjelp av flatetrykket, samt at slitebelegget festes til platen ved hjelp av skruer i kombinasjon med lim.

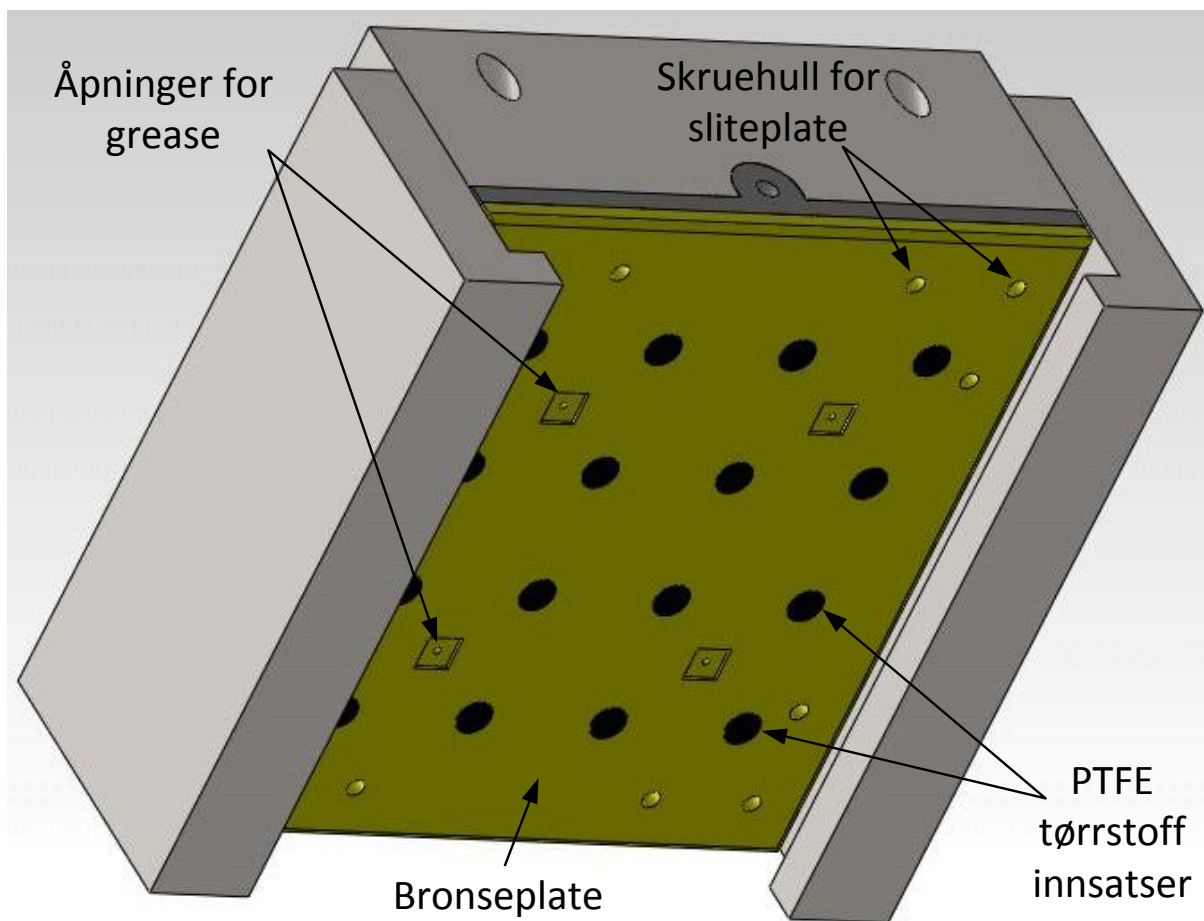


Figur 62: Festeplate med slitebelegg.

### **Slitebelegg**

I dette lageret brukes en aluminiumbronselegering i kombinasjon med PTFE-innsatser, samt mulighet for injeksjon av grease. Dette er en enkel og robust løsning, som tåler høye flatetrykk, og hvor kravene til overflaten på skiddeskinnen er relativt lave.

Denne type slitebelegg har en rekke fordeler. Gnistfare og fare for kaldsveising er minimal, god korrosjonsmotstand, og gode friksjonsegenskaper. Se Kapittel 2 for ytterligere informasjon rundt aluminiumbronse og PTFE.



Figur 63: Glidelager sett fra undersiden.

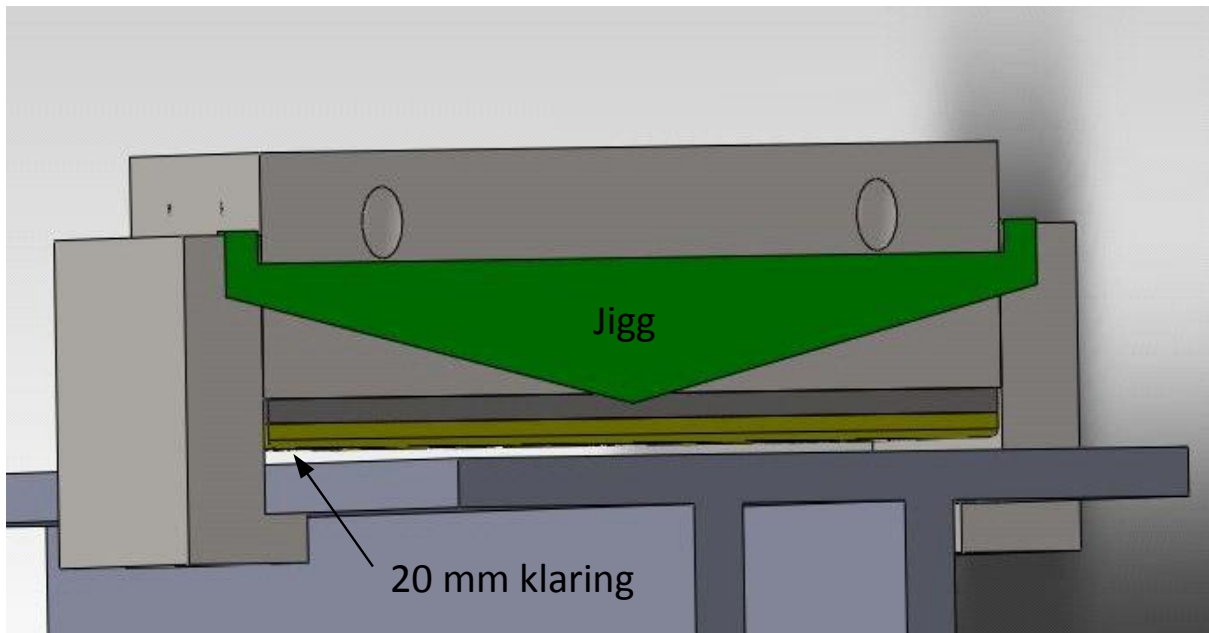
#### 4.1.2 Utskifting av lager

##### **Deteksjon av utslitt lager**

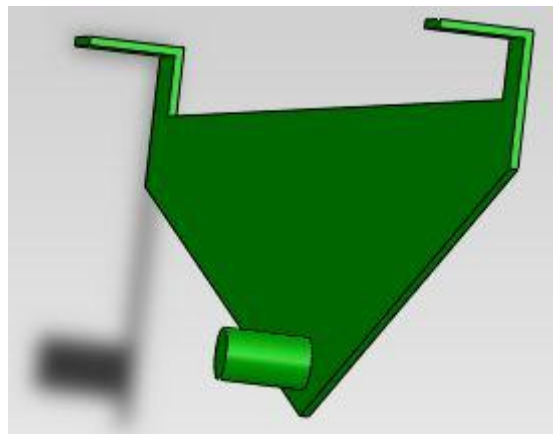
Avhengig av hvordan systemet er montert, finnes det en rekke måter å avgjøre tid for lagerutskifting. Her følger tre mulige måter å gjøre dette på. Den første, og enkleste måten vil være visuell inspeksjon av lageret. Avhengig av en gitt grenseverdi for minimum tykkelse skiftes lageret ut. Andre løsning går på skiddingdistanse. Ut fra erfaringsdata for systemet kan det avgjøres hvor mange meter skidding under et gitt lasttilfelle et lager tåler. Hvis distanse for skidding kartlegges under drift er det enkelt å avgjøre neste lagerskifte. Tredje løsning, som AS Nymo har vært interessert i, er at man følger med på vinkelen på de hydrauliske aktuatorene. Disse er i utgangspunktet montert med en liten positiv vinkel fra gripper til labb, slik at når de operer vannrett betyr det at lageret er utslitt.

##### **Rutine for utskifting av lager**

Når glideskoen er ferdig montert med styrestål, er det mulig å jekke opp labben ca 20 mm fra skiddeskinnen. Dette gir akkurat nok plass til å kunne skifte ut lageret. Med lager menes festeplate med slitebelegg, som vist i Figur 62. Etter å ha jekket opp labben, blir lageret liggende på skinnen eller må bankes løs ved hjelp av støtstenger som settes ned i føringene på siden. Når lageret ligger på skinnen kan det skyves ut langs skinnen. Nytt lager føres inn langs skinnen, og løftes opp under labben ved hjelp av jigg som festes i hvert hull på enden av lageret. Årsaken til at jiggen skal brukes er å forsikre at lageret har riktig posisjon før labben senkes ned på skinnen.



Figur 64: Glidesko i opp- jekket posisjon. Nytt lager holdes på plass ved hjelp av en jigg.



Figur 65: Jigg til bruk under bytte av lager.

#### 4.1.3 Hastighetsbegrensning for lageret

Under utredningen av friksjonsmodellen kommer det frem at skidding er anbefalt med boretårnet posisjonert i senter. Derfor forutsettes det at boretårnet er i senter under utredning av hastighetsbegrensningen. En annen forutsetning er normal drift på skidding systemet. Som resultatene i Kapittel 3 viser kan det under meget ugunstige driftsforhold, opptre flatetrykk på opp mot 61 MPa (Test 2). Dette flatetrykket brukes nå for å beregne maksimal hastighet lageret kan tåle, ut fra et forhold mellom trykk og fart. Johnson Metal[11] som produserer denne type bronselager oppgir en maksimal PV- verdi (trykk ganger hastighet) for en slik applikasjon til å være;

$$P * V = 3,0 \text{ MPa} * \frac{m}{s}$$

Hastighetsbegrensning for lageret vil da bli;

$$V_{Maks\_normal\_drift} = \frac{3,0}{61 \text{ MPa}} \approx 0,05 \frac{m}{s}$$



Med utgangspunkt i dette valget undersøkes aluminiumbronse ved hjelp av en LuGre friksjonsmodell i delkapittel 4.2.

## 4.2 Friksjonsmodell

For å vite hvor høye friksjonskrefter aktuatorene i systemet må overkomme, og i hvilken grad reguleringen må ta hensyn til variasjon i disse kreftene, trengs det en friksjonsmodell. I kontaktflatene mellom skiddeskinnene og slitebeleggene i glidelagrene kan det oppstå en rekke forskjellige friksjonsfenomener som trengs å ta hensyn til, og derfor er det viktig at friksjonsmodellen gir realitets nær informasjon om dette.

I teksten under redegjøres det først for ulike friksjonsfenomener som må gjenskapes, deretter blir friksjonsmodellen av typen LuGre forklart, og til sist anvendt for skiddesystemet.

### 4.2.1 Friksjonsfenomener

For alle disse fenomenene gjelder det at friksjonskraften peker motsatt retning av den relative hastigheten mellom kontaktflatene, eller i motsatt retning av aktuatorkraften dersom hastigheten er null. Se Formel 1. De aktuelle friksjonsfenomenene beskrives gjennom klassiske friksjonsmodeller.

$$\text{sgn}(F_{\text{frik}}) = \begin{cases} -\text{sgn}(v), & \text{dersom } v \neq 0 \\ -\text{sgn}(F_{\text{aktuator}}), & \text{dersom } v = 0 \end{cases}$$

**Formel 1: Friksjonskraften peker alltid imot hastigheten eller aktuatorkraften.**

#### **Coulomb friksjon**

Den mest kjente formen for friksjon er Coulomb-friksjon, som vises på Figur 66 a. Friksjonskraften er gitt til å være proporsjonal med normalkraften lasten gir på kontaktoverflaten. Dette er vist i Formel 2. Denne proporsjonaliteten er gitt ved en friksjonskoeffisient som settes for å gjenspeile geometrien og motstanden i kontaktflatene.

$$F_C = \mu_C * F_N$$

**Formel 2: Coulomb friksjon, hvor  $\mu_C$  er friksjonskoeffisienten og  $F_N$  er normalkraften.**

#### **Viskøs friksjon**

Dette er en kraftkomponent som er avhengig av den relative hastigheten og geometrien mellom kontaktflatene og smøremiddelets viskositet. Teorien sier at desto større denne hastigheten er, desto større friksjonskraft utøver smøremiddelets viskositet. Se Formel 3. Addert med Coulomb vil dette gi en friksjonskurve som vist i Figur 66 b.

$$F_v = \mu_v * v^{\alpha_v}$$

**Formel 3: Viskøs friksjon, hvor  $\mu_v$  er den viskøse friksjonskoeffisienten,  $\alpha_v$  er avhengig av kontaktflatenes geometri og  $v$  er den relative hastigheten mellom kontaktflatene.**

#### **Stiksjon**

Dette fenomenet oppstår når det er lav hastighet eller ingen relativ bevegelse mellom kontaktflatene, og beskrives med en egen løsrivningskoeffisient. Denne er som regel en del høyere enn Coulomb-koeffisienten. Dette antyder at når kontaktflatene står i ro, relativt til hverandre, er friksjonen høyere enn ved konstant hastighet. Fenomenet er vist i Figur 66 c. Når en bevegelse mellom

kontaktoverflatene skal igangsettes, kreves det en høyere aktueringskraft, kjent som løsrivningskraft. Løsrivningskraften blir ofte regnet som proporsjonal med normalkraften, Formel 4.

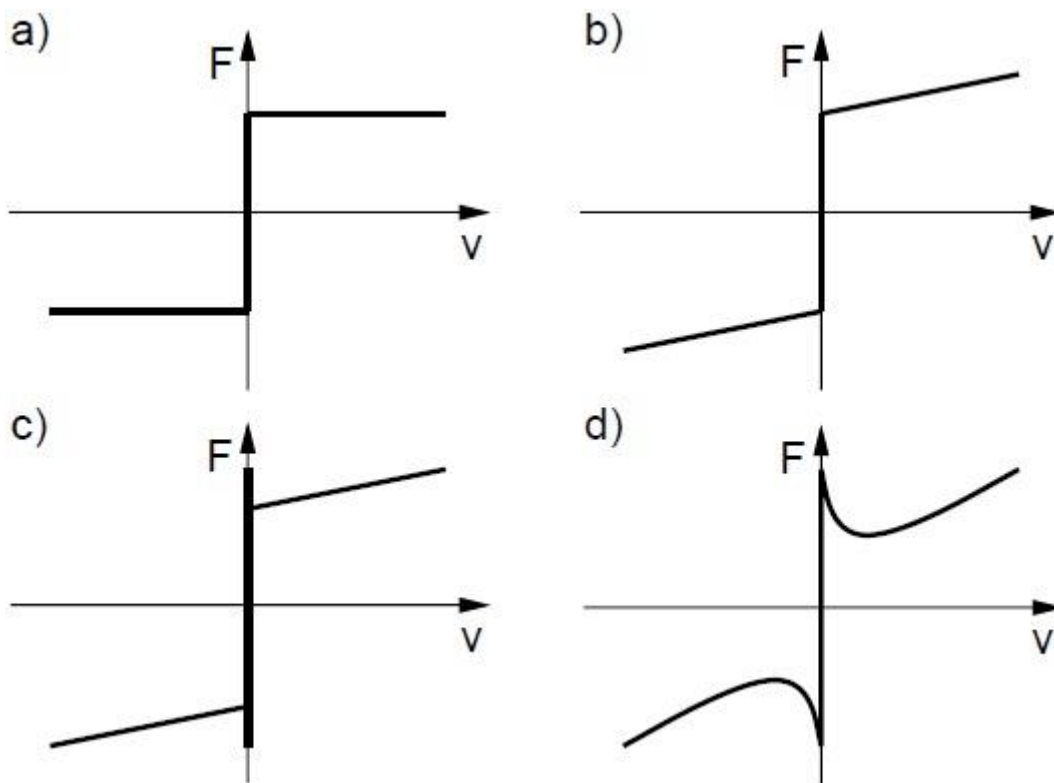
$$F_S = \mu_S * F_N$$

**Formel 4: Stiksjon, hvor  $F_S$  er stiksjonskraften (løsrivningskraften),  $\mu_S$  er stiksjonskoeffisienten og  $F_N$  er normalkraften på kontaktoverflatene.**

Dog er det ikke riktig å anta at stiksjon er diskontinuerlig rundt null hastighet, og kontinuerlig ved lav hastighet. For å komme nærmere virkeligheten må Stribeck effekten synliggjøres. I Figur 66 d er effekten vist, og den kan beskrives med at friksjonskraften synker fra maksimal stiksjon til Coulomb-friksjon når den relative hastigheten mellom kontaktflatene øker fra null til en gitt hastighet der stiksjon ikke lenger oppstår. Hvor fort friksjonskraften beveger seg mellom disse to verdiene avgjøres av en verdi kalt for Stribeckhastigheten,  $v_s$ . Dette betyr at  $v_s$  bestemmer hvilken hastighet stiksjon mellom kontaktflatene opphører, men også hvor høyfrekvent friksjonsmotstanden kan variere i såkalt stick-slip. Uttrykket som er vist i Formel 5 [19], tar høyde for Stribeck effekten.

$$F_{frik} = F_C + (F_S - F_C) * e^{-\left|\frac{v}{v_s}\right|^{\alpha_s}} + F_v$$

**Formel 5: Stribeck effekten, hvor  $v_s$  er Stribeck hastigheten og  $\alpha_s$  kvantifiserer effekten av forskjell mellom den relative hastigheten mellom kontaktflatene og Stribeck hastigheten.  $F_C$ ,  $F_S$ , og  $F_v$  er friksjonskraftkomponenter fra henholdsvis Coulomb, stiksjon og viskøs friksjon.**

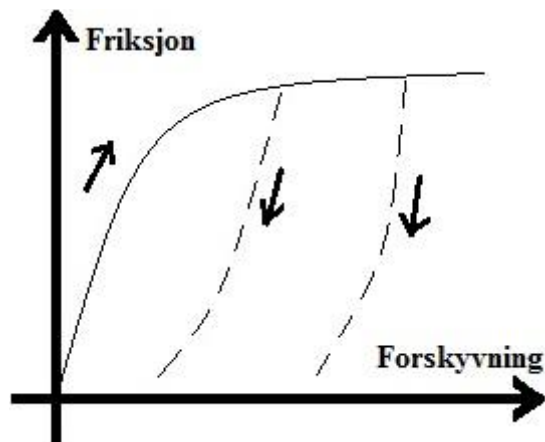


**Figur 66: Illustrasjon av statiske friksjonsmodeller. Figur a) Coulomb friksjon. Figur b) Kombinerer Coulomb og viskøs friksjon. Figur c) Tar med stiksjon i tillegg til Coulomb og viskøs friksjon. Figur d) illustrerer hvordan friksjonen kan minke kontinuerlig mellom stiksjon og Coulomb friksjon (Stribeck), [19].**

### **Før-glid forskyvning**

Direkte oversatt fra det mer kjente begrepet pre-sliding displacement. Dette fenomenet opptrer før synlig forskyvning skjer, og kan best beskrives som en fjæreffekt som står i direkte sammenheng med

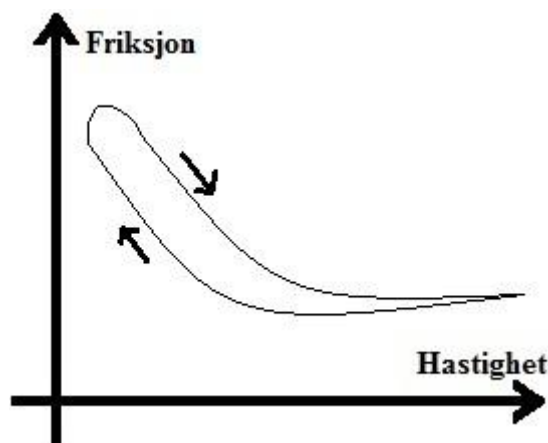
stiksjon. Det vil si at det forestilles fjærer mellom lasten og underlaget som strekkes i det lasten begynner å forskyves (starten av stiksjonsdomenet). På mikronivå betyr det at fjærene vil trekke seg sammen igjen når forskyvningen stanses og dermed vil lasten flytte seg litt tilbake på underlaget. Dette er vist i Figur 67.



Figur 67: Før-glid forskyvning med tilbaketrekking.

### Friksjonshysterese

Et annet fenomen som også oppstår i stiksjonens hastighetsområde er hysterese. I dette legges det at friksjonskraften er lavere ved minskende hastighet (retardering) enn ved økende hastighet (akselerering). Se Figur 68. Dette fenomenet synliggjøres kun ved bruk av en dynamisk friksjonsmodell, og denne hysterese kommer som en følge av modellens interne minne. Det interne minne kommer som følge av den interne tilstandsvariabelen, som regel kalt Z. Dette fenomenet synliggjøres ikke ved bruk av en statisk friksjonsmodell.



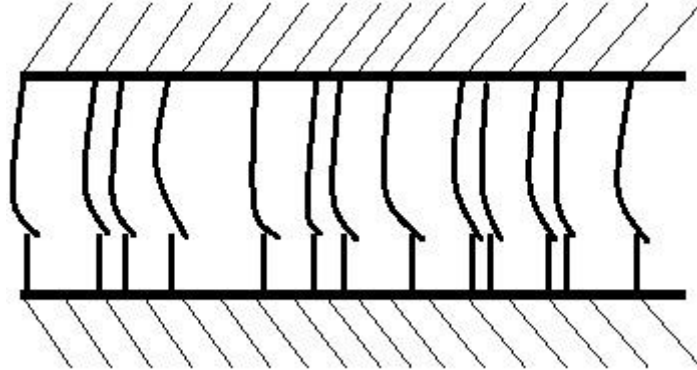
Figur 68: Hysterese i stiksjonshastighet.

### 4.2.2 LuGre friksjonsmodell

Det finnes en rekke dynamiske modeller som kan gjengi mange av de overnevnte fenomenene. For denne oppgaven velges LuGre-modellen da den er istand til å modellere samtlige av fenomenene. LuGre-modellen er et resultat av samarbeid mellom kontrollgrupper i Lund og Grenoble, og er en utvidet versjon av Dahl-modellen. Dahl-modellen kan simulere Stribeck effekten og dermed også stick-slip[20].

## Kontaktflater

Modellen er relatert til bristle-tolkningen (børstehår) av friksjon mellom kontaktflater. Det betyr at kontaktflatene ikke blir sett på som flater i inngrep med hverandre, men at flatene er dekket av børstehår som illustrerer fjærstivheter, og at de er disse børstehårene som er i inngrep med hverandre. Dette er visualisert i Figur 69.



Figur 69: Børstehårsmodell (bristles) av kontaktflater.

## Matematisk beskrivelse

LuGre er bygget rundt en intern tilstandsvariabel,  $z$ , som beskriver gjennomsnittlig defleksjon av børstehårene, beskrevet ved differensiallikningen i Formel 6.

$$z = \int \dot{z} dt$$
$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} = v - \mu_k * |v| * \frac{z}{g(v)}$$

Formel 6: Den dynamiske delen av LuGre. Formelen beskriver børstehårenes tilstand ved;  $\mu_k$  (børstehårenes fjærstivhet),  $v$  (relative hastigheten mellom kontaktflatene), og  $g(v)$  som er gitt ved Formel 7.

$$g(v) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) * e^{-\left|\frac{v}{v_s}\right|^{\alpha_s}}$$

Formel 7: Definisjon av  $g(v)$ , hvor  $\mu_c$  er Coulomb-friksjonskoeffisient, og  $\mu_s$  er statisk friksjonskoeffisient.  $v_s$  og  $\alpha_s$  er de samme parameterne som i Formel 5.

Den totale friksjonskoeffisienten beregnes videre i Formel 8.

$$\mu_{tot} = k * z + \mu_d * \dot{z} + \mu_v * v$$

Formel 8: Beregning av den totale friksjonskoeffisienten, hvor  $k$  er fjærstivheten til børstehårene ved null hastighet,  $\mu_d$  er børstehårenes demperkoeffisient ved null hastighet (Formel 9), og  $\mu_v$  er den viskøse friksjonskoeffisienten.

$$\mu_d = 2 * \sqrt[2]{k} * e^{-\left|\frac{2v}{v_s}\right|^2}$$

Formel 9: Beregning av børstehårenes demperkoeffisient i direkte forhold til børstehårenes fjærstivhet, hvor parametrene er som forklart i Formel 7 og Formel 8.

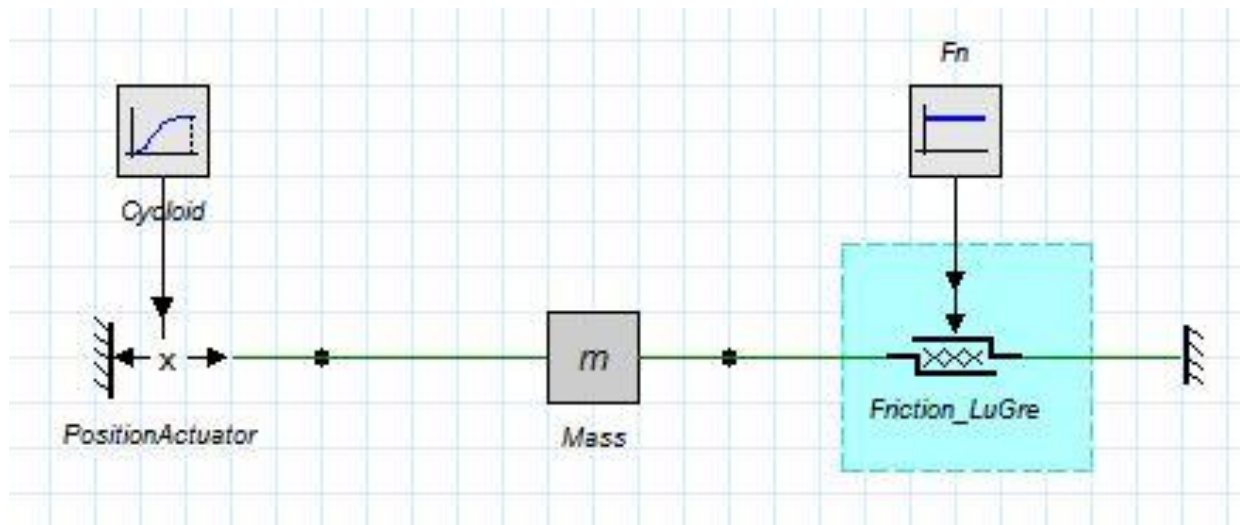
Den totale friksjonskraften er da gitt som i Formel 10.

$$F_{frik} = F_N * \mu_{tot}$$

Formel 10: Uttrykk for total friksjonskraft, hvor  $F_N$  er normalkraften som opptas i kontaktflatene.

### 4.2.3 Identifisering av parametere

Testene for LuGre friksjonsmodell er utført i 20Sim, og er dokumentert i egen rapport, Vedlegg 3. Oppsettet som ble benyttet under friksjonstestene er vist i Figur 70. Parameterne som ble benyttet under testene er forklart i dette delkapittelet.



Figur 70: Oppsett i 20Sim under testing av LuGre friksjonsmodell.

Konklusjonen i Vedlegg 3 viser at hydraulikksystemets aktuatorer bør yte en kraftekvivalent som overstiger 510 mT. Det er verdt å merke seg at dette er en mye høyere verdi enn verdien AS Nymo har tatt utgangspunkt i. Og hovedårsaken til denne differansen er forskjell i antakelser rundt worst case friksjonstilfelle.

### Stiksjon og Coulomb friksjonskoeffisienter

Tabell 29 viser relevante data, for arbeidet med å finne riktige friksjonskoeffisienter for friksjonsforbindelsen i denne oppgaven. Med tørr glidning menes det at to rene glideflater beveges relativt i forhold til hverandre, uten at det tilsettes noe smøremiddel utenifra.

	Stiksjonskoeffisient, $\mu_s$	Glidefriksjonskoeffisient, $\mu_c$
Kopper - Stål	0,53	0,36
Stål - Fosforbronse	x	0,34
Tinn - Støpejern	x	0,32
Polyetylen - Stål	0,2	x
PTFE - Stål	0,04	0,04

Tabell 29: Friksjonskoeffisienter for tørr glidning, hentet fra [21].

Det har vist seg vanskelig å finne friksjonsverdier for Bronse, som er direkte overførbare til friksjonskoplingen som undersøkes i oppgaven. Derfor har det vært nødvendig å resonere seg frem til fornuftige friksjonskoeffisienter på bakgrunn av erfaringsdata for andre liknende friksjonskoplinger. Det ideelle ville selvsagt vært å utføre friksjonstester for sliteplaten som skal brukes i lageret, men med tiden til rådighet tatt i betraktning ble det ikke fornuftig å prioritere dette.

Bronse er en legering av typisk 90% kopper og 10% tinn. I Tabell 29 ser det ut til at tinn, fosforbronse og kopper har friksjonskoeffisienter mot stål, som ligger i nærheten av hverandre. Det kan se ut som at Tinn ikke endrer vesentlig på friksjonsegenskapene til kopper, og at bronse derfor kan antas å operere med friksjonskoeffisienter i nærheten de mellom kopper og stål. Dette bekreftes av glidefriksjonskoeffisienten mellom stål og fosforbronse. Med utgangspunkt i materiale fra Johnson

Metall[11] hvor bronselagerene har tørrstoffinnsetser av PTFE integrert, er det sannsynlig å anta at PTFE materialet vil forbedre friksjonsegenskapene. Men for å ta konservative antakelser settes Coulomb friksjonskoeffisient til å være lik som for stål og fosforbronse.

$$\mu_C = 0,34$$

Siden det ikke er data tilgjengelig for stiksjonskoeffisienten,  $\mu_s$ , sammenliknes forholdet mellom stiksjonskoeffisient og glidefriksjonskoeffisient for kopper og stål. Dette gir en faktor, som i neste omgang kan overføres til friksjonstilfellet for stål og fosforbronse.

$$\frac{\mu_s}{\mu_C} = \frac{0,53}{0,36} = 1,472 \approx 1,5$$

Bruker dette forholdet til å finne stiksjonskoeffisienten for stål og fosforbronse og får

$$\mu_s = 1,5 * 0,34 = 0,51$$

Siden foregående verdier er worst case, vil trolig koeffisientene ligge noe lavere i praksis. Derfor testes også friksjonsmodellen med noen lavere verdier, basert på snittkoeffisientene fra PTFE- stål forbindelse og fosforbronse- stål forbindelse. Disse verdiene vil senere bli omtalt som normalverdier.

$$\mu_C = \frac{0,34 + 0,04}{2} = 0,19 \approx 0,2$$

Om samme snittkoeffisientlogikk brukes for stiksjon er resultatet

$$\mu_s = \frac{0,51 + 0,04}{2} = 0,275$$

Et tredje sett med friksjonskoeffisienter ble også etablert, for å dekke ideelle forhold. Johnson Metall hevder i deres dokumentasjon at deres bronselager med PTFE faststoffinnsetser har koeffisienter på  $\mu_C = \mu_s = 0,1$  [11]. Dette virker for godt til å være sant, derfor benyttes det tidligere brukte forhold mellom glid og stiksjon.

$$\mu_s = 1,5 * \mu_C = 1,5$$

De tre resulterende parene med koeffisienter fra testene i Vedlegg 3 og kan sees oppsummert i Tabell 30.

Coulombkoeffisient, $\mu_C$	Stiksjonskoeffisient, $\mu_s$	
0,34	0,51	Worst case
0,2	0,275	Normal
0,1	0,15	Idéell

Tabell 30: Friksjonskoeffisientene oppsummert tabellarisk.



### Børstehårenes fjærstivhet og demperkoeffisient

Børstehårenes fjærstivhet settes til  $k = 10^5 \frac{N}{m}$ , da dette er en vanlig verdi å benytte i LuGre modeller[22]. Fra Formel 9 gir dette følgende demperkoeffisient.

$$\mu_d = 2 * \sqrt[2]{10^5} * e^{-\left|\frac{2v}{v_s}\right|^2} = 632,36 * e^{-\left|\frac{2v}{v_s}\right|^2}$$

Siden erfaringsdata på bronselager, relevant for denne verdien, ikke er å oppdrive, må det antas at denne verdien vil gi fornuftige resultater for dette tilfellet. Vanligvis bestemmes denne verdien ved å tilpasse simuleringsdata fra friksjonsmodellen til erfaringsdata fra et eksisterende anlegg.

### Viskøs friksjonskoeffisient

Angående friksjonen fra smøremiddelets viskositet, antas det, siden det ikke er noe flytende smøremiddel involvert, at viskøs friksjon av signifikant verdi forekommer i svært liten grad. Derfor settes  $\mu_v = 0,04 \frac{s}{m}$ , da en viss motstand vil forekomme. Dette er en konservativ antakelse som sikrer at friksjonen ved glid ikke blir regnet for liten. Ved maksimal tillat hastighet på

$$v = 0,05 \frac{m}{s}$$

blir  $\mu_v$  sitt bidrag til  $\mu_{tot}$  på

$$0,04 \frac{s}{m} * 0,05 \frac{m}{s} = 0,002$$

dersom  $\alpha_v = 1$ . Ved en last på 2000tonn gir den viskøse friksjonen da en motstand på

$$F_v = 0,002 * 2 * 10^6 kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 39\ 240\ N.$$

Dette er en meget lav verdi, og er i størrelsesorden 1 % av aktuatorkraften ved maksimal hastighet.

### Stribeckhastigheten

Stribeckhastigheten er vanskelig å bestemme, da denne verdien i likhet med børstehårenes fjærstivhet,  $k$ , også bør tilpasses erfaringsdata. Normale verdier å anta for Stribeckhastigheten kan være alt fra  $v_s = 0,1$  til  $v_s = 0,0001$ , med andre ord et spenn på fire dekaner. Hvis det er tilgjengelig informasjon om den kritiske hastigheten,  $v_c$ , kan dette være verdifull informasjon i arbeidet med å finne Stribeckhastigheten. Den kritiske hastigheten,  $v_c$ , definerer punktet hvor børstehårene går fra å være i dypt inngrep med hverandre (stiksjon og før-glid forskyvning. Se Figur 69) til å gli over toppene på hverandre [23]. For å sette dette i sammenheng med Stribeckkurven, er det ønskelig at Stribeckkurven har sunket til ca Coulombfriksjon ved den kritiske hastigheten,  $v_c$ . Med bakgrunn i dette kan en Stribeckhastighet finnes ved simulering, hvor målet er å få Stribeckkurven til å treffe bunn ved  $v_c$ . For å sikre en god friksjonsmodell, som gir representative svar, ble testene friksjonstestene i denne oppgvene gjennomført med tre forskjellige verdier for Stribeckhastigheten,  $v_s$ .

$$v_s = \{0,0001\ 0,001\ 0,01\}$$

Friksjonstesten viser at det mest konservative, men kanskje også mest sannsynlige testoppsettet benytter en Stribeckhastighet på  $v_s = 0,01$ . Dette bidrar til et relativt stort stiksjonsområde i hastighetsdomenet, som reguleringssystemet må kompensere for. Etervirkningene av stiksjon kan observeres ved hastigheter helt oppimot  $0,024 \frac{m}{s}$ .

### **Oppsummering**

I friksjonsrapporten (Vedlegg 3) undersøkes det aktuelle friksjonstilfelle ved hjelp av en LuGre modell. Der kommer det frem at allerede ved 1000mT last på en skiddeskinne og worst case friksjonskoeffisienter, vil det bli behov for aktuatorer med en større kraftekvivalent enn 420 mT. Derfor anbefales det i konklusjonen i friksjonsrapporten aktuatorenes kraftekvivalent bør overstige 510 mT. Med denne kraftekvivalenten kan systemet kjøres i gang under worst case friksjonstilfelle, med høyeste Stribeck hastighet, og 1000 mT last på en skinne. Kraftekvivalenten på 510 mT brukes videre i arbeidet med å utforme dynamisk modell.

## Kapittel 5

# Utvikling av dynamisk modell

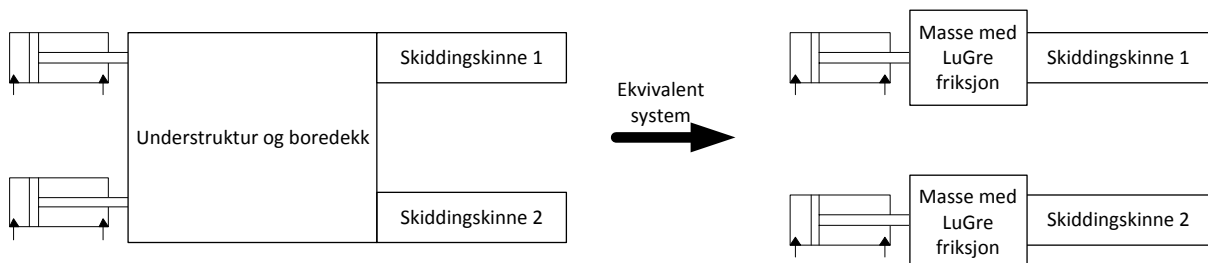
### 5.1 Premisser

Etter at strukturen ble undersøkt i Kapittel 3, og glidepunktet ble designet i Kapittel 4, er det nå tid for å utvikle en dynamisk modell for systemet. Formålet med en dynamisk modell er å gjenskape virkeligheten ved å lage et ekvivalent oppsett, for så å utsette modellen for relevante påkjenninger. Det er aldri mulig å gjenskape virkeligheten perfekt, så en dynamisk modell er hele tiden basert på antakelser. Modellen er utviklet i programmet 20Sim, og er laget så enkel som mulig for at modellen skal være egnet for konvertering til HIL-simulering i Kapittel 8.

På bakgrunn av analysen av struktur og glidepunkt i Kapittel 3 er det kun understrukturens skiddingsystem som vurderes, og som det utvikles en dynamisk modell for. Årsaken er at det er høyest krav til understrukturens skiddingsystem, og at prinsippene for skidding av boredekket vil bli de samme som for understrukturen.

I modellen anses det som en fornuftig tilnærming å sammenfatte den delen av konstruksjonen som hviler på en skiddeskinne, i en masse. Prinsippet for forenklingen er vist i Figur 71. Ved å gjøre dette neglisjeres dynamikken i strukturen langs en skinne. Og resultatene fra Kapittel 3 viser at dette er en fornuftig løsning. For når understrukturen utsettes for en horisontal last mellom to labber på samme skiddingskinne er strukturen meget stiv.

Figur 71 viser også at det ekvivalente system består av to like oppsett. Derfor lages det oppsett kun for en skiddingskinne, i visshet om at systemet skal være nøyaktig likt for motstående skinne.



Figur 71: Prinsipp for faktisk system er vist til venstre, og ekvivalent system er vist til høyre.

Følgende to fysiske fenomen har hatt fokus under utarbeidelse av modellen. For det første er friksjonsbildet mellom labber og skiddeskinne sentralt. Her brukes erfaringene, og modellene fra

kapittel 4.2. LuGre- friksjonsmodellen fra dette kapittelet er implementert direkte inn i den dynamiske modellen.

Det andre fenomenet er dynamikken i hydraulikken. Et hydraulisk system kan ses på som en meget stiv fjær, som under visse forhold kan opptre meget oscillatorisk. Slike ugunstige driftsforhold er forsøkt unngått ved å dimensjonere komponentene i forhold til hverandre på en grundig måte. Kappitel 5.3 tar for seg hydraulikksystemet i sin helhet.

Når det kommer til problemstillinger rundt skjevkjøring av systemet, vil det ikke bli tatt med her. Denne problemstillingen vil bli dekket under HIL-testing i Kapittel 8, hvor begge skiddsystem for understrukturen vil bli inkludert. Videre i dette kapittelet gjennomgås dynamisk modell, samt hydraulikk systemet som er en integrert del av den dynamiske modell.

## 5.2 Dynamisk modell

For å minimere antall feilkilder og øke forståelsen, ble den dynamiske modellen utviklet stegvis. Komponenter legges til og erstattes, på en måte som gjør at det er enkelt å finne feil, samt forstå hvor ulike responser har sitt opphav. Modellen er utviklet gjennom 6 trinn, og ender i en komplett dynamisk modell for en skinne. Denne modellen brukes videre i arbeidet med kontrollsystem og HIL simulering, og er ytterligere rapportert i Vedlegg 4.

I følgende tekst gjennomgås hvert steg i utviklingen. I stegene hvor en regulator er implementert er ikke denne blitt fintunet. Regulatorene er kun grovjustert etter fremgangsmåte forklart i boken *Praktisk reguleringsteknikk*[24].

For disse testene er det noen felles konstanter for samtlige steg, som er satt opp i Tabell 31.

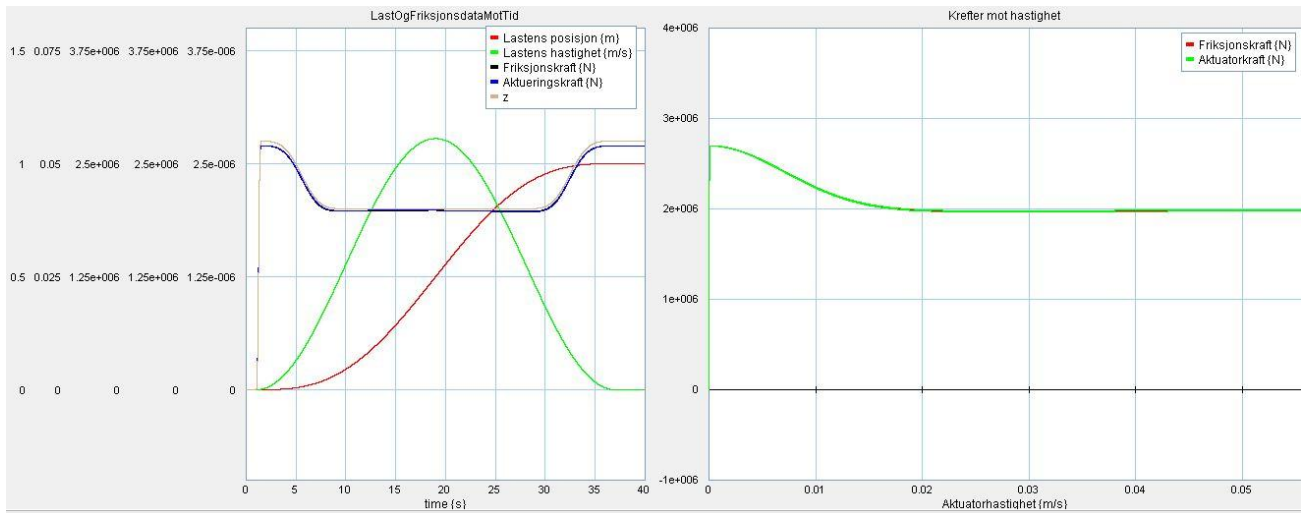
Konstanter	
Masse	1000 [mT]
Normal kraft	9810 [kN]
Statisk friksjonskoeffisient	0,275
Coulomb friksjonskoeffisient	0,2
Stribeck- hastighet	0,01 [m/s]
Syklold referansesignal	0-1 [m] ila. 37 [s]

Tabell 31: Konstanter for dynamisk modell

### 5.2.1 Steg 1 – Optimal posisjonsaktuator

Denne modellen er tilnærmet lik modellen som er brukt under undersøkelse av friksjonsmodellen, og er vist i Figur 70. Aktuatorene er uendelig sterk og massen vil derfor følge input signalet perfekt.

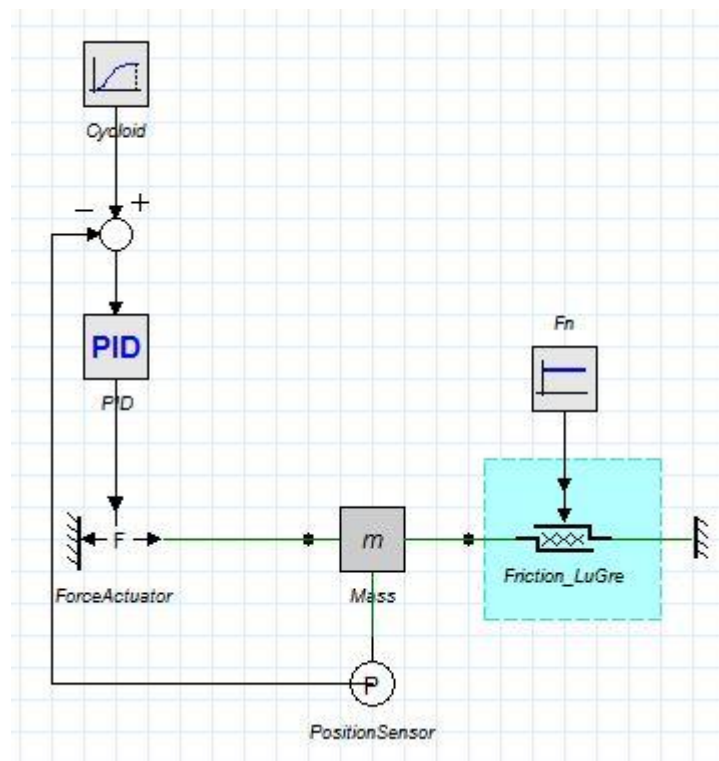
I denne testen blir resultatene, som er vist i Figur 72, helt perfekte da det ikke finnes noen form for dynamikk.



Figur 72: Resultater steg 1.

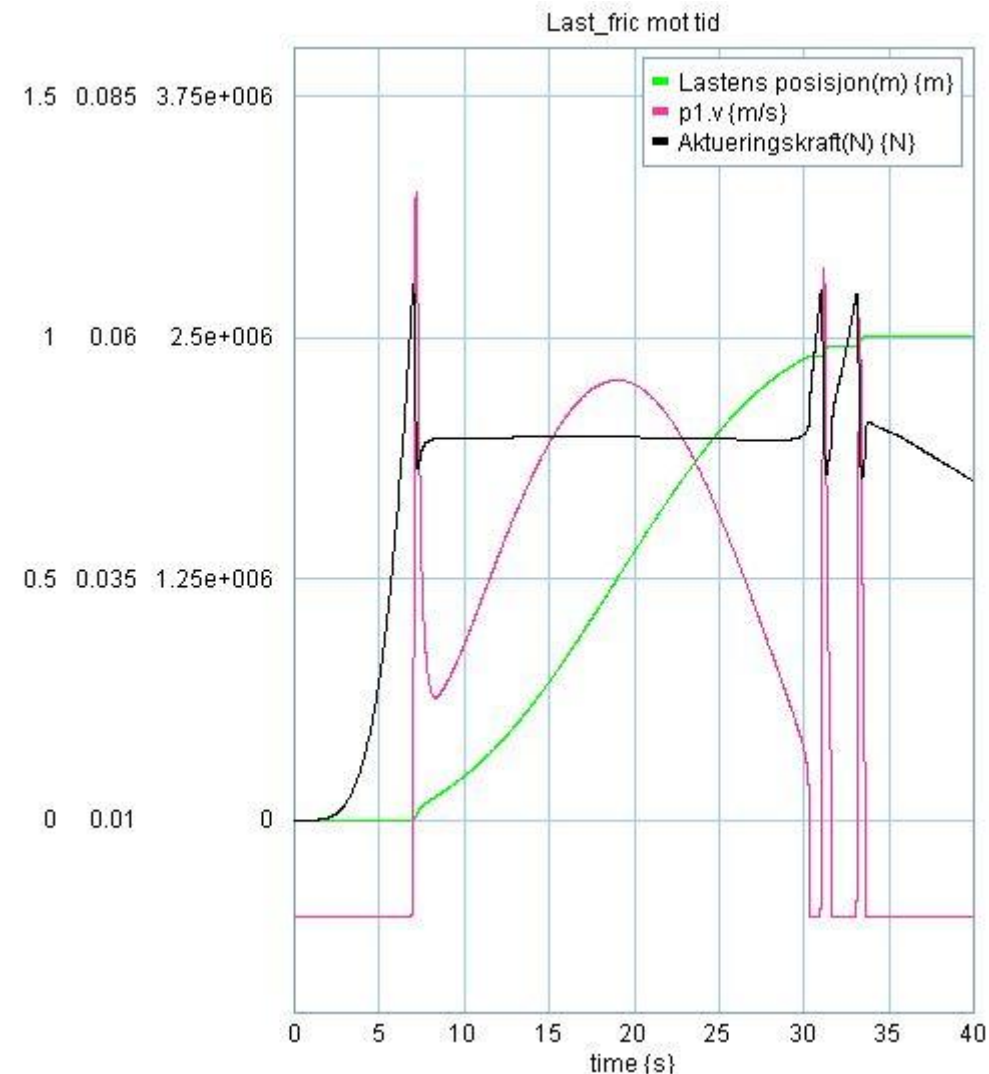
### 5.2.2 Steg 2 – Ideell kraftgenerator styrt av PID

Her implementeres en PID regulator, med tilbakekopling fra massens posisjon, slik at systemet kjøres med en fornuftig respons. Dette oppsettet er vist i Figur 73.



Figur 73: Oppsett i 20Sim for steg 2.

Resultat for denne testen er vist i Figur 74. Med dette systemet er det ingen øvre kraft grense, men kreftene holdes på et realistisk nivå på grunn av parameterinnstilling i PID- regulatoren. Likevel oppstår en viss ustabilitet i hastighetsområdet hvor stiksjon opptrer. Det er fordi lasten blir hengende litt etter referansekurven, før regulatoren øker pådraget kraftig.



Figur 74: Resultater for steg 2.

PID parametere for denne testen er satt til;  $K_p= 30000000$ ,  $T_i= 0,9$  og  $T_d=0,4$ . Årsaken til at P- leddet blir ekstremt høyt er at dette leddet må gjenspeile kraftbehovet i Newton.

Nå er typiske responser fra en regulator kjent, og det er på tide å legge til et fluid som vil øke dynamikken i systemet. Dette gjøres i Steg 3.

### 5.2.3 Steg 3 – Ideell volumstrømkilde styrt av PID

I dette systemet leveres det PID regulert volumstrøm, basert på tilbakekopling på massens posisjon. Det er også inkludert en enkeltvirkende sylinder for at energien skal omgjøres fra oljetrykk til translasjon. For å dimensjonere hydraulikksylindren ble det gjort et enkelt overslag, basert på at det skulle være tilgjengelig en kraftekvivalent( $F_s$ ) på 420 mT og et maksimalt hydraulikktrykk( $P_1$ ) på 20,68 MPa. Videre ble det antatt en hydraulisk- mekanisk virkningsgrad( $\eta_{smh}$ ) på 0,9. Ved å bruke formel;

$$F_s = \eta_{smh} * P_1 * A_{stempel}$$

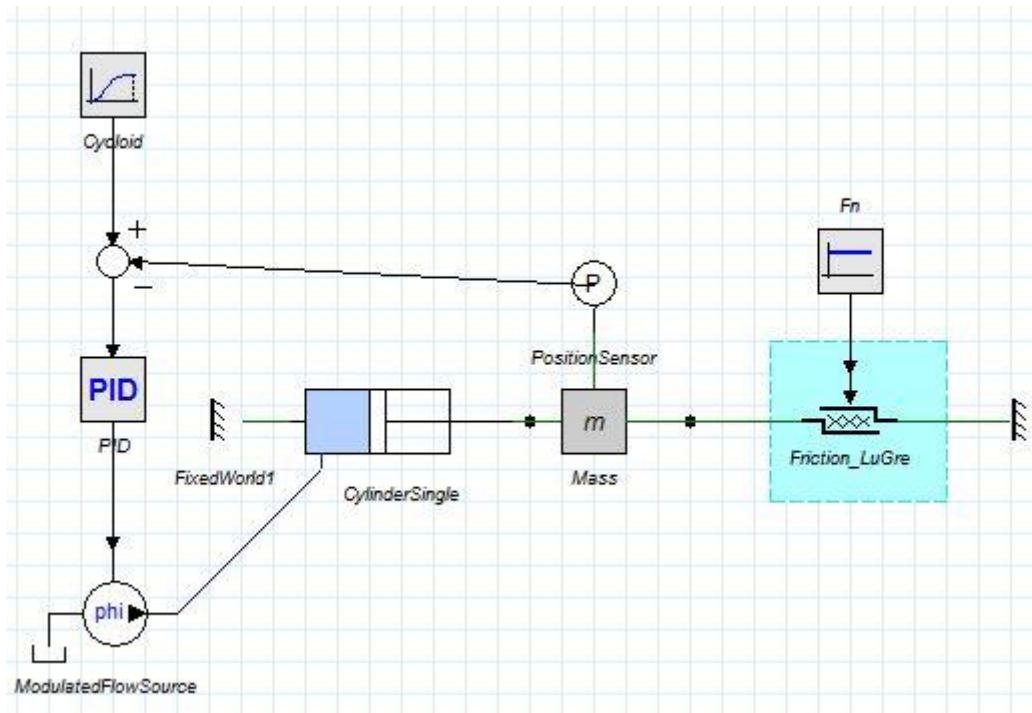


Stempeldiameter (D) kan utledes som følger;

$$A_{stempel} = \frac{F_s}{\eta_{smh} * P_1} = \frac{4120\ 200\ [N]}{0,9 * 20,68[MPa]} = 221\ 373,3\ [mm^2]$$

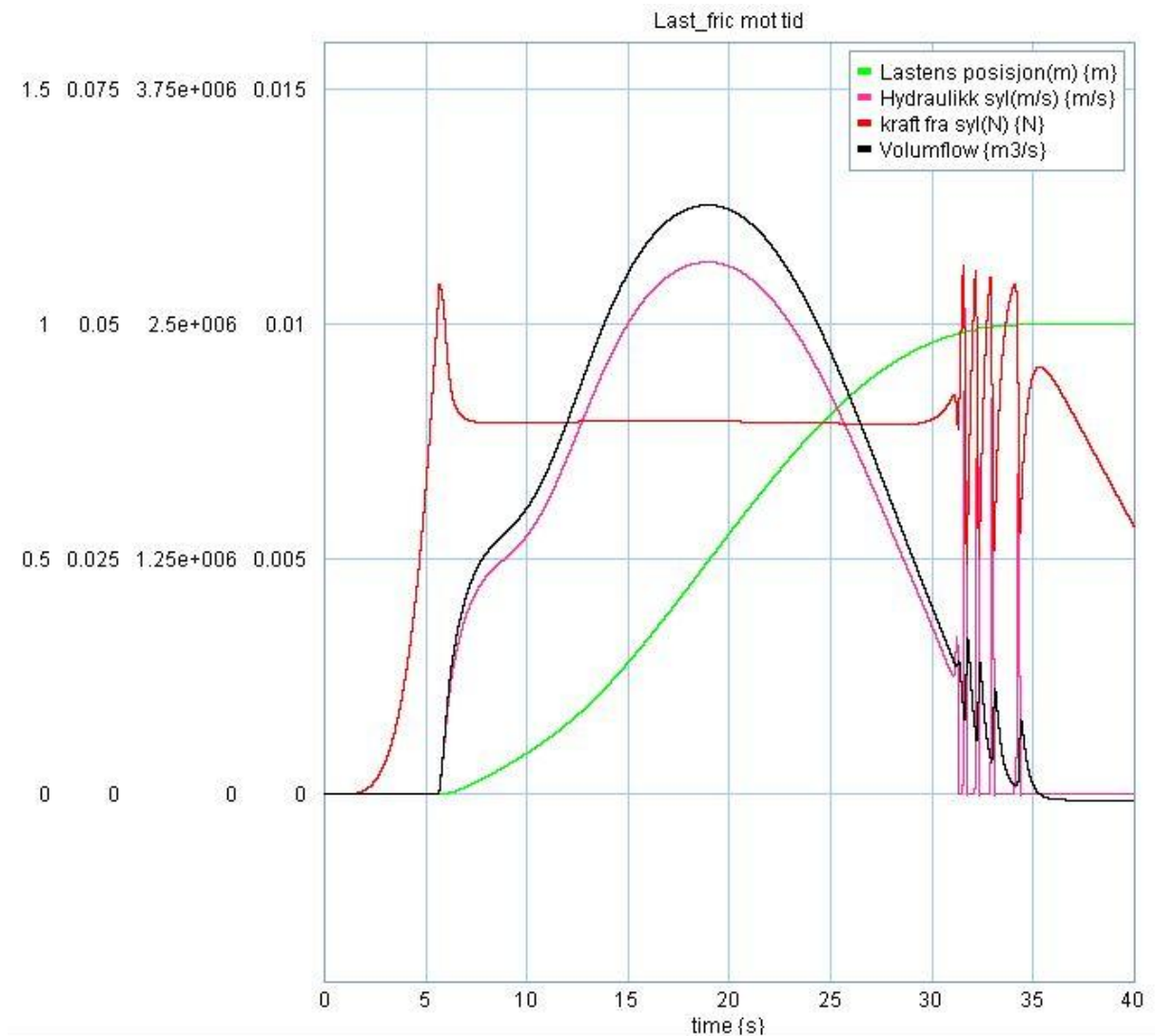
$$A_{stempel} = \frac{\pi * D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{A_{stempel} * 4}{\pi}} = 531\ mm$$

Denne verdien er brukt videre i 20Sim. Oppsettet for denne testen er vist Figur 75.



Figur 75: Oppsett i 20Sim for steg 3.

Resultatene er generelt meget hensiktsmessige, og hydraulikken har ikke introdusert urovekkende mye oscillasjon. Eneste spor av svingninger kommer som følge av at regulatoren ser ut til å ha vansker med å få lasten helt frem. Grunnen er at lasten da beveges i et hastighetsområde hvor stick/slip opptrer. Dette kan ses som kraftige svingninger i sylindrehastighet og kraft mot slutten av forløpet. Plot for resultater er vist i Figur 76.



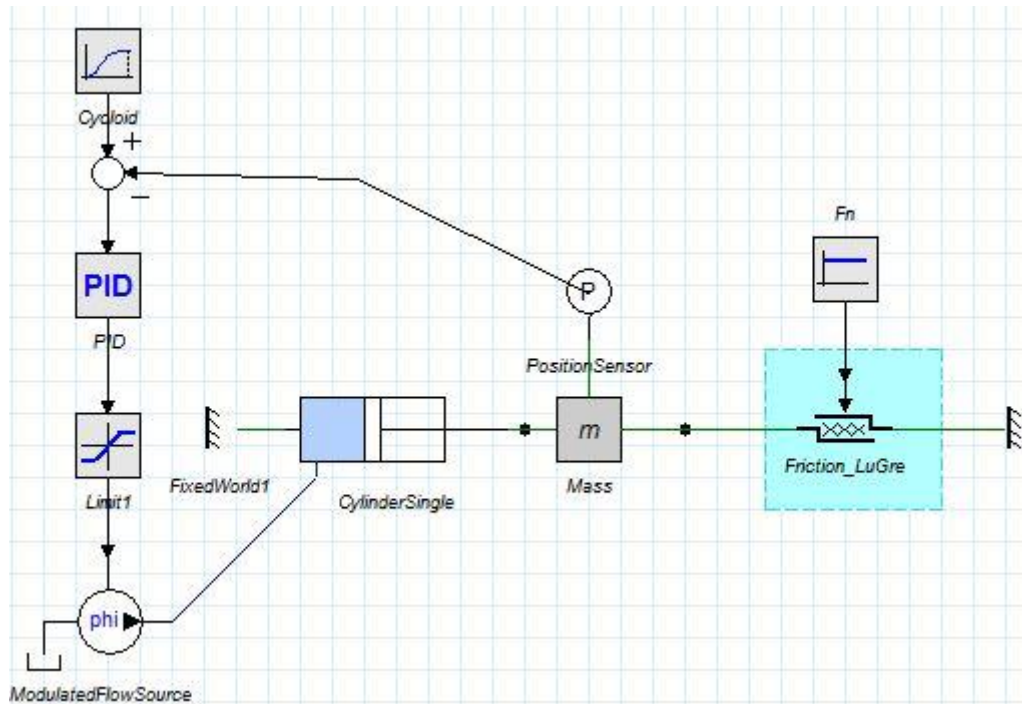
Figur 76: Resultater for steg 3.

Regulatorinnstillingene for denne testen er satt som følger;  $K_p=0,1$ ,  $T_i=0,6$  og  $T_d=0,4$ . Disse verdiene viste seg å gi en regulator som kunne følge referansekurven tilfredsstillende, uten å overskyte.

Som disse resultatene viser er hastigheten over 0,06 m/s. Dette er definitivt for høyt, sammenliknet med hastighetsbegrensningen definert i kapittel 4, som er satt til 0,05 m/s av hensyn til lagermaterialet. For å senke hastigheten i neste steg implementeres en volumstrømbegrensning.

#### 5.2.4 Steg 4 – Ideell volumstrømkilde styrt av PID med volumstrømbegrensning

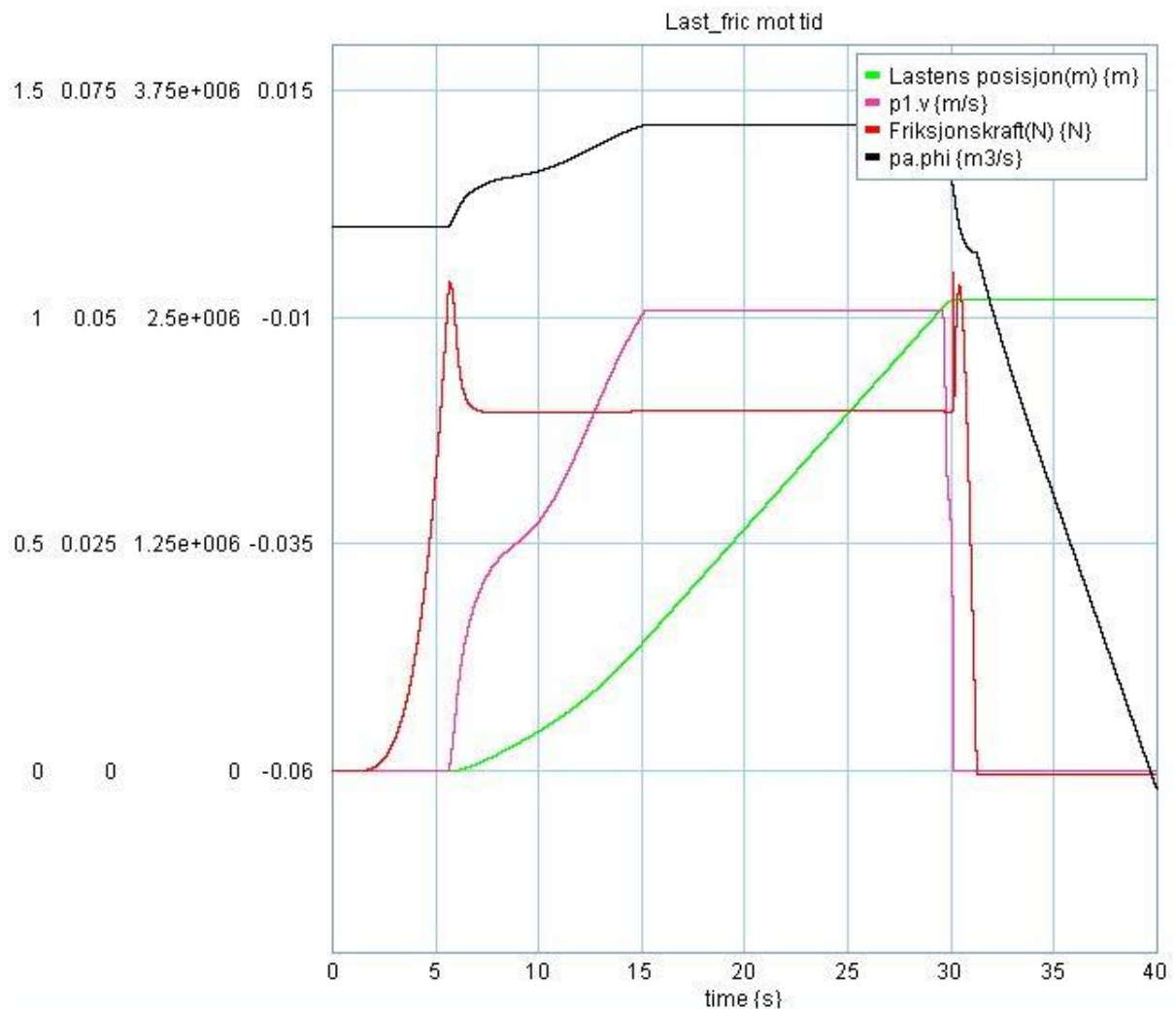
For dette punktet er systemet likt som i Steg 3, med unntak av volumstrømbegrensning som er lagt inn. Ved å legge inn en *limit*- blokk i 20Sim, kan volumstrøm begrenses, slik at hastigheten holdes i sjakk. Oppsettet er vist i Figur 77.



Figur 77: Steg 4. Oppsett i 20Sim.

Ved å kjøre test med begrenset volumstrøm, vil forløpet påvirkes. Og i resultatet plottet i Figur 78 er det tydelig at systemet overskyter. Hovedårsaken til dette er at massen etter hvert blir liggende bak referansekurven. Dette gjør at I- leddet bygger seg mer og mer opp, og sender massen for langt. Dette kan ses ved at hastighet og volumstrøm er på maksverdi helt til lasten når referanseposisjon ved 1 meter.

Noe som er positivt ved denne testen er at det er mindre oscillasjoner i friksjonskraften sammenliknet med steg 3. Det er fordi massen har maksimal hastighet helt til 1meter, for så å falle meget hurtig. Dette ville selvsagt ikke vært bra å gjøre i praksis, men det viser den positive effekten av ikke å være i stick/slip område for lenge.



Figur 78: Resultater for steg 4.

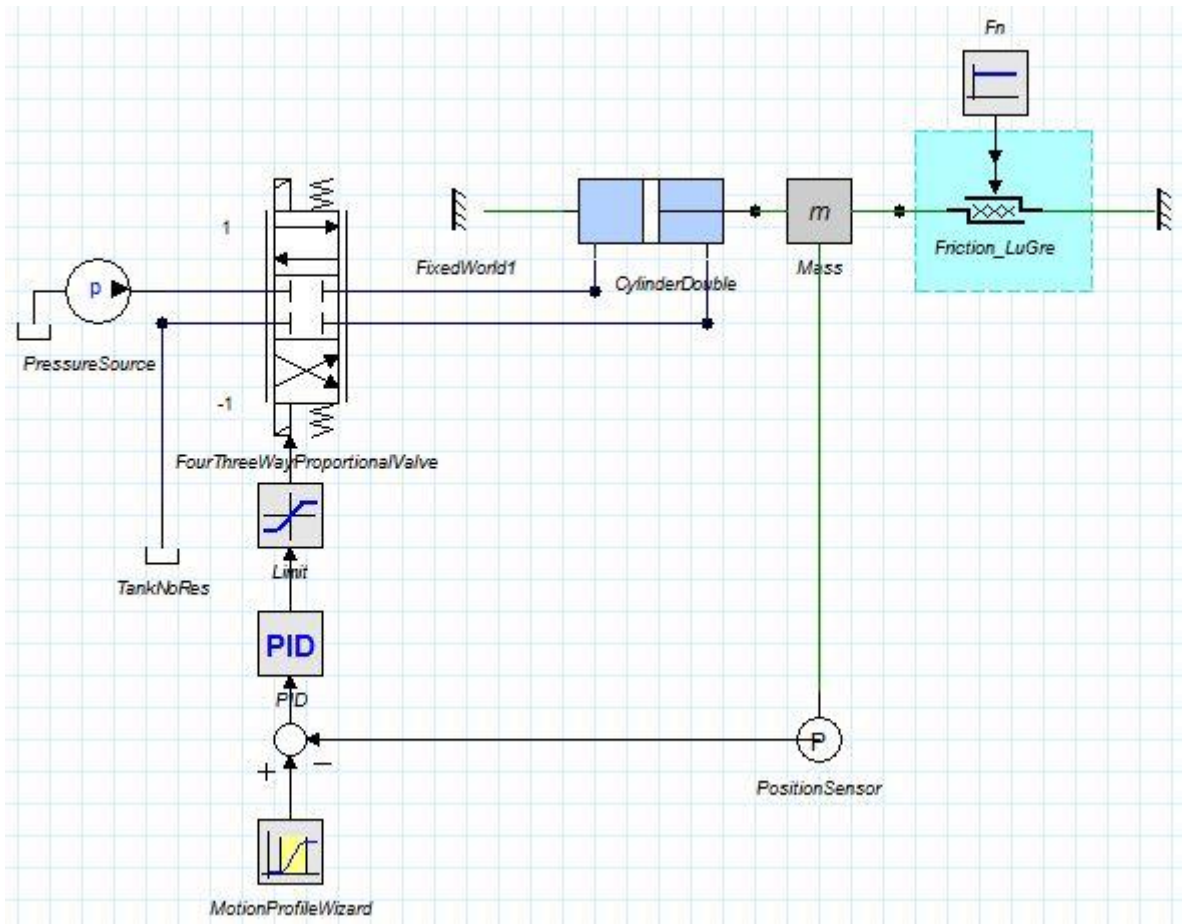
PID regulatoren hadde i dette steget samme verdier som i steg 3. Det hadde helt klart vært mulig å tune regulatoren til en noe raskere respons for denne testen slik at massen ville fulgt referansen bedre fra starten av forløpet. Men dette var ikke nødvendig, da effekten av volumstrømbegrensningen er kartlagt.

Nå er broerparten av den relevante dynamikken introdusert i systemet. Men hydraulikksystemet i steg 4 er veldig forenklet, og det er tid for å introdusere en komplett hydraulikkrets i steg 5.

### 5.2.5 Steg 5 – Dynamisk modell for en skiddeskinne

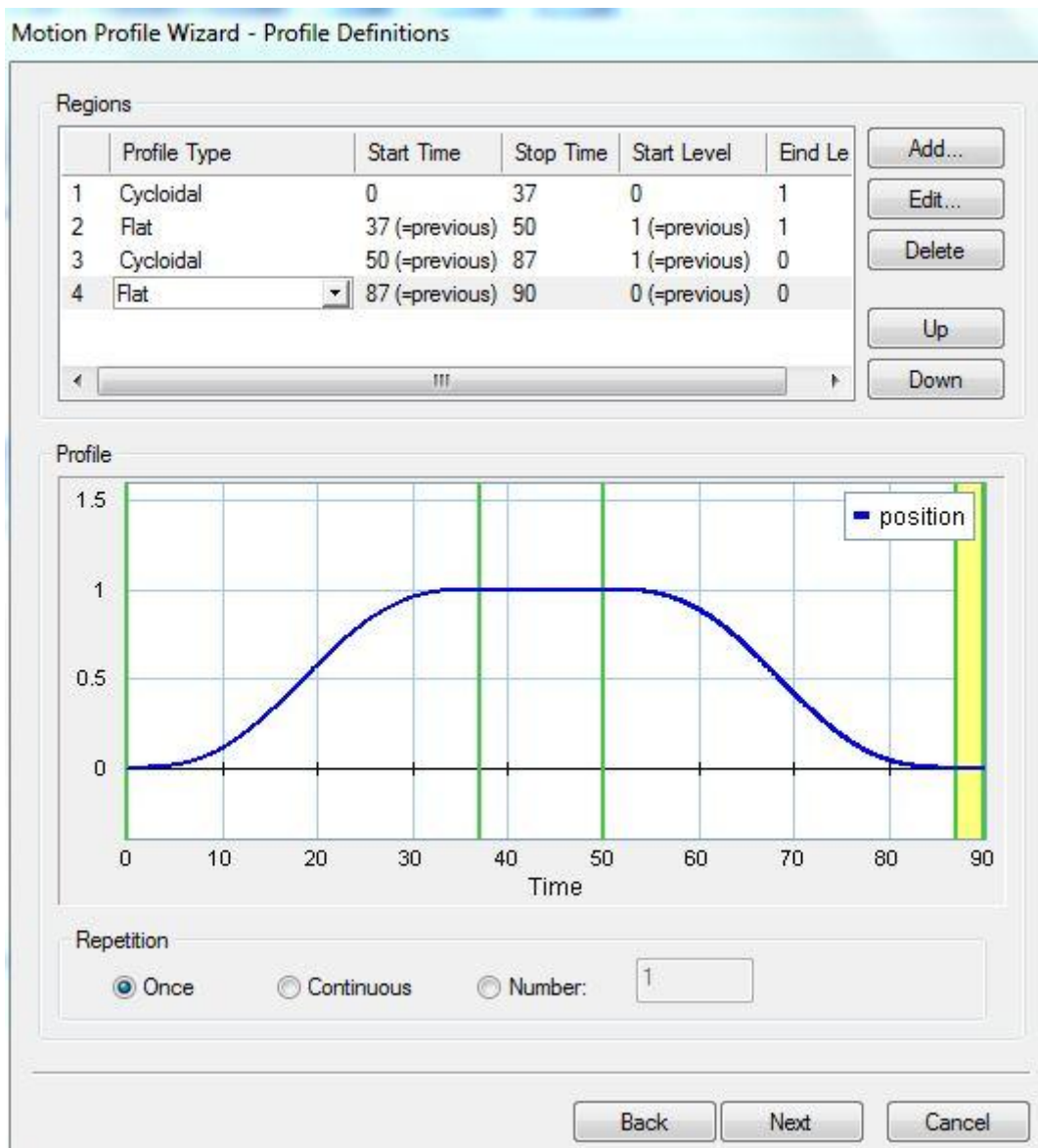
I dette steget tas det utgangspunkt i et ferdig hydraulikksystem, som er forklart i detalj under kapittel 5.3. Årsaken til at dimensjonering av hydraulikksystemet omtales separat er at det er en relativt omfattende prosess.

Sluttresultatet av denne prosessen er et system som vist i Figur 79. Her er plattformens hydraulikkforsyning, ringline, representert ved en trykkilde. Videre er en proporsjonal retningsventil inkludert. Det er åpningen av denne ventilen, som nå PID reguleres, og tilbakekoplingen på massens posisjon er som før.



Figur 79: Steg 5. Dynamisk modell for en skiddeskinne.

Siden det nå er lagt til en dobbeltvirkende sylinder og en ventil, er det naturlig å teste systemet i begge retninger da det er stor forskjell på ytelsen på sylinderside kontra stangside for hydraulikksylindren. For å gjøre dette ble referansesignalet endret til å inneholde to sykloider; fra 0-1 og fra 1-0. Referansesignalet er vist i Figur 80.

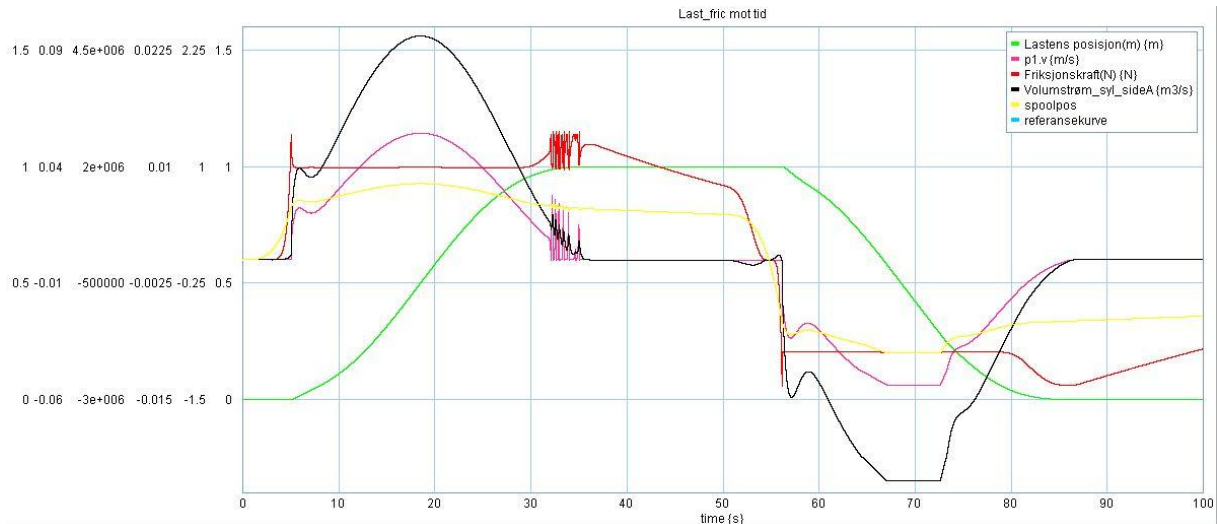


**Figur 80: Referansesignal for steg 5 og steg 6.**

Resultatene er vist i Figur 81, og er gode. Det er for eksempel ikke mulig å se den blå referansekurven fordi den sammenfaller med lastens posisjon som er grønn. Men det er tydelig å se at systemet jobber tynge på vei tilbake, og kjøringen foregår en periode med full ventilåpning.

Det kommer frem noe mer dynamikk her, sammenliknet med foregående tester. Dette er på grunn av større hydraulikksystem med flere komponenter og større volum. Tydeligst kommer dette frem når stempelet nærmer seg 1 meter etter ca 35 sekunder. I dette området skapes det en del oscillasjoner når lasten forflyttes sakte mot 1 meter.





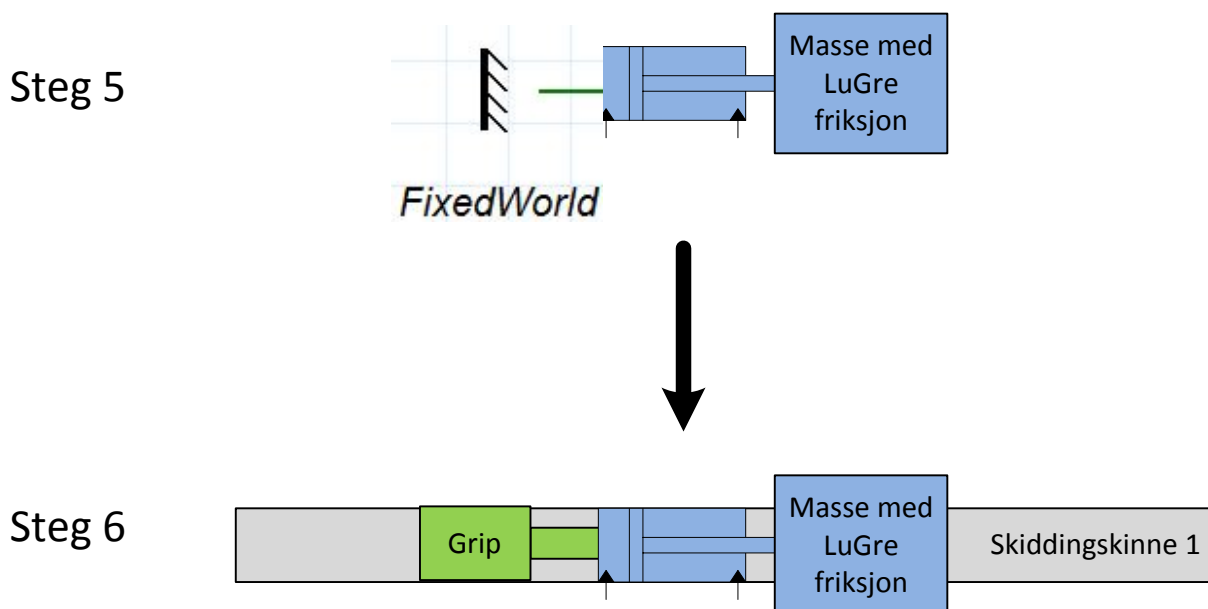
Figur 81: Resultat for steg 5.

PID regulatoren ble selvsagt tunet på nytt for dette steget. Og resultatet ble en innstilling hvor D-leddet har et veldig lite bidrag. Straks D-leddet fikk et betydelig bidrag ble det veldig mye oscillasjoner. Innstillingene ble som følger;  $K_p=15$ ,  $T_i=1$  og  $T_d=0,06$ .

Hittil er det kun vurdert systemer som kan jobbe med en slaglengde, og sylinderen er festet i jord. I neste og siste steg, skal det implementeres en krets for å simulere gripsystemet.

### 5.2.6 Steg 6 – Dynamisk modell klargjort for HIL simulering

For at det skal være mulig å skidde en lengre avstand, må det kjøres flere hydraulikkslag. For å få til dette implementeres det her en ekvivalent til gripsystemet, for at lasten skal kunne flyttes bortover på skiddeskinnen. Den prinsipielle endringen fra steg 5 er vist i Figur 82. Målet med dette steget er å undersøke hvor mye ekstra dynamikk som kommer som følge av dette systemet.

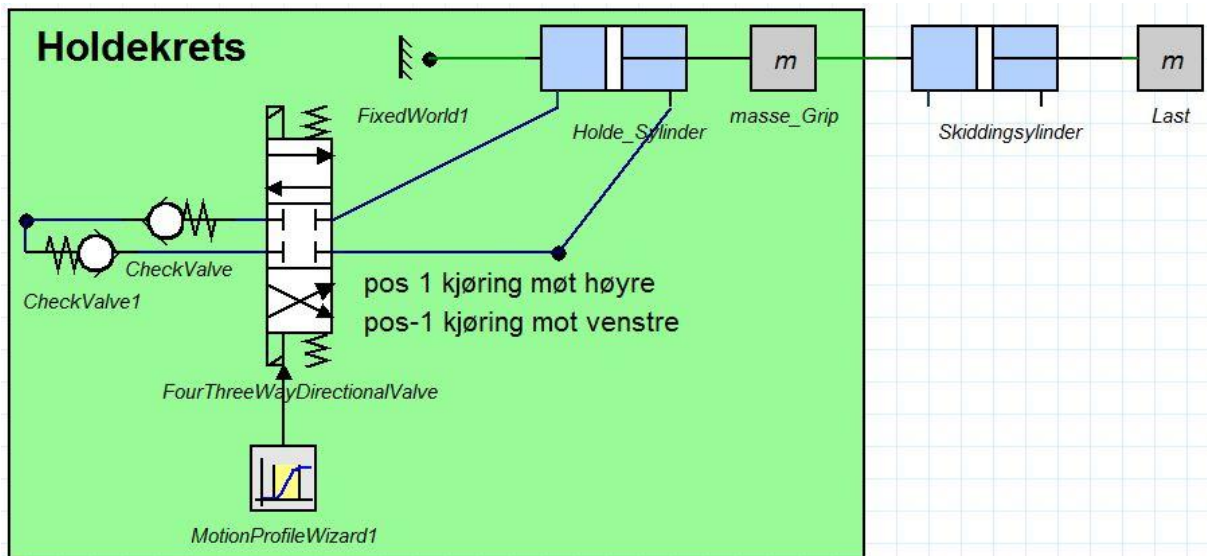


Figur 82: Prinsippforskjell mellom steg 5 og steg 6.

Det hadde vært ønskelig å løse modelleringen av gripet med en holdekreft som var uendelig sterk den ene retningen, og uendelig svak den andre retningen. Da dette er den praktiske effekten av et

gripsystem som fungerer. Men å få til dette i 20Sim har vist seg meget utfordrende. Derfor ble det bestemt å lage en hydraulisk holdekrets basert på tilbakeslagsventiler.

Den åpenbare ulempen med dette er at det introduseres ekstra dynamikk på grunn av ventiler og olje. Systemet som brukt er vist i Figur 83. For å gjøre dynamikken så liten som mulig er ventilene satt til å være ideelle, samt at stivheten på oljen(bulkmodulen) i holdekretsen er gjort 1000 ganger høyere enn standard hydraulikkolje. Årsaken til at det er gjort slike tilpassinger er at det vil være fordelaktig å fjerne så mye dynamikk som mulig. På den måten vil det virkelige gripsystemet kunne gjengis på en tilfredsstillende måte.

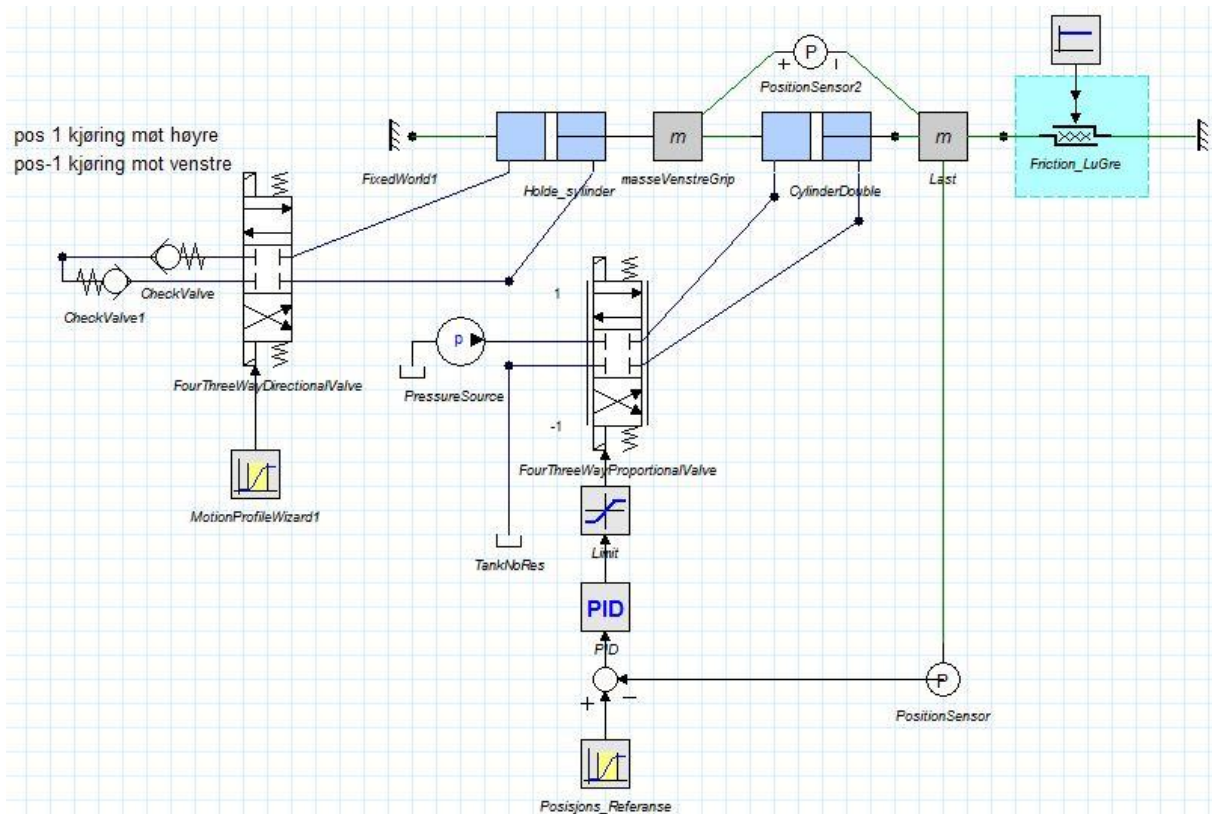


Figur 83: Ekvivalent system for gripmekanisme.

Det er også gjort to tilpassinger på *Holde sylinderen* for at holdekretsen skal oppføre seg som den virkelige gripmekanismen. For det første må sylinderen ha en lang slaglengde, da denne slaglengden skal gjenspeile lengden på skiddeskinnen. I dette tilfellet er lengden satt til å være 10 meter.

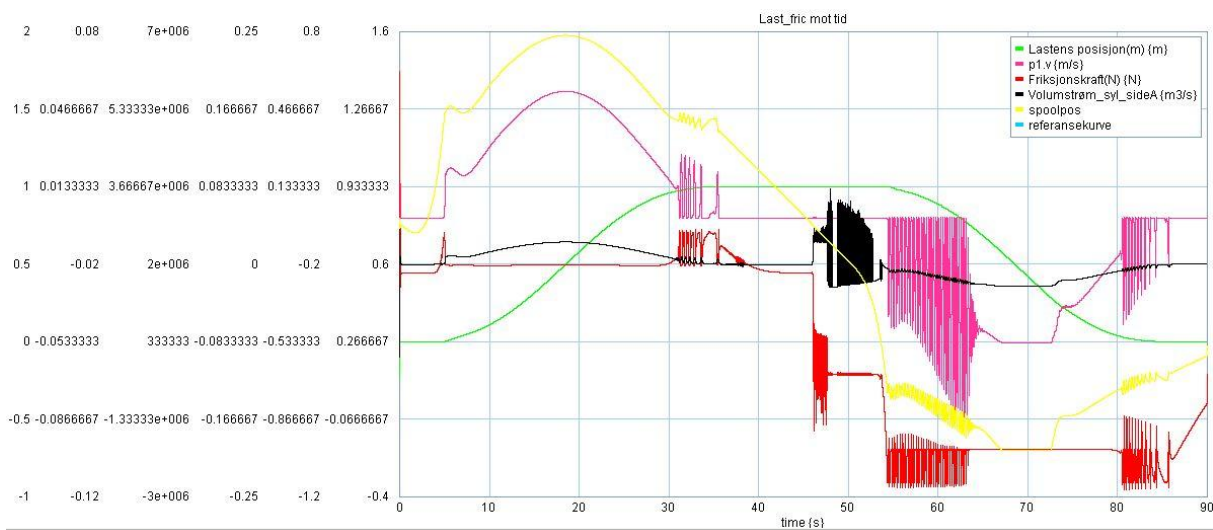
Andre tilpassing er i forhold til stempelstanga. Da dette er en lukket hydraulikkrets er det avgjørende at arealet på begge sider av stempelet er likt, slik at volumstrømmen på begge sider blir lik. Dette ble ordnet ved å sette stempelstang på begge sider av stempelet. Det ble forsøkt med ulike stempel-/stang-diametere, og best resultat ble det med liten diameter. I testene er  $D_{\text{stempel}} = 0,1$  m, mens  $D_{\text{stang}} = 0,05$  m.

For at holdekretsen skal virke i begge retninger, er det lagt inn en 4/3-veis retningsventil. Denne endres avhengig av skiddingretning. Og i testen er det lagt inn en styreprofil som samsvarer med posisjonsreferansen for massen.



Figur 84: Oppsett i 20Sim for steg 6.

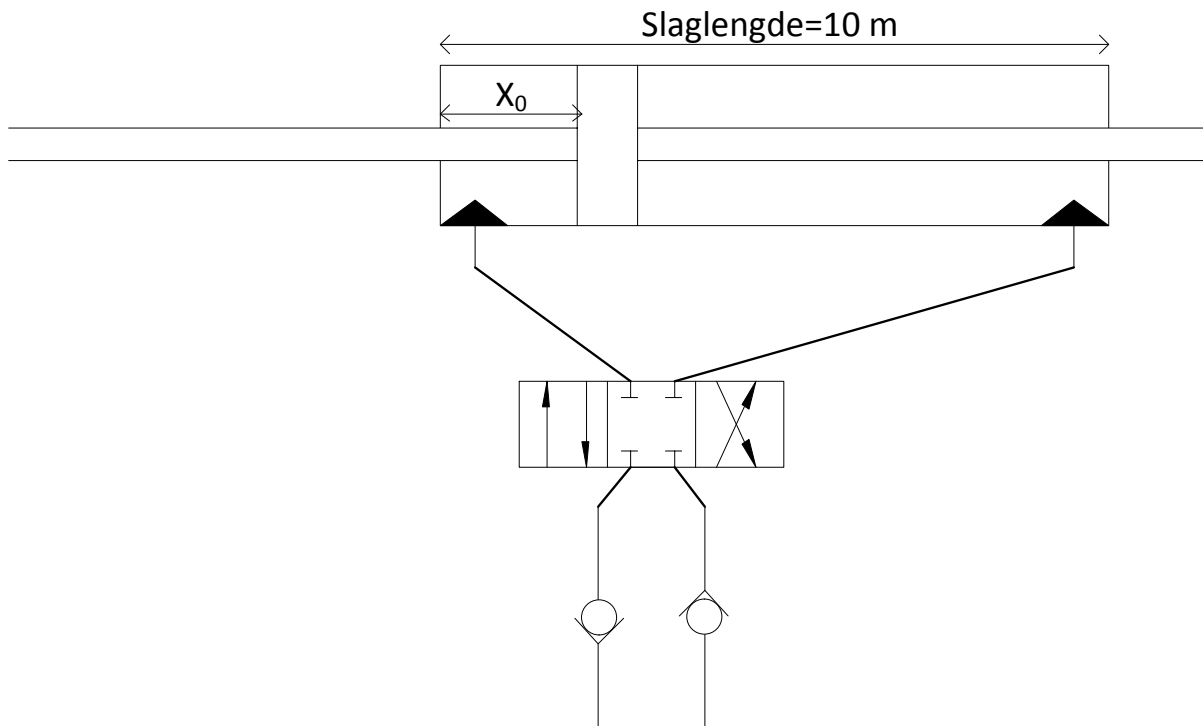
Resultatene fra denne testen viser at holde kretsen introduserer vesentlige svingninger, men at regulatoren klarer å følge referansesignalet. Resultatene er vist i Figur 85. Svingningene viser at resultatene, spesielt for stangside, er påvirket negativt av denne holdekreten. Resultatene for stangside kommer fram under kjøring fra 1-0 meter, og kan ses fra ca 50 sekunder og utover.



Figur 85: Resultater for steg 6.

En hovedårsak til at resultatene for kjøring av skiddingsylinderens stangside er meget oscillatoriske er knyttet til stempelposisjonen til *Holde Sylinderen*, se Figur 86. Utfordringen er knyttet til volumet mellom stempel og tilbakeslagsventil. Initialverdien for holdesylinderen var satt til  $X_0=1$  meter. Det vil si at det var lite oljevolum mellom stempel og tilbakeslagsventil mens lasten ble fraktet 0-1 meter. Da

lasten skulle skyves tilbake var oljevolumet stort mellom stempel og tilbakeslagsventil. Mer olje, gir mer dynamikk som vil bidra til oscillasjoner.



**Figur 86: Illustrasjon for holdekrets, som viser ulikhet i volum mellom stempel og tilbakeslagsventil, avhengig av skidderetning.**

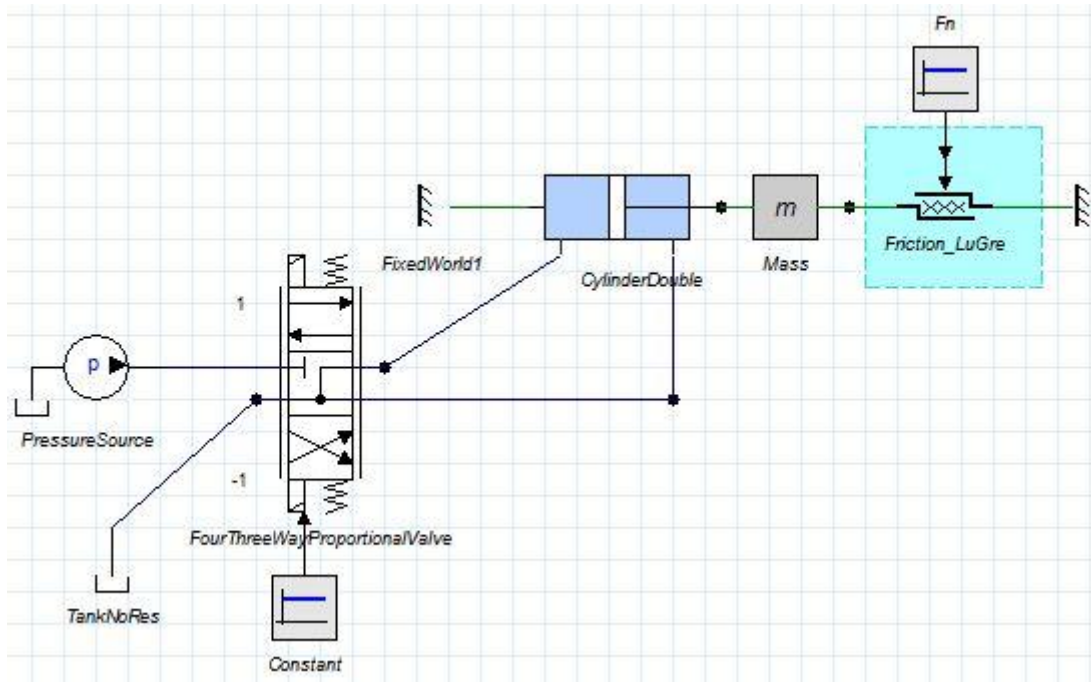
PID regulatoren ble ikke tunet på nytt for dette steget, og innstillingene var de samme som for steg 5. Innstillingene var som følger;  $K_p=15$ ,  $T_i=1$  og  $T_d=0,06$ .

Konklusjonen etter dette steget er at holdekretsen introduserer betydelig oscillasjon, og skaper dårligere resultater. Modellen fra steg 6 blir utgangspunktet for å lage en dynamisk modell for å kjøre HIL- simulering. Og når resultatene etter HIL- simulering i Kapittel 8 vurderes, er det viktig å huske den ugunstige effekten holdekretsen har på resultatene. HIL simuleringer basert på den dynamiske modellen i steg 6 vil gi konservative resultater.

Under følger et delkapittel hvor hydraulikksystemet, som ble brukt i steg 5 og steg 6, blir utredet.

### 5.3 Hydraulikksystem

Grensesnittet for systemet i oppgaven er ringline på plattformen. Derfor er det tatt utgangspunkt i en trykkilde med kapasitet på 3000 psi (20,69 MPa). Volumstrømmen tilgjengelig antas å være uendelig stor sammenliknet med volumstrømbehovet til systemet som settes opp. Hydraulikksystemet undersøkes i 20Sim, og er utformet som vist i Figur 87.



Figur 87: Modell for hydraulikksystem.

For at hydraulikksystemet skal være tilfredsstillende dimensjonert må hver hydraulikksylinder oppfylle følgende likning:

$$F_{syl} = \eta_{smh}(P_a * A_1 - P_b * A_2) = 510 \text{ mT} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 5002,3 \text{ kN}$$

Kraften på 5002,3 kN er hentet fra studiet av LuGre friksjonsmodellen i Kapittel 4. Med denne kraften tas det høyde for at en side i understrukturens skiddingsystem må overkomme en vertikal last på 1000 mT, ved worst case friksjonskoeffisienter ( $\mu_c=0,34$  og  $\mu_s=0,51$ ). Dette vil i praksis si at systemet kan igangsette skidding under verst tenkelige friksjonsforhold.

Som det fremkommer av likningen kan den løses ved å variere ulike parametere. Etter initial testing i 20Sim, samt overslagsberegninger, ble det valgt 3 sett med aktuelle dimensjoner for hydraulikksylindere. I overslagsberegningene ble det brukt antakelser for trykkfall over ventil, arealforhold i sylindere og mottrykk på retur side. Dette ble sammenliknet med ønsket sylinderytelse, med hensyn på kraft og hastighet.

De 3 settene med dimensjoner ble så, ved hjelp av 20Sim og Excel, brukt for å finne en fornuftig sammenheng mellom areal i hydraulikksylindere, strupingsareal i ventil, hastighet på lasten og friksjonsfaktorer. Vesentlige resultater for disse testene er referert i to tabeller under. For testresultatene referert i tabellene er all kjøring gjort med stangside på sylindere, da dette vil være dimensjonerende.

For data i Tabell 32 gjelder følgende konstanter: Arealforhold mellom stempelside og stangside er satt til;  $\varphi=0,6$ . Friksjonsfaktorer er på normalverdier;  $\mu_c=0,2$   $\mu_s=0,275$ . Lasten forflyttes ved hjelp av stangside i sylindere, dermed er ventilposisjon satt til -1. Alle de tre testsettene i Tabell 31, viser at hydraulikksystemet er sterkt nok for å klare oppgaven.

Testsett nr	1	2	3
D1(mm)	650	700	750
D2(mm)	411	443	474
A_ventil(mm <sup>2</sup> )	270	295	322
D_orifice(mm)	18,5	19,4	20,3
V_glid(m/s)	0,05	0,05	0,05
F_stiksjon(kN)	3258	3345	3418
F_coulomb(kN)	1983	1984	1983

Tabell 32: Data for ulike hydraulikksylindre

For data i Tabell 33 gjelder følgende konstanter:  $\varphi=0,6$ ,  $\mu_c=0,34$ ,  $\mu_s=0,51$  og ventilposisjon = -1. Og ut fra data i Tabell 33 kommer det fram at det er kun systemet i testsett 3, som kan kjøre lasten i denne situasjonen.

Testsett nr	1	2	3
D1(mm)	650	700	750
D2(mm)	411	443	474
A_ventil(mm <sup>2</sup> )	270	295	322
D_orifice(mm)	18,5	19,4	20,3
V_glid(m/s)	na	na	0,042
F_stiksjon(kN)	4144	4803	5298
F_coulomb(kN)	na	na	3351

Tabell 33: Data for hydraulikksylindre

Ved å velge systemet brukt i testsett 3, er det garantert at systemet kan igangkjøre skidding under alle forhold. For utfyllende informasjon om hydraulikksystemet vises det til Vedlegg 5.

Under følger en oversikt over viktige komponenter som ble implementert i den dynamiske modellen i steg 5 og steg 6.

### 5.3.1 Trykkilde

For å lage en ekvivalent til plattformens hydraulikk system, ringline, er det naturlig å bruke en trykkilde. Dette er fordi ringline vanligvis har stor volumstrømkapasitet, og trykket vil holdes relativt stabilt. Trykkilden leverer kontinuerlig 3000 psi (20,69 Mpa).

Maksimal volumstrøm som leveres under testene er hele 1431 l/min. Dette er høyt, og denne volumstrømmen blir diskutert nærmere i Kapittel 9.

### 5.3.2 Proporsjonalventil

For denne applikasjonen er det valgt en 4/3 veis proporsjonal retningsventil med lukket senterposisjon. En fordel ved å ha lukket senter er at hydraulikksystemet, da vil bidra med å holde systemet på plass langs skinnene. Strupingsarealet er satt til 322 mm<sup>2</sup>. Dette er et stort areal, noe som tillater en høy flow.

### 5.3.3 Hydraulikksylinder

Her er det antatt en dobbeltvirkende hydraulikksylinder, med nøkkeldata som vist i Tabell 34. Årsaken til at slaglengden er satt til 1,1 meter, er for å unngå endeslag. For ved endeslag er det typisk at det oppstår feil i simuleringsprogrammer. Under testene beveges sylindren mellom  $X_{initial}=0,05$  meter og  $X_{maks}=1,05$  meter, slik at det alltid er en liten buffer til endeslag.



<b>Slaglengde(mm)</b>	1100
<b>Arealforhold(<math>\phi</math>)</b>	0,6
<b>D_Stempel(mm)</b>	750
<b>D_Stang(mm)</b>	474

**Tabell 34: Nøkkeldata for hydraulikksylinder**

Med dette er kapittelet om dynamisk modell ferdig. Den dynamiske modellen brukes videre først i Kapittel 8, under HIL testingen. Da vil modellen fra steg 6 bli tilpasset for kommunikasjon med PLS. I neste kapittel gjennomgås først en rekke instrumenteringsprinsipper, før det til slutt velges et konsept for skiddingsystemet.

## Kapittel 6

# Instrumentering

---

I dette kapitlet utforskes mulighetene for å hente ut relevant informasjon fra systemet. Formålet med instrumenteringen, er å gi operatøren og reguleringsystemet den nødvendige informasjonen for å gjennomføre forflytningen av understrukturen og boredekket. Det vil si at sensorene må kunne lese absolutt posisjon langs skiddeskinnene, samt avvik mellom de to sidene.

I dette kapitlet gjennomgås først relevante instrumenteringskonsept for å skaffe informasjon fra systemet, deretter undersøkes posisjons sensorer og differansemålere. Og til sist velges instrumentering for neste generasjon skiddingsystem.

For skiddingsystemet er det i hovedsak to instrumenteringskonsept, samt en tredje løsning som fungerer som en kombinasjon. For å velge instrumenteringskonsept legges følgende forhold til grunn. Kompleksitet, redundans, og driftssikkerhet.

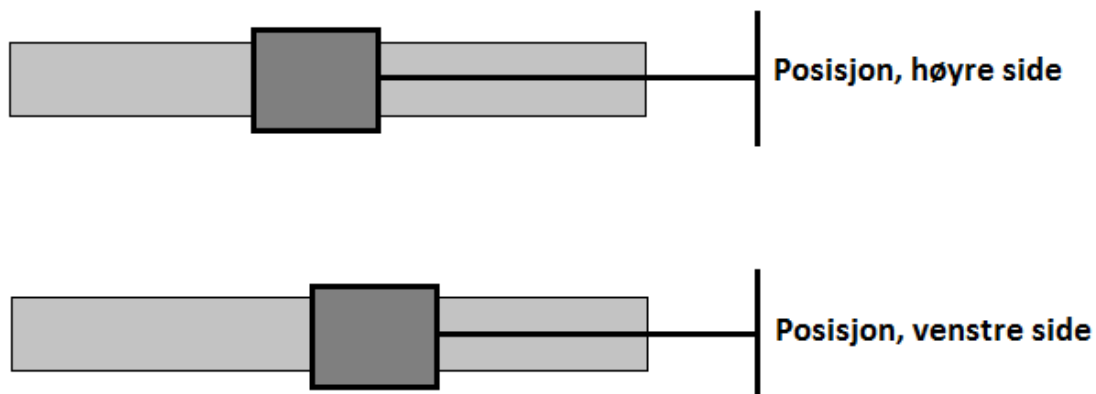
### 6.1 Utredning av instrumenteringskonsept

#### 6.1.1 Absolutt posisjonsmåling langs begge skinner

I dette konseptet overvåkes absoluttposisjon for hver side av strukturen langs respektive skiddeskinner. Prinsippet er vist i Figur 88. Dette gir god informasjon om posisjonen langs begge skiddeskinner. Informasjonen sammenliknes i reguleringsystemet for å sikre at sidene flytter seg parallelt og simultant.

Denne måten å instrumentere på har en rekke fordeler. Instrumenteringen er lik på begge skiddeskinner, noe som forenkler montering og kan gi færre ulike deler. Informasjonen er enkel å benytte, og det finnes mange løsninger på markedet for å hente posisjonsinformasjonen. Konseptet gir mulighet for god kvalitet på posisjonsdata, både for absolutt måling langs en skinne og differansemåling mellom skinnene.

Redundansen vil være ulempen med dette konseptet, da simultan forflytning ikke kan sikres hvis ett system faller ut. To like system kan også gi høyere kompleksitet under feilsøking, da det kan være uklart hvilket system som skaper feilen.



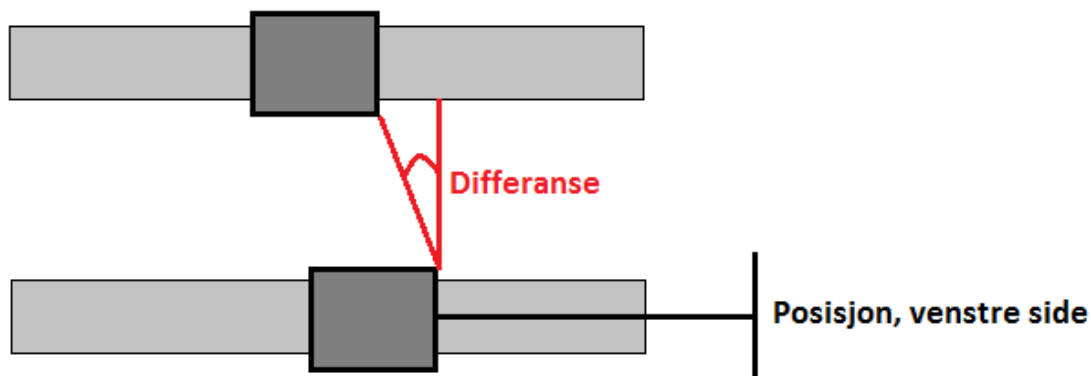
Figur 88: Måling av begge siders posisjoner.

### 6.1.2 Master og Slave

Dette konseptet har kun posisjonssensorer på en, av de to skiddeskinnene. Denne siden fungerer da som master. I mellom de to sidene installeres en sensor som gir informasjon om hvor den andre siden er relativt til master. Denne andre siden blir da referert til som slave, da dens kalkulerete posisjon er en funksjon av master sin posisjon. Konseptet er vist i Figur 89. Det betyr at reguleringsystemet får to forskjellige typer informasjon som kan regnes om for å skaffe absolutt posisjon for begge sider.

Konseptet har en fordel som er verd å trekke frem. Dersom posisjonssensoren langs skinnen skulle feile kan boredekket fortsatt flyttes med sikkerhet mot skeiv forflytning, men da uten absolutt posisjonsangivelse. Dette gir relativt høy redundans.

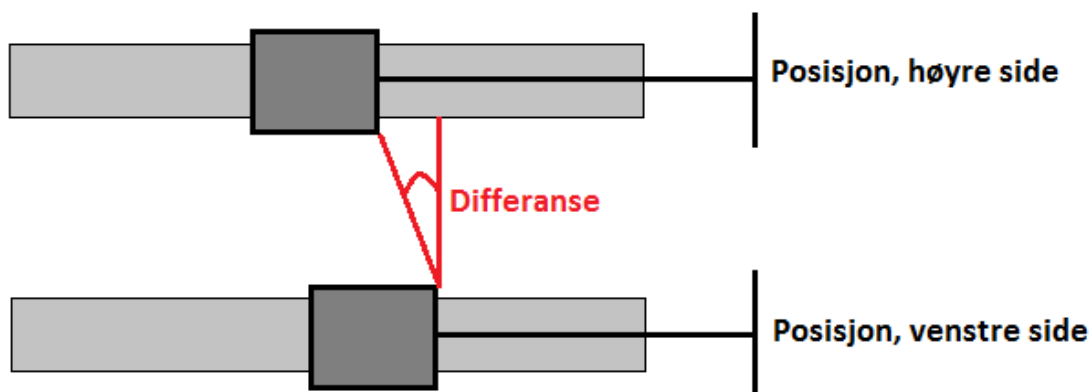
Men et slikt konsept har også sine ulemper. Det kan for bli merarbeid med reguleringsystemet da dataene fra sensorene er meget forskjellige og må gjøres kompatible med hverandre. Det er også en vanskelig oppgave å skaffe pålitelig informasjon om skjevkjøringen. I utgangspunktet måles det på en differanse som ideelt sett ikke skal være der og som realistisk sett er veldig liten; dette krever sensorer med høy oppløsning, jamfør Kapittel 6.3.1, samt god kontroll på feilkildene. Dette gir høyere kompleksitet og lavere driftssikkerhet.



Figur 89: Master/slave løsning.

### 6.1.3 Kombinert posisjonsavvik -og differansemåling

De to overnevnte konseptene kan kombineres. Det vil si at avvik i posisjonsmålingene hovedsakelig benyttes, men at det også er installert en relativ differansesensor mellom de to sidene som vist i Figur 90. Avviksmålingen i posisjonene kan da brukes som grovstyring, mens informasjonen fra differansesensoren kan brukes til å finstyre forflytningen relativt mellom sidene. Alt avhengig av oppløsningen på de ulike sensorene, og hvordan systemet blir programmert.



Figur 90: Posisjonsmåling av begge sider med ekstra differansemåler.

Fordelene ved et slikt system er åpenbare. Avhengig av hvordan systemet er programmert kan dette systemet fungere utmerket selv om en sensor skulle slutte å fungere. Dette gir høy redundans og driftssikkerhet.

Men flere systemer gir høyere kompleksitet i programmering, montering og feilsøking.

Etter nå å ha utredet 3 ulike konsept for instrumentering er det tid for å undersøke og kartlegge aktuelle sensorer.

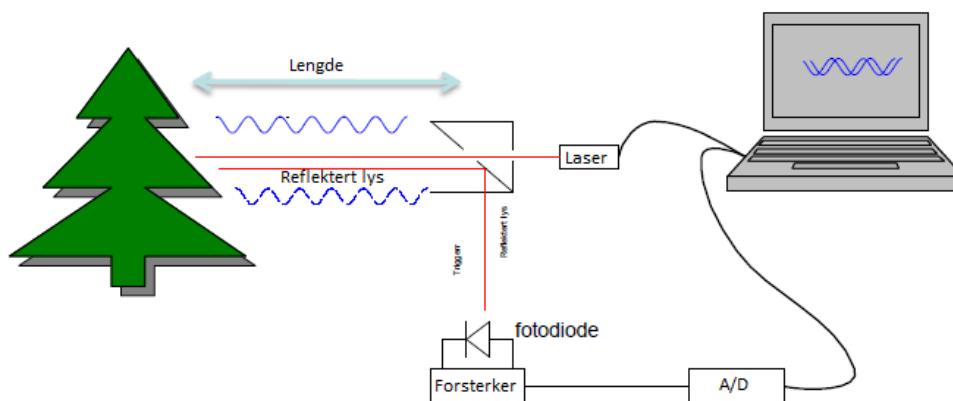
## 6.2 Utredning av posisjonssensorer

Posisjonssensorer finnes i utrolig mange forskjellige utgaver. Siden dette system skal operere i et offshoremiljø, og med strenge sikkerhetskrav utelukkes mange systemer. Systemene blir vurdert i forhold til følgende kriterier. Kompleksitet, driftssikkerhet, presisjon, mulighet for ettermontering, kompatibilitet med offshoremiljø, samt EX/soner2 områder.

### 6.2.1 Laseravstandsmålere

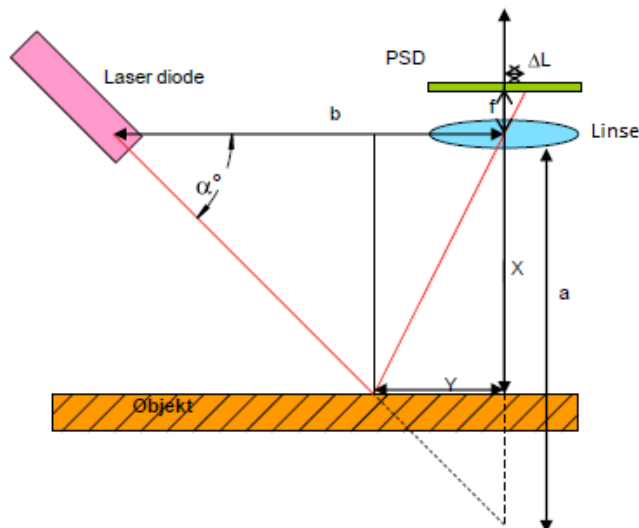
I en lasermåler, og andre avstandsmålere som benytter lys, festes lyskilden på et fast og kjent punkt. Dette punktet er da posisjonsreferansen. Laseren belyser et objekt det ønskes å vite avstanden til i forhold til denne referansen. Ofte sikres bedre målinger med å montere en fast reflektor på dette objektet, da måleren er avhengig av å kunne lese det reflekterende lyset. Målingen foretas gjerne ved å benytte ett av følgende tre prinsipper.

De to første metodene er tidsavhengige. I første metode måles tiden fra et lyssignal blir sendt til det blir mottatt, slik at avstanden kan regnes ut basert på lysets hastighet i luft. Tiden som brukes omtales som «time of flight». I andre metode måles faseforskjellen på det sendte lyssignalet til det mottatte. Dette er kjent som fase sammenlikning, og er vist i Figur 91.



Figur 91: Illustrasjon for måling av faseforskjell.

Den tredje metoden benytter en PSD (Position Sensitive Device) der lyskilde og mottaker er implementert i samme enhet, og pekes mot objektet. Vinklene og avstanden mellom lyskilde og mottaker er kjent, og dermed kan avstanden utledes med triangulering. Avhengig av hvor lyset treffer på PSD'en endres motstanden, og dermed strømmen, i en krets. Denne strømstyrken kan så benyttes for å fastslå avstanden. Prinsippet er illustrert i Figur 92, og nærmere forklart i Kapittel 6.3.2.



**Figur 92: Triangulering med PSD.**

Lasermålere har sine fordeler. De er i stand til å måle både korte og lange avstander med presisjon i alle klasser (fra millimeter til nanometer), og det er ingen fysisk kontakt mellom sender og mottaker. Videre er en laser oftest en frittstående komponent uten bevegelige deler. Dette gjør at fysisk slitasje ikke er en faktor, og systemet kan bli meget robust med riktig casing.

En annen fordel er at informasjonen en slik sensor gir er absolutt. Signalet fra laseren definerer avstanden direkte, noe som gir enkel signalbehandling. Løsningen krever heller ikke omfattende kalibrering ved oppstart da dette i de fleste tilfeller er ferdig fra fabrikk. Et slikt system gir relativt lav kompleksitet under montering og behandling av signaler. Det bør også være enkelt å finne en egnet laser, da disse finnes i et utall modeller og med godkjenning for EX/sone2 områder.

Ettermontering bør også være uproblematisk, men omfanget styres i stor grad av hvilke casing som er ønskelig.

Fri sikt representerer den største ulempen for lasermålere, da dette er et absolutt krav for at systemet skal fungere. Dette gjør at lasermålerne er følsomme for objekter som settes i mellom laseren og det aktuelle objektet. De er også følsomme for skitt eller annen forurensning som kan blokkere laserstrålen. Dette gir relativt lav driftssikkerhet.

Optiske systemer som dette, stiller store krav til casing for å fungere i hardføre miljøer. Dette gjør systemet dårlig egnet til utendørs offshoreapplikasjoner.

### **Forslag til leverandør**

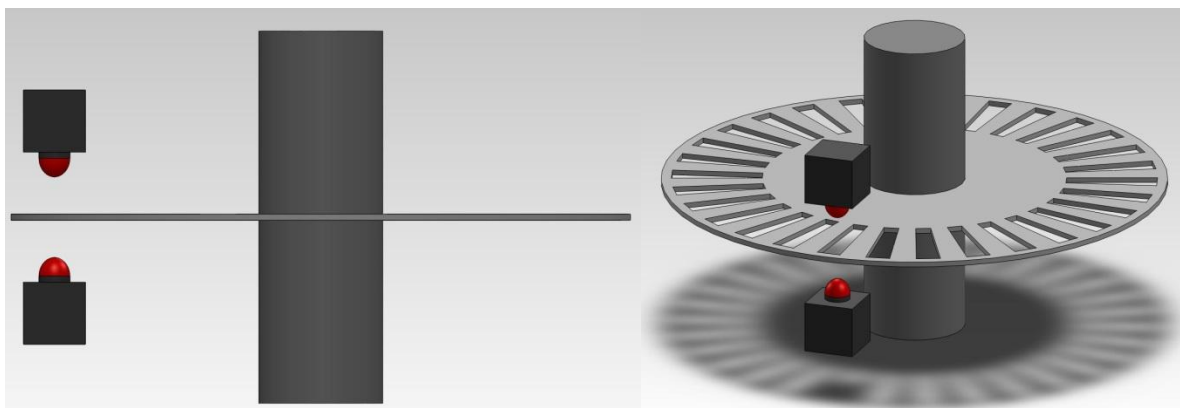
Welotec

### **6.2.2 Snorfølere (linjelengdegivere)**

CET (Cable Extension Transducers) fungerer ved at en snor er spunnet opp på en spole i likhet med en vinsj. Snoren festes i objektet som det skal måles avstand til, slik at lengden snor trukket ut representerer avstanden mellom objektet og snorspolen. Selve trommelen som snoren vindes opp på er instrumentert slik at det kan hentes ut informasjon om posisjon og hastighet. Som regel er disse instrumentene i form av en optisk skive-enkoder eller potensiometer (spenningsdeler). Teknologien forklares nærmere under.

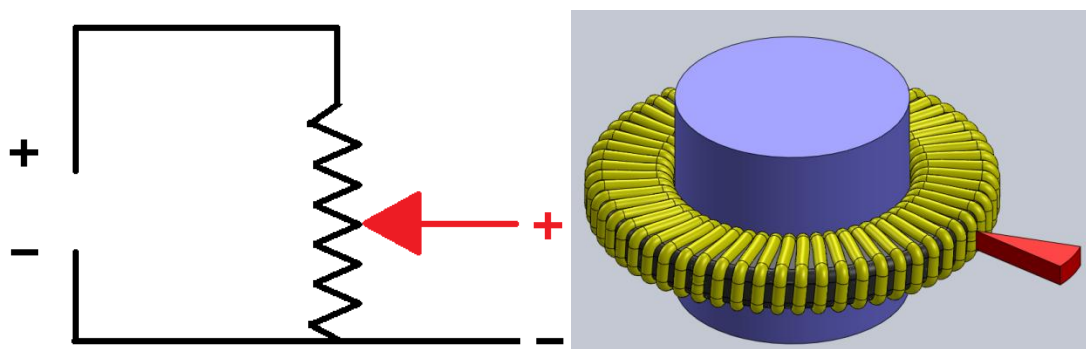


En optisk skiveenkoder slipper lys igjennom hull plassert på en skive. Skiven følger trommelen rundt og gir dermed en pulsbasert informasjon om hvor i omdreiningen ( $0^{\circ}$ - $360^{\circ}$ ) trommelen er. Prinsippet er vist i Figur 93.



**Figur 93: Optisk enkoder.**

Et potensiometer kan illustreres som en spole spunnet av en leder med kjent motstand per lengde, som følger med trommelen rundt. Spolen er i kontakt med en nål som leder strøm og dermed kan en spenningsverdi som tilsvarer sylindrens posisjon leses av. Et slikt instrument blir kalt et potmeter og finnes i en rekke ulike slag. Prinsippet er vist i Figur 94.



**Figur 94: Potmeter skjematikk og illustrasjon.**

Felles for disse to instrumenteringsteknikkene undersøkt over er, at de er inkrementelle. Det vil si, at ekstern hardware (mikrokontrollerkrets, PLS etc.) må monteres for å telle hvor mange runder trommelen har blitt rotert. Dette er ikke vanskelig å inkludere i hardwaren som likevel må installeres for å tolke signalene fra instrumentene.

Under følger en oversikt over fordeler og ulemper for et målesystem basert på snorfølere.

Dette er en velkjent teknikk for å måle posisjon og hastighet i industrielle applikasjoner og det finnes derfor en rekke ferdige løsninger. Prinsippet gir god presisjon over hele det aktuelle måleområdet og er enkelt å implementere i et reguleringssystem. Instrumentet er mye mindre sårbart for å bli slått ut av stilling enn for eksempel lyssensorer. Dessuten økes driftssikkerheten ved at målesnoren kan kobles av skiddedekket når dekket skal stå i ro, slik at den ikke er i fare for å bli skadet. Dette tillater også enkel kalibrering av sensoren da det bare er å trekke snoren ut til skiddedekket på nytt for å fortelle systemet hva nåværende posisjon er.

Dette systemet gir forholdsvis lav kompleksitet, og ettermontering bør være enkelt.

En ulempe er at denne avstandsmåleren krever fri bane til referansepunktet hvor snoren skal festes. Når snoren er spent opp vil den være utsatt for vær og vind, og andre påvirkninger fra omgivelsene. Dessuten vil slitasje på snoren være en faktor, da den trekkes med skiddesystemet. Disse punktene begrenser systemets ytelse i et offshore miljø.

Videre finnes det få systemer med EX/Sone2 godkjenning, som hyllevarer på markedet. Men systemet er i prinsippet enkelt, og kan derfor produseres for å tilfredsstille nødvendige krav.

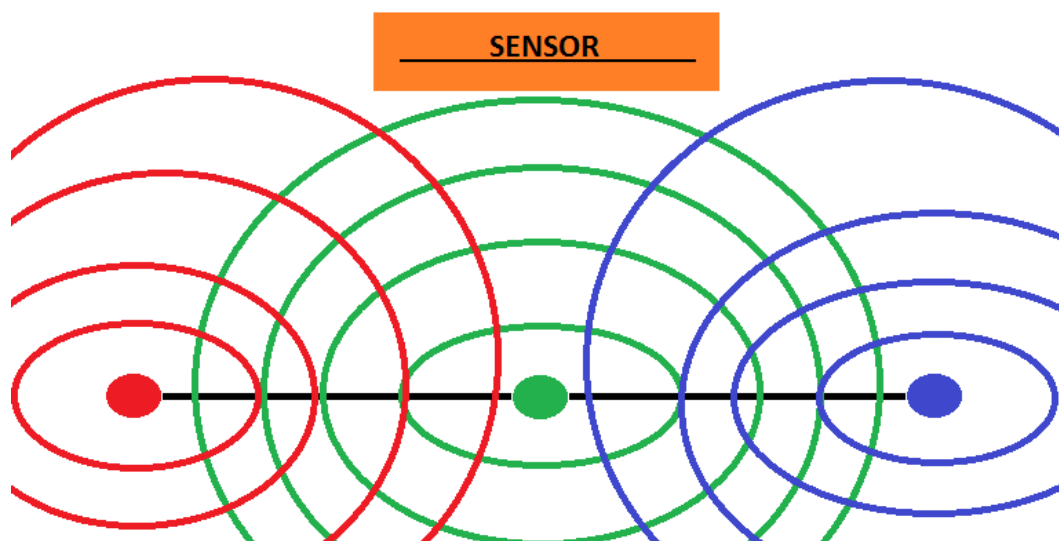
### **Forslag til leverandør**

CeleSCO

### **6.2.3 Magnetiske sensorer**

En sensor som benytter magnetisme kan brukes til å få en måling av absolutt posisjon. Dette kan eksempelvis gjøres med å montere en rekke magneter langs skiddeskinnen og feste magnetoresistive sensorer på labbene. Da kan det fra målinger av magnetfeltene bestemmes absoluttposisjon langs rekken av magneter. Om det måles ved induktans, fluks, Hall-effekt etc. varierer mellom leverandørene.

En slik rekke med magneter (målepunkter) kan lages meget lang, og maksimal lengde avgjøres av om det er mulig å lage en unik kombinasjon av magnetenes styrke, polaritet og avstand til neste magnet. Bildet sensoren leser må altså være unikt hele veien. Figur 95 viser prinsipielt oppsett for et slikt oppsett.



**Figur 95: Sensor som henter informasjon fra magnetfelt fra flere magneter.**

Dette konseptet har flere fordeler. Siden sensorene går på magnetfelt trenger ikke sensorene å være i fysisk kontakt med magnetene, noe som gjør at fysisk slitasje ikke er et tema. Magnetene kan også beskyttes godt (for eksempel støpes inn i en profil) uten at det ødelegger for måleresultatene. Ved bruk av en god algoritme for plassering av magnetene, kan et slikt system måle absoluttposisjon med god presisjon. Driftssikkerheten og beskyttelsen mot offshoremiljøet er helt klart veldig god.

Systemet har også noen ulemper. Det er en omfattende og forholdsvis kompleks jobb å installere, samt at etter installasjon krever relativt store fysiske inngrep.

Men systemet sett under ett kan gi en god løsning for et skiddingsystem. Det gir tilgang på absolutt posisjonsinformasjon, og kan dessuten utføres i det robuste designet som trengs.

### ***Forslag til leverandør***

Sick | Stegmann.

#### **6.2.4 Enkoder hjul**

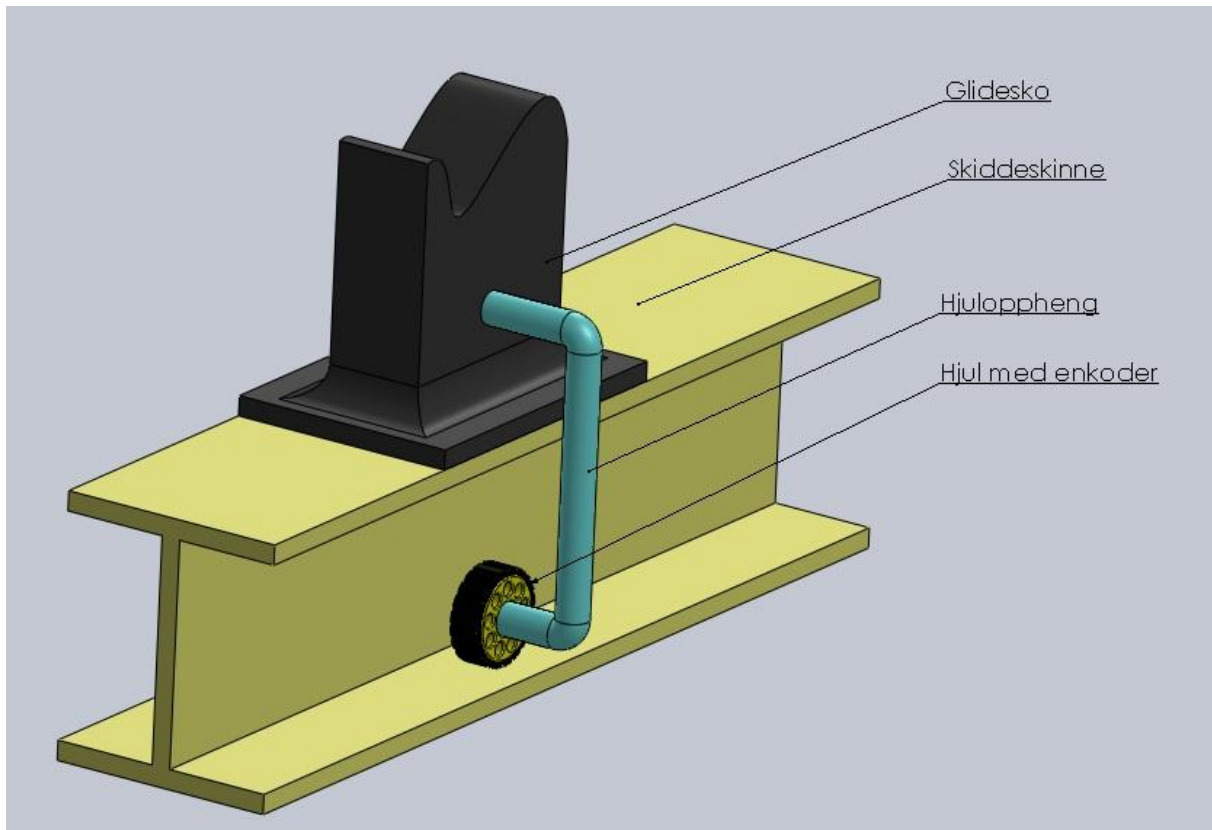
Posisjonen langs en skinne kan også finnes ved å monitorere omdreiningene på et målehjul, omtalt som enkoder hjul. Systemet kan monteres på labbene slik at hjulet roterer som følger av forflytningen til skiddingsystemet. En prinsippsskisse er vist i Figur 96. I hjulene sitter det en enkoder som gir informasjon om hvor mye hjulet har rotert. Dette kan brukes til å regne ut posisjonen til strukturen.

Fordelelene med et slikt system, er fler. Det er en enkel og driftssikker løsning som kan bygges meget robust. Presisjonen velges ut fra type enkoder, og finnes med en rekke ulike oppløsninger. Tilpasninger for offshoremiljøet, samt krav knyttet til EX/son2 godkjenning er ikke noe stort problem.

En klar ulempe er at enkoderen primært gir inkrementell informasjon. Dette vil si at om systemet skrus av når det ikke er i bruk, eller informasjonen om boredekkets posisjon på annen måte blir tapt, må kontrollsystemet kalibreres. Derfor vil kompleksiteten under installasjon og operasjon være ganske høy.

For at informasjonen fra enkoderene skal være brukbar må friksjonen mellom hjulet og overflaten det ruller på sikres å være høy nok til å unngå at hjulet skrenser, da dette ville føre til at forflytning ikke blir registrert. Dette kan for eksempel gjøres ved å benytte tannhjul som går på tannstag. Så for å sikre god og sikker avlesning kan det være behov for relativt store fysiske inngrep for å implementere systemet. Dette gjør etter implementering utfordrende.

Hvor relevant er egentlig en slik løsning for et skiddingsystem? Løsningen virker noe klossete og må trolig spesialtilpasses skiddingsystemet. Kombinert med en del ulemper, fremstår ikke dette som en god løsning.



**Figur 96: Enkoder hjul montert på labb.**

I dette delkapittelet er det kun sett på posisjonssensorer, brukt for å finne posisjonen langs en skinne. Ved alternativ implementering av disse sensorene, og bruk av noen andre sensorer kan den relative posisjonsdifferansen på tvers av skiddingskinnene kartlegges. I neste delkapittel vurderes ulike løsninger for dette formålet.

## 6.3 Utredning av differansemålere

### 6.3.1 Teleskopstag med enkoder hjul

En form for teleskopstag kan monteres på hengsler på de to labbene som skal stå ovenfor hverandre, som vist i Figur 97 og Figur 98. Rotasjonsvinkel i de to hengslene kan monitoreres ved hjelp av de tidligere nevnte lysenkodere eller potmeterer. Reguleringsystemet bruker så informasjonen til å sjekke om det er forsvarlig å skidde videre, samt å regne ut hvor mye mer den ene siden må skidde for å ta igjen den andre.

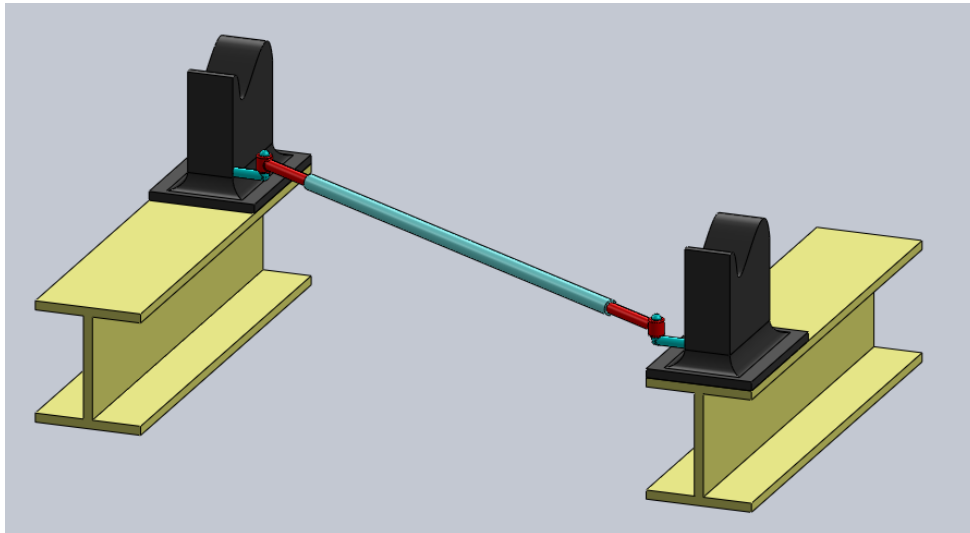
En slik applikasjon kan bygges robust, og enkelt tilpasses et offshore miljø. EX/sone2 godkjenning er ikke noe problem for sensorene som er aktuelle i en slik applikasjon. En annen fordel er at etter installasjon bør være en enkel sak å utføre.

Hoved ulempen er kravet til sensor oppløsning, og fare for målestøy. Det skal måles på relativt små forandringer langs skiddeskinnene i forhold til spennet på tvers av skinnene. Om det eksempelvis er 10m mellom enkoderene og de skal kunne oppfatte 1cm posisjonsforskjell mellom skinnene, noe som er høy presisjon i denne sammenhengen, må enkoderene ha en oppløsning på;

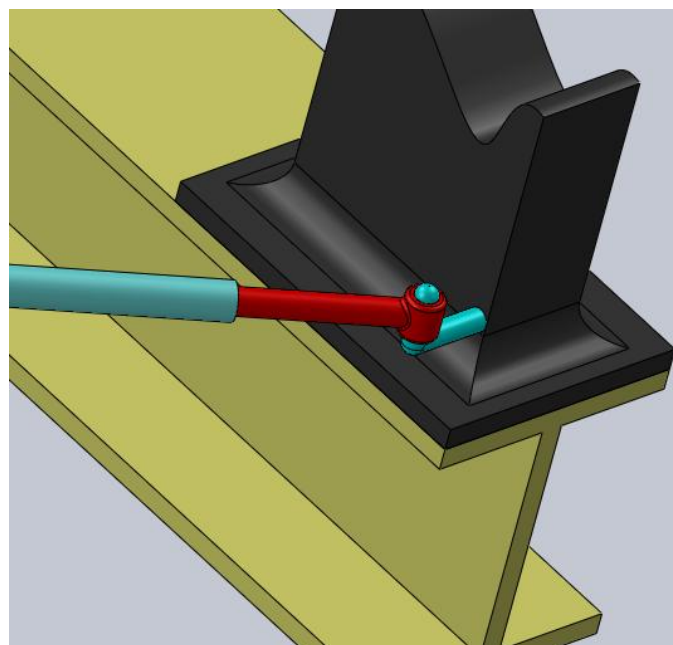
$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{0.01}{10} \right) = 0,0573^\circ$$

Som dette viser er kravet til presisjon meget høyt, og dette vil videre føre til høy kompleksitet i montering og vedlikehold. Det er uvisst hvor god presisjon et slikt system kan yte, da målestøy enkelt vil kunne ødelegge disse marginale målingene.

Summen av dette gjør systemet forholdsvis dårlig egnet for implementering i et skiddingsystem. For at et slikt system skal fungere er det også avhengig av at innfestingene er nærmest perfekte. Sett at labbene kom til å vri seg om den vertikale akse under skiddeprosessen, ville dataene vært verdiløse; da systemet ville oppfattet dette som at motstående labber lå foran eller bak. Resultatene fra FEM analysene viser at labbene er forholdsvis fleksible, noe som vil svekke kvaliteten på slike målinger.



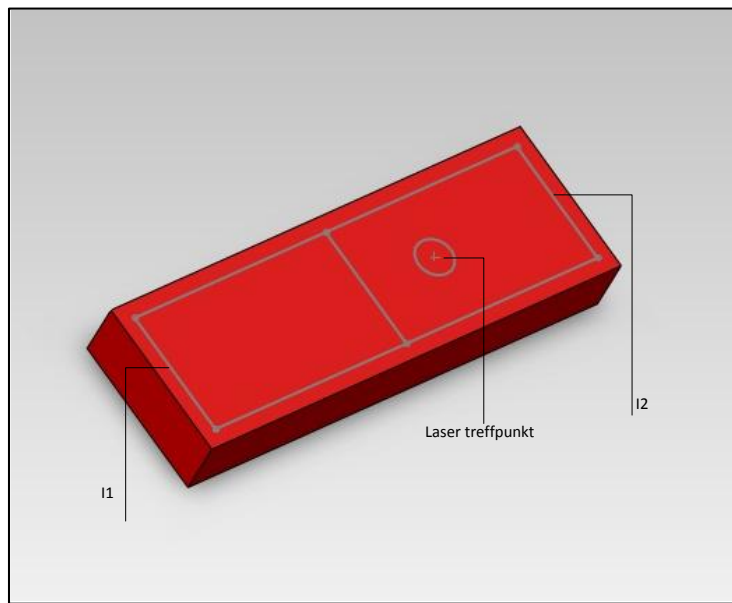
**Figur 97: Teleskopstag.**



**Figur 98: Teleskopstag- hengsling, med innebygget enkoder.**

### 6.3.2 PSD

En av mulighetene for å skaffe informasjon vedrørende simultan skidding er å bruke en PSD sensor (Position Sensitive Device) og en laser[25]. En PSD er vist i Figur 99, og strømmen,  $I$ , endres med laserens treffpunkt. Laseren blir da montert på motsatt side av PSD-mottakeren, slik at laserens treffpunkt endres hvis konstruksjonen vrir seg. En PSD er et fotoelektrisk instrument som endrer motstanden i kretsen avhengig av hvor på overflaten laserstrålen treffer. Når motstanden endres, endres også strømstyrken. Denne strømmen kan omregnes til posisjonsdifferansen i planet mellom to motstående labber.

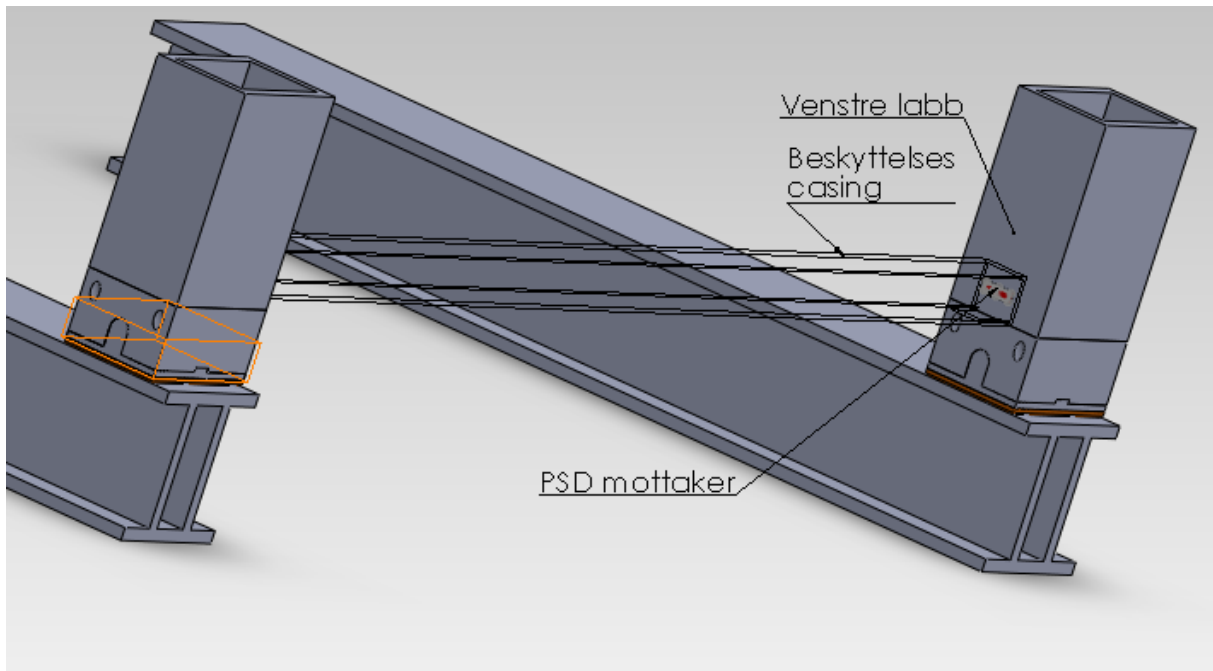


Figur 99: PSD mottaker prinsippkisse

Det er også mulig å sette opp systemer etter samme prinsipp som for PSD systemene, ved bruk av digitale kamera. Posisjonsavviket bestemmes på bakgrunn av piksel intensiteten i bildet. I en slik applikasjon avgjøres nøyaktigheten av oppløsningen på bildet, igjen gitt av pikselstørrelsen.[25, 26]

En fordel med en slik applikasjon er muligheten for høy presisjon. Begrensende faktorer for presisjonene er ikke PDS mottakeren, men de mekaniske, optiske og elektriske komponenter [27, 28]. Det følger ikke noen ytterligere kartlegging rundt feilmargin for dette systemet.

De åpenbare ulempe med et slikt system er høye krav til renhet på linser, samt krav om fri sikt. Dette gjør at systemet i utgangpunktet er dårlig egnet for et offshore miljø. En mulig løsning er at hele systemet kapsles inn i en firkantprofil i stål, som er festet i labbene. Som vist i Figur 100. Dette har sin klare ulempe ved at det introduseres en ny hindring på tvers av understrukturen, rett over skiddeskinnene, samt at etter installasjon blir veldig omfattende. Siste ulempe er at disse systemene ikke er hyllevarer for denne type applikasjoner, derfor virker det vanskelig å finne systemer med EX/son2 godkjenning.



**Figur 100: PSD system montert.**

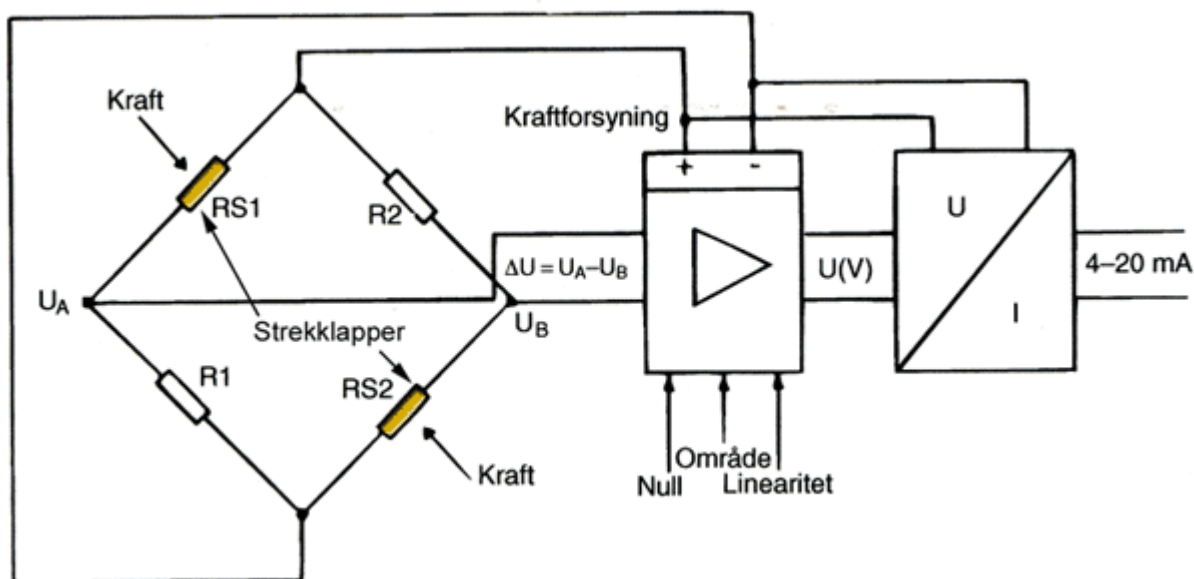
For at et slikt system skal fungere i et skiddingsystem er det avhengig av at innfestingene for PSD og laser er hensiktsmessige. Sett at labbene kom til å vri seg om den vertikale akse under skiddeprosessen, ville dataene vært verdiløse, da PSD'en ville oppfattet dette som at motstående labber lå foran eller bak. Dette er en aktuell feilkilde, som må vurderes hvis et slikt system skal monteres.

Trolig er ikke denne applikasjonen på noen måte ideell for et offshore miljø, men det er helt klart mulig å bruke et system som dette.

### **6.3.3 Strekkklapper**

På understrukturen, vist i Figur 11, er det montert en avstiver mellom de to labbene SP1 og SP2. Ved skjev skidding vil denne avstiveren ta opp krefter, som igjen fører til små bøyninger. Disse bøyningene kan overvåkes med strekkklapper, som er små motstander. Denne festes på avstiveren for å overvåke tøyinger/ sammenpressinger. Dette fører til at strekkklappen øker/minsker sin elektriske motstand, som kan overvåkes av en elektrisk krets (typisk en Wheatstone-bro) hvor spenningen måles. Prinsippet er vist i Figur 101.





Figur 101: Strekkklapper i Wheatstone-bro, med eksempel på hvordan spenningsavlesningen kan omgjøres til strøm, hentet fra [http://vvi.no/interactive/ressurser/reguleringsteknikk/kap4/MT\\_Page\\_199\\_4.36.gif](http://vvi.no/interactive/ressurser/reguleringsteknikk/kap4/MT_Page_199_4.36.gif).

En fordel med strekkklapper er at de kan monteres meget beskyttet og gi svar på hvilke tøyninger som opptrer i konstruksjonen. EX/son2 godkjenning er heller ikke noe problem, da strekkklapper av alle typer er hylleware. Strekkklappene representerer en driftssikker løsning, kan enkelt beskyttes mot offshoremiljøet, og er enkle å ettermontere.

En ulempe vil være kompleksiteten. Den er høy, fordi kalibrering, datatolkning og målestøy vil være krevende. Dette vil også gjøre at presisjonen til systemet kan bli dårlig.

For å summere opp! Strekkklapper er bra til å overvåke tøyninger i konstruksjonen, men det er tvilsomt at strekkklapper gir en god og presis løsning for å overvåke simultan forflytning. Videre er det helt sikkert at presis differansemåling på tvers av understrukturen er veldig utfordrende, da spennet mellom skinnene er veldig stort sammenliknet med kravet til simultan skidding.

I neste delkapittel tas det viktige beslutninger for det videre arbeidet, konsept og sensorer velges.

## 6.4 Valg av instrumentering

### 6.4.1 Konseptvalg

I fra utredningene om konsepter og forskjellige sensorer kan det argumenteres for ikke å bruke noe fra master/slave-prinsippet da det å måle på feil som helst ikke skal oppstå er noe bakvendt. Dessuten viser det seg at kravet til oppløsning er så høyt at det kan bli vanskelige å måle. Derfor vil resten av oppgaven basere seg på å måle absolutt posisjonen til labbene langs skinnene og sammenlikne denne dataen for å detektere posisjonsforskjeller.

Dette gir et konsept med lav feilmargin og som er lite utsatt for målestøy. Ulempen er som tidligere nevnt mangel på redundans. Da er det tid for å velge sensorer egnet for dette konseptet.

### 6.4.2 Sensorvalg

Valg av sensorer er basert på bruk av allerede ferdige løsninger for instrumentering. Utfra avveininger på fordeler og ulemper gjort tidligere i kapittelet er magnetiske sensorer det foretrukne system, fordi

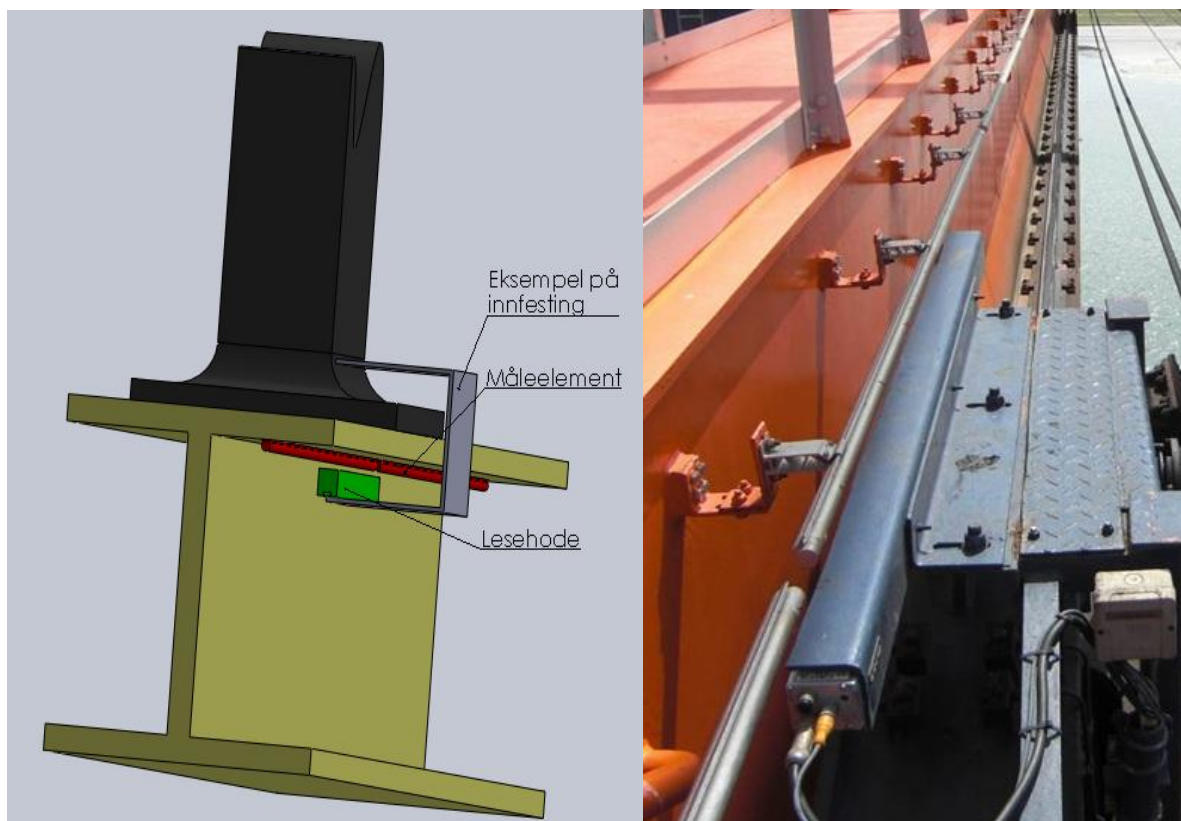
det er driftssikkert, godt beskyttet, presist og egner seg godt til miljøet. Dette på tross av at etter installasjon er omfattende, og systemet som helhet er komplekst. Sick leverer et sensorsystem som virker meget lovende for denne type applikasjon, og dette systemet blir brukt i kontrollsystemet videre i oppgaven.

Bruk av lys/laser-baserte løsninger har veldig få leverandører til offshore bruk, og de løsninger som eksisterer virker for sårbare. Snorfølere er en løsning som i prinsippet kan benyttes, men også her er det vanskelig å finne løsninger som er fullstendig tilpasset offshoreapplikasjoner.

Under følger en gjennomgang av det faktiske systemet som har blitt foretrukket for neste generasjon skiddingsystem.

### **SICK POMUX KH53**

Dette sensorsystemet består av en rekke elementer installert langs skiddeskinnene, samt et lesehode på labbene som avgjør labbens absolute posisjon langs skinnen. Konseptet er vist i Figur 102.



**Figur 102: Venstre: Eksempel på montering av POMUX KH53 på skiddesystemet. Høyre: POMUX KH53 installert på en havnekran[29].**

I elementene, montert langs skinnen, ligger det et system av permanentmagneter. På den bevegelige delen (labbene) monteres et lesehode som til enhver tid måler på magnetfeltet til minimum tre magneter. Dette gir en oppløsning på 0,1mm. Måten permanentmagnetene er plassert ut gjør at avlesningene ikke gjentar seg på 1,7 km, hvilket betyr at den størrelsen på skiddeskinnene ligger godt innenfor instrumenteringens grenser. Det betyr også at lesehodet kan gi kontrollsystemet absoluttposisjonen til boredekket og understrukturen. Informasjonen kan overføres til PLS via

forskjellige porter, der SSI<sup>15</sup> eller Profibus<sup>16</sup> er standard. Andre porter er også mulig ved forespørsel. Ved SSI er grensesnittet ASCII<sup>17</sup>-dataprotokoll via fireleders, asynkron full duplex<sup>18</sup>, med en Baudrate<sup>19</sup> på 9600 etter standard RS422<sup>20</sup>. Dataen er 10bits (1startbit, 8databits og 1stopbit). Via Profibus er informasjonen heksadesimal via kretser etter standard RS485.

Når systemet er montert kan distansen mellom måleelement og lesehode være inntil 2,5 cm, og variasjonen i denne avstanden under drift må være under 10mm. Dette gjør systemet forholdsvis robust mot endringer og ujevnheter i skiddeskinnene, samt små forandringer i lesehodets posisjon. Måleelementene og lesehodet er produserte i aluminiumslegeringer, som er formålstjenlig i et maritimt miljø. De er konstruerte for å oppfylle beskyttelsesstandard IP66[30], hvilket betyr at de er fullstendig støvtette og beskyttet mot tung sjø. Måleelement og lesehode er vist i Figur 103. For ytterligere informasjon om SICK POMUX KH53, se Vedlegg 6.



**Figur 103: Illustrasjonsbilde av POMUX-måleelement og leserhode [29].**

En ulempe er at systemet per dags dato ikke er godkjent for EX/Sone2. Men dette har sin hovedårsak i at firmaet Sick ikke har sett behov for å godkjenne sine produkter. Teknologien bør være ganske enkel å få EX/Sone2 godkjent, da dette er et spørsmål om en hensiktsmessig casing til leserhodene.

---

<sup>15</sup> «Synchronous Serial Interface» er en seriell grensesnittstandard for kommunikasjon mellom sensor og kontrollsystem, basert på RS422.

<sup>16</sup> «Profibus» er en standard for kommunikasjon over «Fieldbus», som er en samling protokoller for industrielle datanettverk, beskrevet av standard IEC 61158.

<sup>17</sup> «American Standard Code for Information Interchange» er en veletablert standard for sending av tekst datamaskiner imellom.

<sup>18</sup> «Asynkron full duplex» betyr at inn- og utdata ikke må sendes sekvensvis i forhold til hverandre, men kan sendes fullstendig uavhengig. Full duplex betyr i seg selv at opplastning- og nedlastningshastighet ikke påvirker hverandre i bruk, men at hele båndbredden er tilgjengelig til begge formål til enhver tid (inn- og utdata går ikke over felles ledere).

<sup>19</sup> «Baudrate» er det mulige antall tegnskift per sekund i et digitalt modulert signal. Må ikke forveksles med bitrate.

<sup>20</sup> «RS422» er en standard for digitale kretser, som beskriver kretsens elektriske egenskaper.

## Kapittel 7

# Regulering og kontrollsystem

---

### 7.1 Innledning

Dette kapitlet tar for seg hvordan kontrollsystemet er bygget opp, og hvordan det skal regulere forflytningen av understrukturen. Kravene til kontrollsystemet er at understrukturens sluttposisjon skal ha en presisjon på  $\pm 1\text{cm}$  i forhold til brønnen den flyttes til, samt at det aldri oppstår mer en 5cm relativ forskjell i posisjonen på de to skinnene (ref. Vedlegg 11).

Angående hastighet ved skidding er det i Kapittel 7 og Kapittel 8 regnet med en teoretisk topphastighet på  $0,055 \frac{m}{s}$ , til forskjell fra den som kalkuleres i Kapittel 4 på  $0,05 \frac{m}{s}$ . Dette er en følgefeil fra en tidligere feilkalkulasjon som ikke ble oppdaget før kontrollsystemet var ferdig og disse kapitlene var ferdig utarbeidet. Likevel presiseres det at det ikke har noen praktiske følger for testene da dette er teoretisk topphastighet som systemet skal testes for. Klarer systemet å behandle hastigheter på  $0,055 \frac{m}{s}$ , så klarer det også  $0,05 \frac{m}{s}$ .

### 7.2 Kontrollsystemets oppsett

Kontrollsystemet består av tre komponenter; kontrollpanel, PLS (programmerbar logisk styring) og posisjonssensorer. Kontrollpanelet, som er vist i Figur 104, er operatørens grensesnitt til å velge hvilken posisjon understrukturen skal stå i. Da understrukturen kun skal forflyttes i en dimensjon, er det intuitivt at kontrollpanelet skal være en rad av knapper hvor hver knapp representerer posisjonen til en gitt rad med brønner. Når en knapp er trykket inn, setter den et bit på en av de digitale inngangene på PLS'en.



**Figur 104:** Kontrollpanelet hvor raden med knapper representerer forskjellige posisjoner for understrukturen. Knappen lengst til venstre er brønnrad 1, den neste brønnrad 2 osv. Lysene, potmeterene og voltmeterene er ikke i bruk.

Selve PLS'en er en Siemens Simatic ET 200S [31] med tre Profinet-porter (ethernet), og er vist i Figur 105. På denne er det festet en 24V DC strømforsyning til å forsyne flere forskjellige I/O-moduler (inn – og utgangsmoduler). Videre er det montert to moduler med åtte digitale utganger hver, tre moduler med åtte digitale innganger hver, to moduler med analoge innganger og en modul med analoge utganger. Det er også viktig å merke seg at PLS'en er ATEX godkjent for EX/Sone2.

Kontrollpanelet er koblet til den tredje I/O-modulen og de åtte knappene leses derfor av på bitene I3.0 til I3.7. Dette er nærmere kommentert i Kapittel 7.4.2.



**Figur 105:** Siemens Simatic ET 200S PLS.

Angående posisjonssensorene som skal fungere som tilbakekobling til regulatoren i PLS-programmet, så er det ingen fysisk sensor å koble til PLS'en, da den skal settes opp for å inngå i HIL-simulering av

den dynamiske modellen. HIL- simuleringen er nærmere forklart i Kapittel 8. Derfor vil denne informasjonen mottas fra den dynamiske modellen over ethernet. Pådragssignalet PLS' en skal gi ut til hydraulikksystemet i den dynamiske modellen vil også gå over ethernet. Det er ikke gitt at det er slik kommunikasjonen mot det fysiske systemet vil foregå i praksis, men dette er hensiktsmessig til HIL- simulering.

## 7.3 Regulering

Hver skinne har i utgangspunktet et eget aktiveringssystem med to sylindere. Den ene sylindere representerer griperen og den andre representerer sylindere som skyver/trekker lasten. Til sammen er det fire sylindere på hele understrukturen. Kontrollsystemets rolle er derfor å styre disse sylindrene på hver skinne. Denne styringen må regulere pådragssignalene med hensyn til forskjellige prosesskarakteristikker, eksempelvis varierende friksjonskrefter, ulike distanser og begrensninger i lagermateriale. Dette løses ved at hver skinne har en egen regulator, som følger en felles referanse. Dette tillater forskjellig pådrag til skinnene for å oppnå den samme forflyttingen. Derav diskuteres genereringen av dette pådraget videre.

### 7.3.1 Sekvensiering

Sekvensiering av sylindrenes operasjoner er nødvendig på grunn av forskjellige forhold. En årsak er at avstand mellom to brønnrader er lengre enn slaglengden til skiddesyndere. Derfor må hele forflyttingssekvensen gjentas et gitt antall ganger før understrukturen når posisjonen operatøren har valgt. Videre er hele forflyttingssekvensen delt opp i flere andre sekvenser, illustrert i Figur 1.

Første del av forflyttingssekvensen er at griperen blir trykk satt for å gripe tak i skiddeskinne. I denne sekvensen kan pådragssignalet være en step-funksjon da gripet er en av/på-funksjon. Ekvivalenten i den dynamiske modellen er en hydraulisk holdekrets, nærmere beskrevet i Kapittel 5.2. Denne kretsen låser i en retning, og tillater vandring i motsatt retning. Avhengig av skiddingretning må en retningsventil sjaltes mellom 1 og -1.

I neste del av sekvensen skal understrukturen skyves eller trekkes. Da trengs det regulering av styresignalet inn til ventilen som styrer denne sylindere, for å oppnå den ønskede forflyttingen med de ønskede akselerasjoner, hastigheter og retarderinger av lasten. Når forflytningen er fullført trekkes skiddesyndere inn igjen og drar med seg griperen. Når dette er gjort er aktiveringssystemet tilbake i utgangsposisjonen og klar til neste forflytning av understrukturen.

Den overnevnte sekvensieringen gjelder dersom lasten skal forflyttes i det som omtales som positiv retning. Positiv retning vil si at understrukturen flyttes når det er volumstrøm på stempelsiden av skiddesyndere. Dersom understrukturen flyttes i negativ retning, altså ved volumstrøm på stangside av skiddesyndere, må gripet flyttes når stempelet skyves i positiv retning og lasten flyttes etter når stempelet trekkes tilbake. For det ekvivalente gripsystemet i den dynamiske modellen, må ventilposisjonen være -1 for å skidde i negativ retning.

Etter nå å ha fått oversikt over de ulike sekvensene, er det tid for å se på hvordan systemet blir regulert.



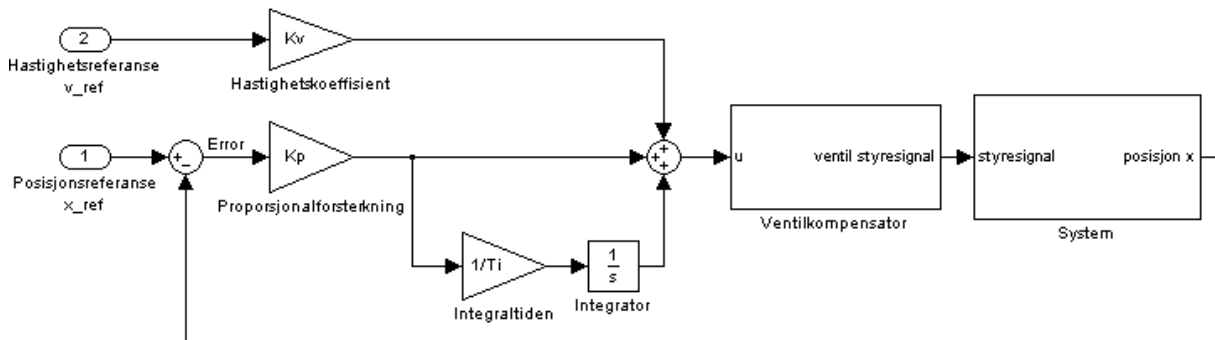
### 7.3.2 Regulering av skiddingsekvensen

Lasten på hver skinne er aktuert av hver sin hydrauliske sylinder, omtalt som skiddesyndrene. Disse sylindrene styres ved hjelp av proporsjonale retningsventiler, som igjen kontrolleres med et pådragssignal til hver. Dette er vist i Formel 11. Siden et pådrag bestemmer åpningen av en slik ventil, styrer pådraget volumstrømmen til en sylinder, og derav hastigheten til stempellet.

$$\begin{aligned} -1 \leq u < 0, & \quad \text{volumstrøm stangside} \\ u = 0, & \quad \text{ingen volumstrøm} \\ 0 < u \leq 1, & \quad \text{volumstrøm stempelside} \end{aligned}$$

Formel 11: Definisjon av pådrag mot retningsventilene.

Pådraget må reguleres for å få forflytningen av lasten slik det ønskes. Ofte benyttes en PI-regulator til å generere dette pådragsignalet basert på forskjellen mellom ønsket posisjon (posisjonsreferansen) og faktisk posisjon. Forskjellen mellom disse signalene omtales som errorsignalet. Ofte benyttes en hastighets- foroverkopling i tillegg til PI-regulatoren etterfulgt av en ventilkompensator, som vist i Figur 106. Den faktiske posisjonen leses fra sensorene omtalt i Kapittel 6.2.3, mens posisjonsreferansen genereres på bakgrunn av valgene operatøren har gjort på kontrollpanelet.



Figur 106: Skisse av reguleringssystem for skiddesynderventil hvor  $K_v$  er forsterker effekten av hastighetsreferansen,  $T_i$  er integraltiden og  $K_p$  er proporsjonalforsterkningen. Regulatoren er satt opp i henhold til Formel 12.

### PID-regulator

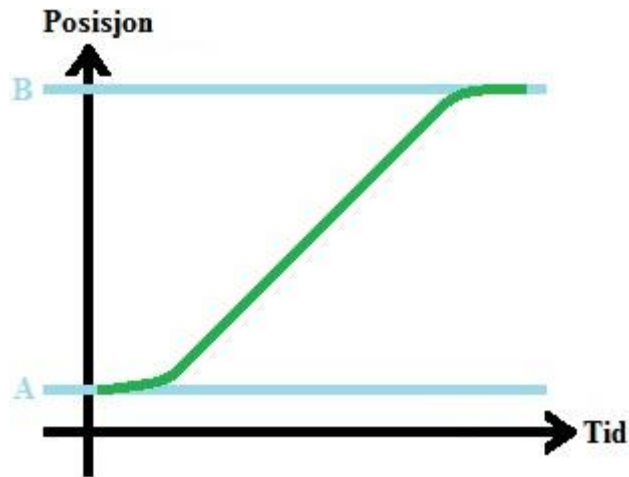
Under utviklingsstegene for den dynamiske modellen, i Kapittel 5, ble systemet regulert av en enkel PID. Ettersom dette fungerte for samtlige av utviklingsstegene benyttes heller denne formen for regulator fremfor en PI-regulator med hastighetsforoverkopling, da reguleringen og stabiliteten var god uten. PID-regulatoren blir justert etter implementering i PLS-programmet, med P-I-D-metoden [32]. Dette er en praktisk fremgangsmåte der parameterne justeres eksperimentelt etter tur. Først som en ren P-regulator hvor  $T_i = \infty$ ,  $T_d = 0$ . Når denne er stabil justeres  $T_i$  for å minimere steady-state-error. Deretter justeres  $T_d$  for å gi regulatoren den ønskede hurtighet. Justering av PID-parametrene, foruten det nominelle pådraget  $u_0$ , er derfor omtalt i Kapittel 8 som en del av HIL-testingen, da parameterne kan testes i praksis.

Opgaven til regulatoren er å kalkulere et pådragssignal til retningsventilene med hensyn på errorsignalet, som vist i Formel 12. Formålet er at lasten følger en s-formet kurve fra posisjon A til B, som vist i Figur 107. Når errorsignalet,  $e$ , er null, betyr det at posisjonen er lik posisjonsreferansen. Følgelig skal ikke lasten flyttes på og derfor skal det ikke være volumstrøm mot sylindrene. Dette gir fra Formel 11 at pådraget skal være  $u = 0$ , og derfor skal det nominelle pådraget i Formel 12 være  $u_0 = 0$ .



$$u = u_0 + K_p * e + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e \, d\tau + K_p * T_d \frac{de}{dt}$$

Formel 12: Uttrykk for PID-regulator, hvor  $u_0$  er nominelt pådrag,  $K_p$  er proporsjonalforsterkningen,  $T_i$  er integraltiden,  $T_d$  er derivattiden, og  $e$  er errorsignalet [32].



Figur 107: Kurven viser ønsket forflytning, med sinusidal akselerasjon og retardering, og konstant hastighet.

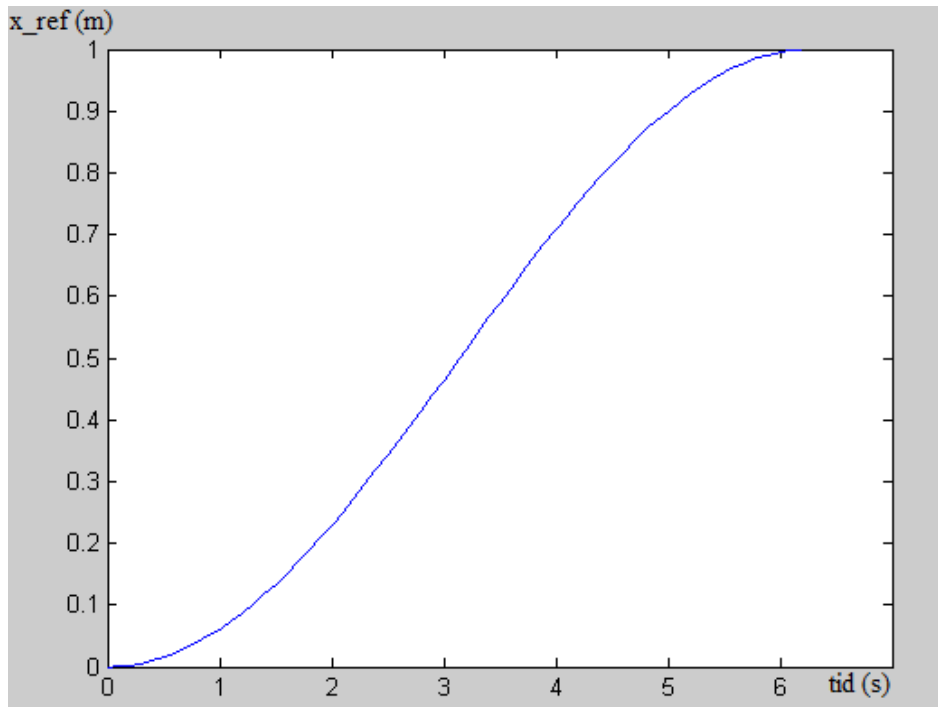
### Referansesignal

Ofte er referansesignalet en step-funksjon som endrer seg tilnærmet asymptotisk fra en verdi til en annen, og jobben til regulatoren er å gi et pådrag slik at utverdien fra systemprosessen nærmer seg referansens nye verdi på en ønsket måte.

For dette systemet derimot ønskes det meget høy grad av kontroll over posisjon, akselerasjon og hastighet. I Kapittel 4.2 viser forsøk med friksjonsmodellen at det er ønskelig med så kort akselerasjon- og retarderingsfase som mulig for at systemet skal jobbe minst mulig mot høye krefter som følge av stick-slip. Samtidig må hastigheten i perioden med konstant hastighet, være minimum  $0,02 \frac{m}{s}$  for å holde friksjonsmotstanden utenfor stick-slip. Derfor legges det inn en algoritme mellom kontrollpanelet og inngangen for referansesignalet til PID-regulatorene. Formålet med algoritmen er å produsere et referansesignal som er formet som en s-kurve som i Figur 107, men med hensyn på ønsket hastighet og akselerasjon. Dette endrer formålet med PID-regulatorene bort fra å jevne ut forflytningen fra en step-funksjon til en s-kurve. Det nye formålet er å få understrukturens hastighet til å følge referansesignalet så godt som mulig. Dette gir bedre kontroll over forflytningen, da algoritmen for referansesignalet kan justeres slik at referansesignalet blir et bilde av forflytningen som ønskes. Et utkast til et slikt referansesignal kan uttrykkes som i Formel 13, plottet i Figur 108.

$$x_{ref} = y(t) = \frac{\sin\left(\frac{t}{2} - \frac{\pi}{2}\right) + 1}{2} [m]$$

Formel 13: Uttrykk for en sykloide som går fra 0 til 1 iløpet av en periode ( $t=[0,2\pi]$ ).



**Figur 108: Plot av sykloiden beskrevet i Formel 13.**

For skiddingsystemet er akselerering- og retarderingsperioden er bestemt til å være 5 sekunder hver. Ved konstant hastighet skal hastigheten være  $0,055 \frac{m}{s}$ . Det vil si at understrukturen skal aksellereres fra  $0 \frac{m}{s}$  til  $0,055 \frac{m}{s}$  i løpet av 5 s, og likeså retarderes fra  $0,055 \frac{m}{s}$  til  $0 \frac{m}{s}$  på like lang tid. For å produsere en referanse som aksellerer og retarderer som  $y(t)$  i Formel 13, men samtidig tar hensyn til maksimal hastighet skal være  $0,055 \frac{m}{s}$ , deriveres  $y(t)$  for å finne verdien til  $t$  ved denne hastigheten under aksellerasjon, Formel 14.

$$v_{ref\_aksellerasjon} = \frac{\delta y}{\delta t} = \frac{\sin\left(\frac{t}{2}\right)}{4} = 0,055 \left[\frac{m}{s}\right] \rightarrow \sin\left(\frac{t}{2}\right) = 0,22 \rightarrow t = 0,437[s]$$

**Formel 14: Verdi for tiden  $t$  ved ønsket hastighet.**

Det er uttrykket for hastighetsreferansen,  $v_{ref}$ , i Formel 14 som integreres i PLS-programmet, der det numerisk integreres ved iterasjon til å bli en del av den ønskede posisjonsreferansen,  $x_{ref}$ . Programmet skal kjøre ved 10 Hz (ref. Kapittel 7.4), hvilket gir 10 iterasjoner per sekund, og dermed 10 inkrementeringer av telleren,  $n$ , per sekund. Dermed kan det vises at akselerasjonsperioden av  $x_{ref}$  kan beskrives som i Formel 15.

$$x_{ref}(n) = x_{ref}(n-1) + v_{ref\_aksellerasjon}(n), \quad 0 \leq n \leq 50$$

$$v_{ref\_aksellerasjon}(n) = \frac{\sin\left(\frac{a * n}{2}\right)}{4} \left[ \frac{m}{\frac{1}{10} s} \right], \quad a = \frac{0,437[s]}{50 * 10 \left[ \frac{1}{s} \right]} = 8,74 * 10^{-4} [s^2]$$

$$KONTROLL: v_{ref\_aksellerasjon}(n=50) = \frac{\sin\left(\frac{8,74 * 10^{-4} * 50}{2}\right)}{4} = 0,005462 \left[ \frac{m}{\frac{1}{10} s} \right] \approx 0,055 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**Formel 15: Uttrykk for  $x_{ref}$  under 5sekunder med akselerering, hvor  $n$  er iterasjonsnummer.**

Dette kan videre benyttes til å gi et lignende uttrykk for  $x_{ref}$  under retarderingen, Formel 16.

$$x_{ref}(n) = x_{ref}(n-1) + v_{ref\_retardering}(n_{retardering}), \quad 0 \leq n_{retardering} \leq 50$$

$$v_{ref\_retardering}(n) = \left( 0,0055 - \frac{\sin\left(\frac{a * n_{retardering}}{2}\right)}{4} \right) \left[ \frac{m}{\frac{1}{10} s} \right]$$

**Formel 16: Uttrykk for  $x_{ref}$  under 5sekunder med retardering, hvor  $n_{retardering}$  er en teller som begynner å iterere når perioden med konstant hastighet er over.**

Siden akselerasjon – og retarderingsfasene er bestemte, er det antall iterasjoner ved konstant hastighet som bestemmer hvor lang slaglengden blir og når retarderingen skal begynne. Med andre ord må perioden i konstant hastighet dekke for den resterende slaglengden som akselerasjon og retardering ikke dekker i det aktuelle stempelslaget.

$$\begin{aligned} strekning_{konstanthastighet} &= slaglengde - strekning_{aksellerasjon\&retardering} \\ &= slaglengde - 2 * \frac{\sin\left(\frac{0,437}{2} - \frac{\pi}{2}\right) + 1}{2} \approx slaglengde - 0,02378 m \end{aligned}$$

**Formel 17: Kalkulasjon av strekningen som må dekkes i konstant hastighet.**

Videre regnes det ut hvor mange iterasjoner det må kjøres med konstant hastighet for å nå den ønskede lengden på stempelslaget.

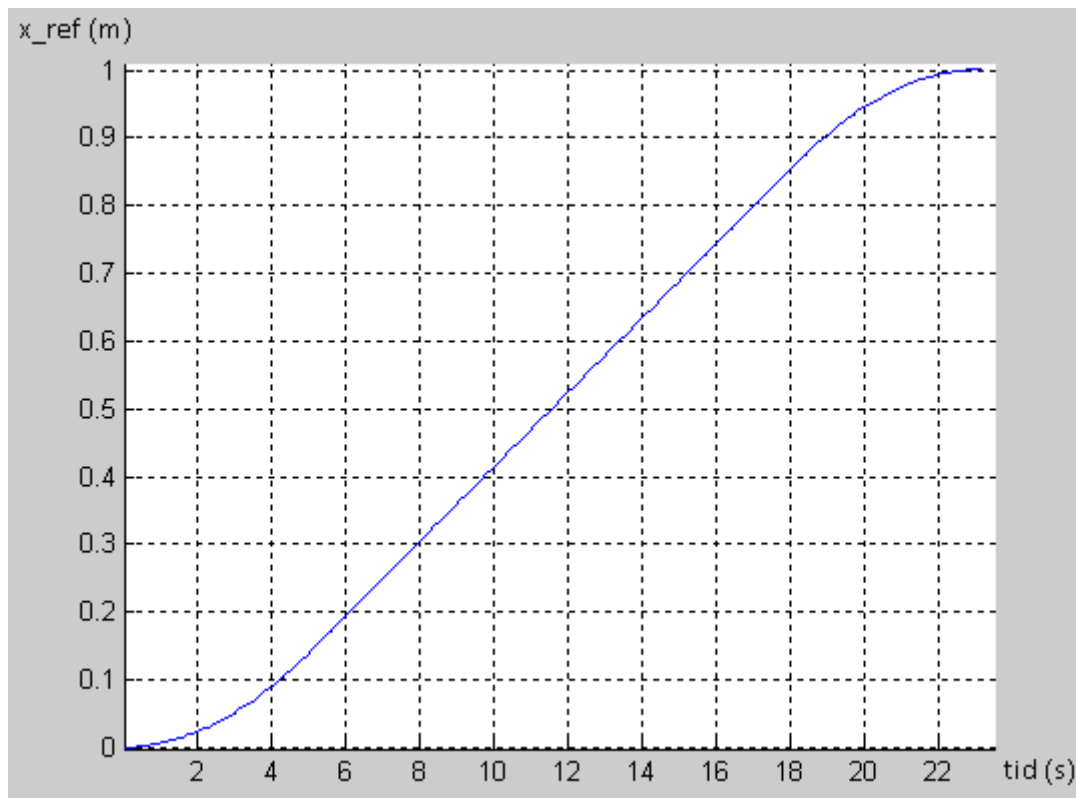
$$n_{konstanthastighet} = \frac{strekning_{konstanthastighet}}{0,0055}$$

**Formel 18: Utrekning av antall iterasjoner med konstant hastighet.**

Dermed blir det endelige uttrykket for posisjonsreferansen som vist i Formel 19, hvilket eksempelvis gir en kurve for bevegelse mellom posisjon  $x = 0 m$  til  $x = 1 m$  illustrert i Figur 109

$$x_{ref}(n) = \begin{cases} x_{ref}(n-1) + v_{ref\_aksellerasjon}(n), & 0 \leq n \leq 50 \\ x_{ref}(n-1) + 0,0055, & 50 < n \leq (50 + n_{konstanthastighet}) \\ x_{ref}(n-1) + v_{ref\_retardering}(n_{retardering}), & (50 + n_{konstanthastighet}) < n \leq (100 + n_{konstanthastighet}) \end{cases}$$

**Formel 19: Endelig uttrykk for  $x_{ref}$ , hvor de brukte betegnelser er utledet i Formel 15-Formel 18.**



Figur 109:  $x_{ref}$  eksempelvis med slaglengde på 1m fra posisjon 0m til 1m.

## 7.4 Programmering av PLS

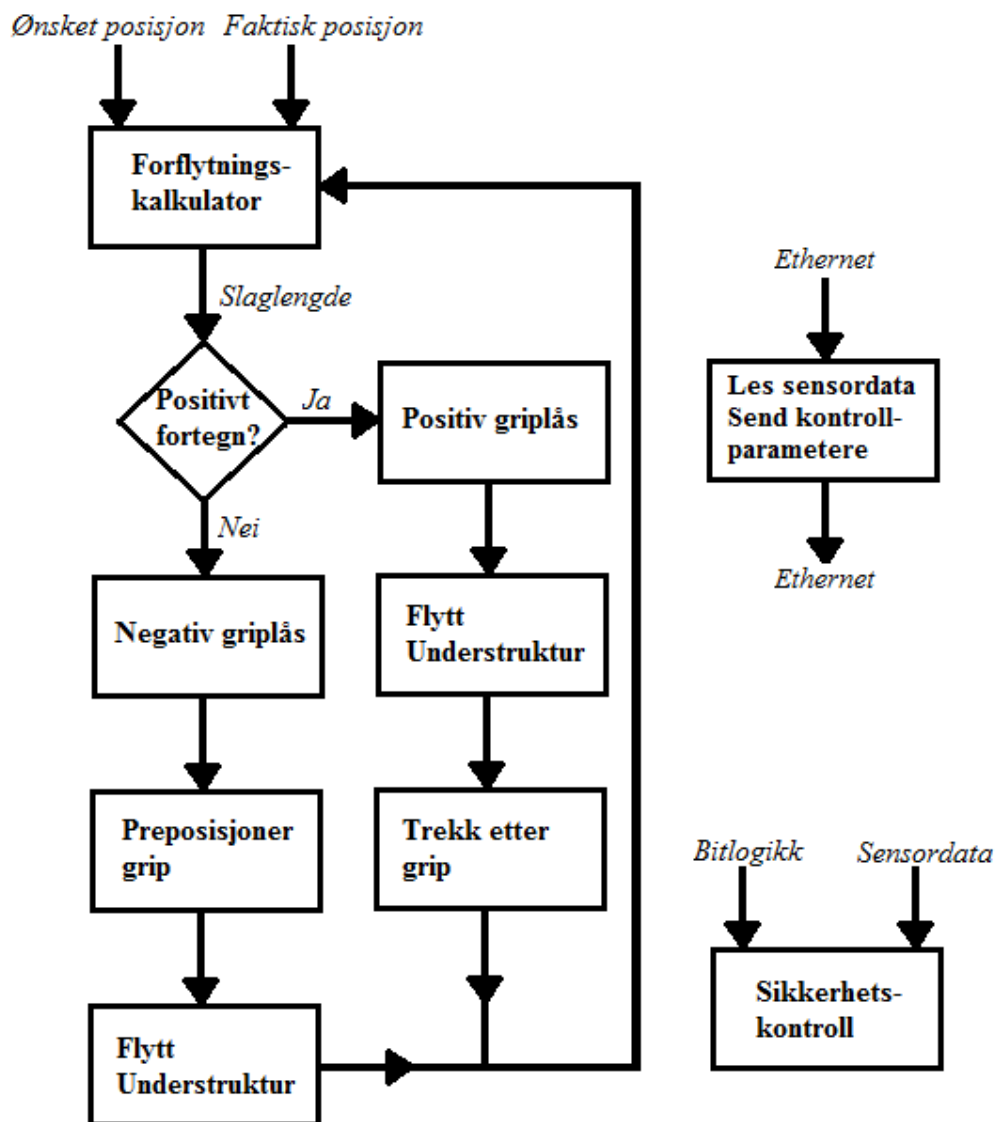
Oppgaven til programmet er å realisere den overnevnte reguleringen og kjøre hele aktueringsystemet i henhold til de overnevnte sekvensene. Programmet bygges derfor på at det skal kjøres det nødvendige antall skiddesekvenser, frem til faktisk posisjon er lik ønsket posisjon. Hvordan dette er oppnådd diskuteres i de følgende underkapitlene ved først å gjennomgå programmets struktur, deretter behandlingen av inn og utdata og funksjonene som benytter og produserer disse dataene. Til slutt diskuteres sikkerhetsfunksjonene. PLS-programmet er programmert med programmet Siemens Simatic Step7 og kan sees i sin helhet i Vedlegg 8, hvor alle funksjoner, funksjonsblokker, datablokker og operasjonsblokker er dokumenterte.

Det legges trykk på at dette PLS-programmet er et såkalt konseptbevis, som viser at det er mulig å styre skiddesystemet på denne måten. Et PLS-program som skal styre et fysisk anlegg må inneholde mange flere sikkerhetsrutiner.

### 7.4.1 Programmets struktur

Programmet består av en rekke funksjoner og funksjonsblokker som benytter datablokker til lagring av informasjon. Disse funksjonene og funksjonsblokkene utfører de forskjellige oppgavene skissert i dataflytskjemaet i Figur 110. Disse funksjonene blir kalt opp i interruptrutinen OB35, som er en operasjonsblokk som kjører hvert 100ms. Flere av funksjonene og funksjonsblokkene skal ikke kjøres ved hvert interrupt, og derfor er det satt opp boolske variabler som brukes til å aktivere og deaktivere disse, i henhold til hvor programmet er i prosessen. Denne formen for logisk styring sørger for at dataflyten blir seende ut som i Figur 110. I utgangspunktet er det tre prosesser som foregår samtidig. En sørger for forflyttingen av understrukturen, en annen leser inn- og utdata og en siste kontrollerer

og sikrer at forflyttingen er innenfor satte premisser. Disse kjøres ikke samtidig i ekte multitasking, men suksessivt innen samme interruptperiode.



Figur 110: Overordnet dataflytskjema for PLS-programmet.

Angående valget med interrupt hvert 100ms, så er dette en avveining mellom potensiell størrelse på PLS-programmet og maksimal hastighet på understrukturen. Styringsmessig kan det argumenteres for å benytte en raskere interruptrutine enn OB35 for å kunne regulere skiddingen med en høyere frekvens enn 10 Hz. Men programmeringsmessig gir en denne lave frekvensen større frihet angående størrelsen på PLS-programmet. Ved starten av programutviklingen kan det være vanskelig å tippe hvor lang tid PLS'en vil bruke på en gjennomkjøring av programmet, da programmets endelige størrelse ikke vites. Dersom programmet blir så stort at PLS'en ikke rekker å kjøre det ferdig for hvert interrupt, vil det føre til feilkalkulasjoner og mulig systemfeil. Derfor ble en interruptrutine på 100ms valgt, da understrukturen likevel ikke flyttes mer enn 5,5mm for hvert interrupt ved maksimal hastighet, samtidig som det er usannsynlig at programmet ville bli for stort til å kjøres ferdig på denne tiden.

#### 7.4.2 Inn- og utdata

I løpet av kapittel 7.3 blir det klart at PLS-programmet må hente inn ønsket posisjon via kontrollpanelet og faktisk posisjon fra instrumenteringen, samt sende ventilpådrag til griperen og

skiddesynderen på hver av de to skinnene. Dette er dataene som utgjør inn- og utdataene til regulatoren. I tillegg må posisjonen til griperen på hver skinne hentes inn og sammenliknes med posisjonen til understrukturen. Denne dataen gir kontroll over hvor langt stampelet er skjøvet ut av skiddesynderen og brukes ved forflyttingen av griperen. Alle dataene, med unntak av ønsket posisjon, blir mottatt over ethernet for å være tilpasset HIL-testen.

Ønsket posisjon blir lest av funksjonsblokken, FB3, som kjøres hver gang i OB35. Når en knapp på kontrollpanelet er trykket inn blir en av inngangene I3.0 – I3.7 tilsvarende satt høy. Hvilken av inngangene som er høy bestemmer hvilken verdi FB3 leser fra DB3 og lagrer som den ønskede posisjonen for understrukturen. I DB3 er posisjonen til de forskjellige brønnradene lagret. I tillegg settes et bit, «start-bitet», høyt. Dette bitet tillater at programmet får kjøre skiddefunksjonene.

De øvrige prosessvariablene blir sendt og mottatt over ethernet i funksjonsblokken FB300 som igjen benytter en rekke forskjellige funksjonsblokker. Mer informasjon rundt dette er å finne i Vedlegg 7 og Vedlegg8. Denne delen av programmet er utviklet av professor Geir Hovland ved UiA, for bruk ved undervisning om HIL-simulering og er benyttet med tillatelse.

Prosessen med sending og mottaking av data i FB300 blir aktivert som siste del av OB35. Det skal sendes og mottas tilsammen åtte forskjellige flytetall som lagres i DB301. Som vist i Tabell 35. De fire flytetallene som inneholder tilbakekoblingsdataene mottas fra den dynamiske modellen og blir lagret i de første 16 bytene i DB301 som variablene Input1-Input4. Pådragssignalene som sendes fra PLS'en til den dynamiske modellen sendes fra de fire variablene Output1-Output4, som utgjør de resterende 16 bytene i DB301. Selve kommunikasjonen mellom dynamisk modell og PLS'en blir videre omtalt som en del av oppsettet av HIL-testen i Kapittel 8.2.3.

	Input	Output
1	Posisjon understruktur, venstre skinne (m)	Pådrag til venstre skiddesynder
2	Avstand mellom grip og understruktur, venstre skinne(m)	Pådrag til venstre grip
3	Posisjon understruktur, høyre skinne(m)	Pådrag til høyre skiddesynder
4	Avstand mellom grip og understruktur, høyre skinne (m)	Pådrag til høyre grip

Tabell 35: Oversikt over I/O-variabler.

### 7.4.3 Skiddefunksjonene

Her gjennomgås funksjonene som gir forflyttingen av understrukturen, som vist i det overordnede dataflytskjemaet vist i Figur 110.

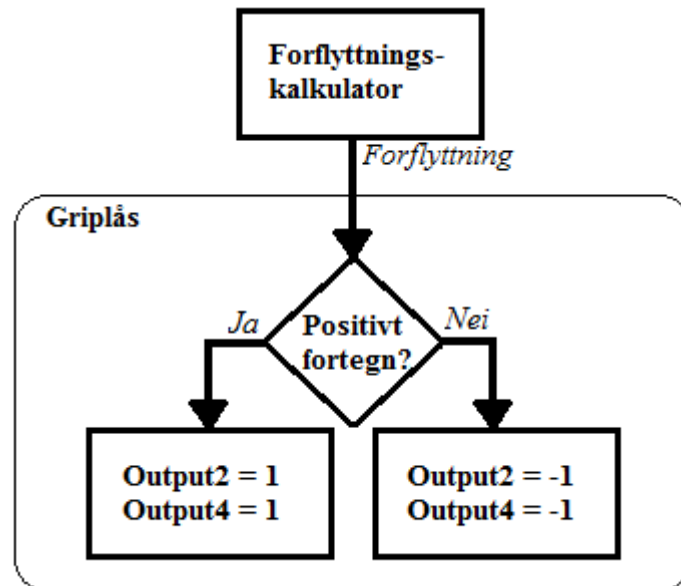
#### **Forflyttingskalkulator**

Når operatøren har valgt en brønnrad å flytte understrukturen til, aktiverer FB3 forflyttingskalkulatoren, som er programmert i FB4. Oppgaven til FB4 er å kalkulere hvor lenge perioden med konstant hastighet skal vare for neste stempelslag. Resultatet av kalkulasjonene (ref. Kapittel 7.3) lagres som hvilken verdi inkrementet  $n$  skal ha når perioden med konstant hastighet avsluttes. Denne verdien for  $n$  lagres i DB1. Dersom avstanden mellom ønsket posisjon og faktisk posisjon er større enn eller lik lengden på et fullt stempelslag, kalkuleres antall iterasjoner i konstant hastighet for et fullt stempelslag. Er avstanden mindre, kalkuleres antall iterasjoner i konstant hastighet for å dekke hele denne avstanden. Videre, om forflyttingslengden har negativt fortegn, settes

bitet som aktiverer FB7, hvis oppgave er å preposisjonere griperen før skidding av understrukturen. Er forflyttingslengden positiv settes bitet som aktiverer FB2, som skidder understrukturen.

### **Griplås**

Før enten FB7 eller FB2 kjøres, aktiverer FB4 direkte FC1 som styrer griperne. FC1 sjekker fortegnet på forflyttingen som skal skje, og setter Output2 og Output4 lik 1 ved positivt fortegn eller -1 ved negativt fortegn slik at griperne låser bevegelse for riktig retning. Dette er vist i Figur 111.

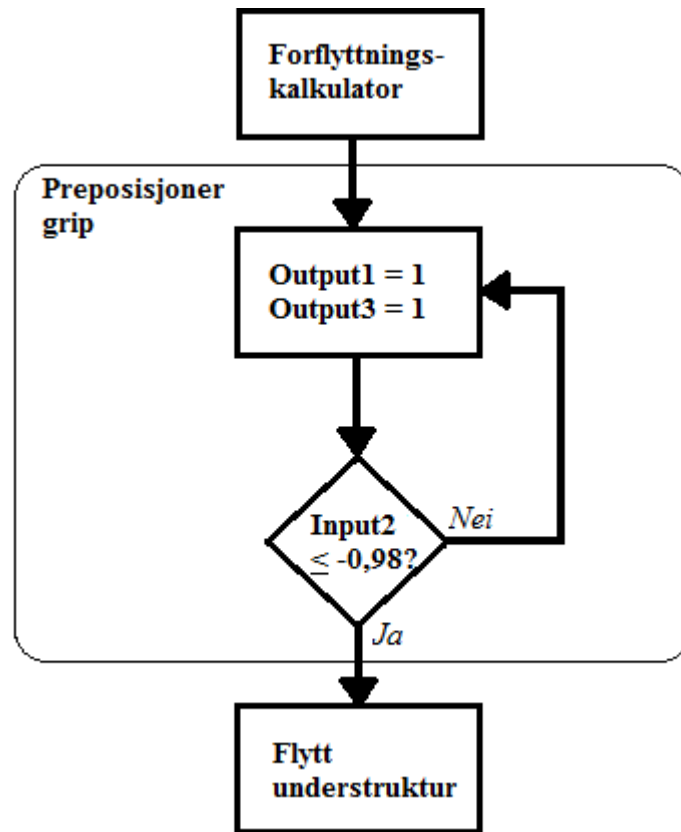


Figur 111: Flytskjema for retningsbestemt låsinga av gripperene.

### **Preposisjoner grip og trekk etter grip**

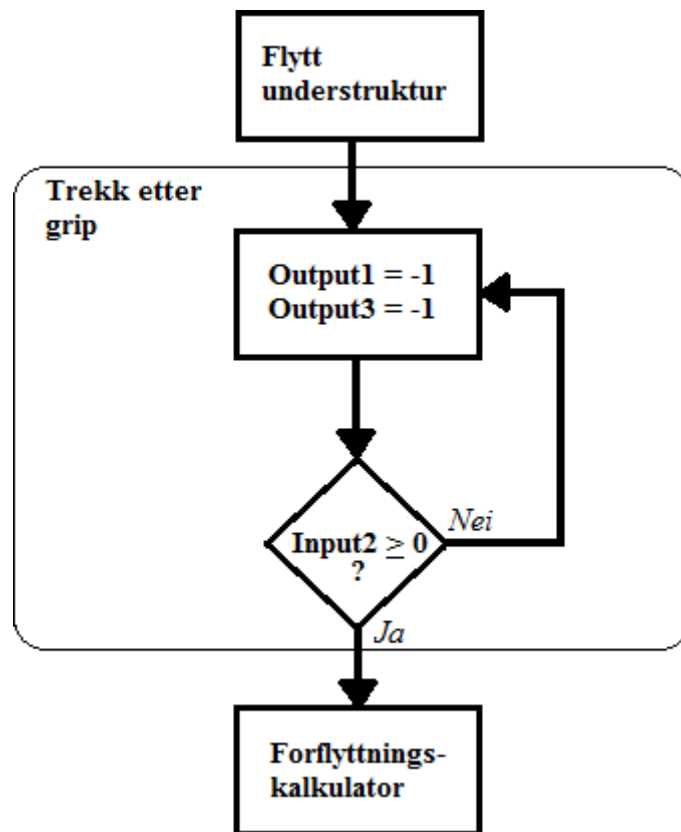
FB7 preposisjonere griperne ved å sette Output1 og Output3 i DB301 lik 1,0 frem til griperne er skjøvet 1m bort fra understrukturen, med en toleranse på 2mm. Da det antas at griperne vil flytte seg tilnærmet likt, overvåkes kun venstre skinne, altså verdien til Input2. Dette er vist i Figur 112. Når Input2 er innenfor toleransen resettes bitet som aktiverer FB7, og setter bittet som aktiverer FB2, som skidder understrukturen.





Figur 112: Dataflytskjema for preposisjonering av grip i FB7.

FB5 trekker etter griperne på samme måte som FB7 preposisjonering griperne, men farstsretningen er motsatt veg, og derfor settes Output1 og Output3 lik 1,0. Når FB5 kjører er griperne på en avstand mellom 0 og 1meter fra understrukturen. Derfor resettes bittet som aktiverer FB5 når Input2 får verdien 0. Da er griperne trukket inn til understrukturen. Prosessen er visualisert i Figur 113. Deretter settes bittet som aktiverer forflyttingskalkulatoren, FB4, slik at neste forflytting kan kalkuleres, da den pågående kjøresekvensen nå er ferdig.



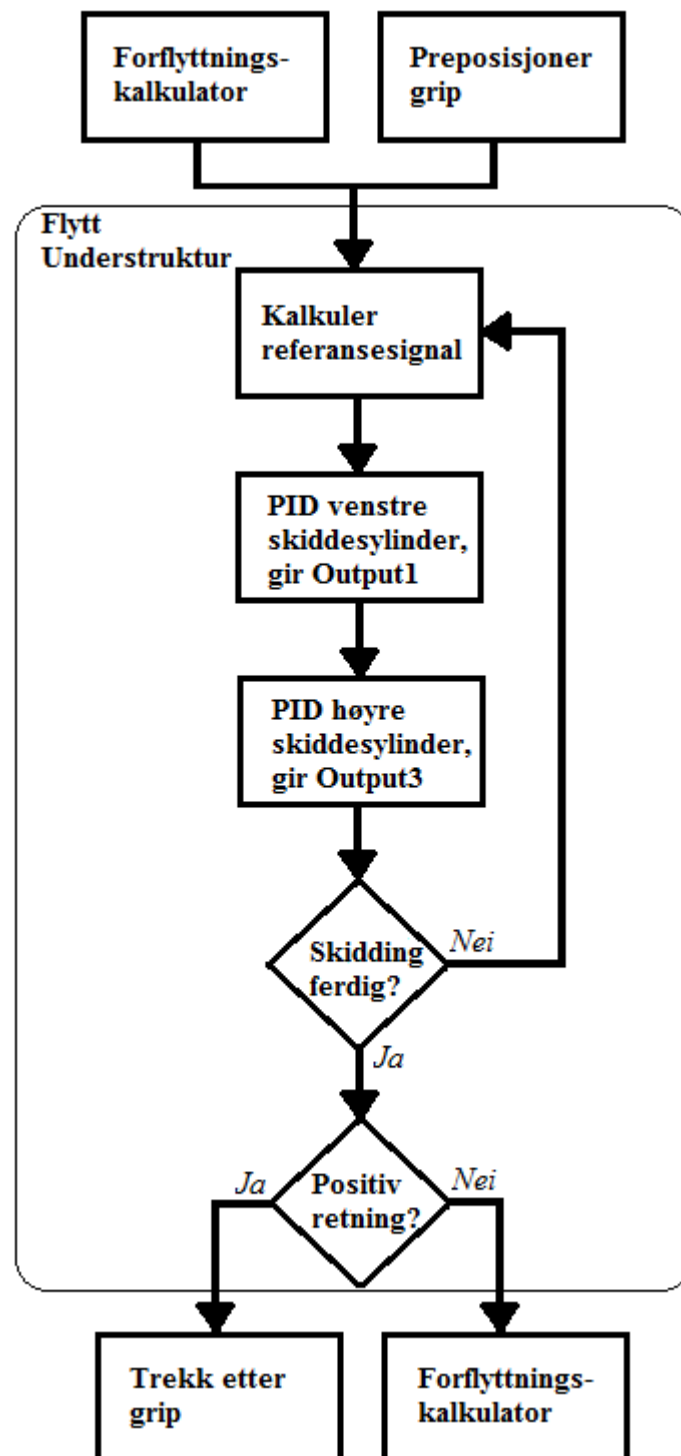
Figur 113: Dataflytskjema for ettertrekking av grip i FB5.

### **Flytt understruktur**

FB2 begynner med å kjøre funksjonsblokken FB1, som kalkulerer referansesignalet (ref. Kapittel 7.3). FB1 henter verdien  $n$  fra DB1 som på forhånd er kalkulert av FB4. Denne verdien benyttes til å gjøre beregningene i Formel 15, Formel 16 og Formel 19, for å lagre verdien for  $x_{ref}$  som skal benyttes i FB2. Dette blir gjort ved å benytte to tellere som tidsperspektiv.

Videre kaller FB2 opp FB41 som er en ferdig PID-funksjonsblokk i Step7, for kontinuerlig signalregulering. Dette er vist i Figur 114. FB2 leser verdien  $x_{ref}$  som referansesignal og Input1 som tilbakekobling, kalkulerer pådragssignalet fra dette og lagrer det som Output1, og PID-regulerer derfor skidding av understrukturen på venstre skinne. Deretter kalles FB41 igjen, men kjøres da med Input3 som tilbakekobling, og lagrer pådragssignalet i Output3, og PID-regulerer derfor skidding av understrukturen på høyre skinne.

Prosessen med kjøring av FB1 og FB41 gjentar seg frem til skidding av understrukturen i gjeldende stempelslag er ferdig, med en feilmargin på 2 %. Feilmarginen kontrolleres ved å sammenlikne ønsket lengde på stempelslaget, tidligere kalkulert i FB4, med hvor langt stempelslaget faktisk er på nåværende tidspunkt. Igjen er det kun venstre skinne som kontrolleres, og det antas at høyre skinne har fulgt referansesignalet innenfor tillatt feilmargin. Når skiddingen er ferdig resettes bitet som aktiverer FB2. Videre settes bitet som aktiverer FB5 som trekker etter gripet, dersom forflyttingen av understrukturen var i positiv retning. Var forflyttingen i negativ retning er hele forflyttingssekvensen gjennomført og derfor settes bitet som aktiverer forflyttingskalkulatoren i FB4, slik at neste forflytting kan kalkuleres.



Figur 114: Flytskjema for flytting av understruktur i FB2.

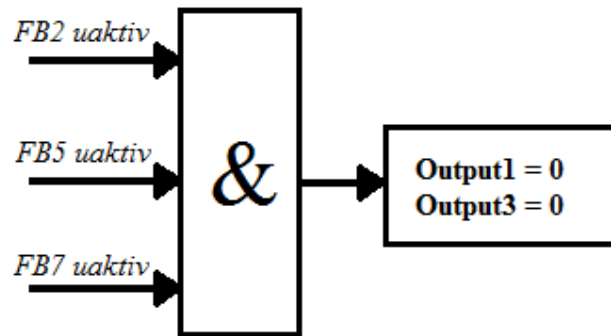
#### 7.4.4 Sikkerhetskontroll og gjenoppretting ved skjevkjøring

I utgangspunktet er skiddesystemet to separate aktuatorssystem som forflytter en felles masse. Selv om måten disse reguleres på tillater forskjellige pådrag til hvert aktuatorssystem for å oppnå samme forflytting, kan skjevkjøring fortsatt forekomme. PLS-programmet må sørge for at dette ikke skjer. Videre er det også viktig at PLS-programmet er sikret mot seg selv. Det vil si at en funksjon i programmet er en prosesskontroll og kontrollerer om det skal sendes kontrollparametere eller ikke, slik at det for eksempel ikke blir sendt pådragssignaler til skiddesylindrene når skidding eller

forflytting av griperne ikke skal forekomme. Disse oppgavene blir utført av funksjonsblokken FB6, som benytter FB8 til gjenoppretting ved skjevkjøring.

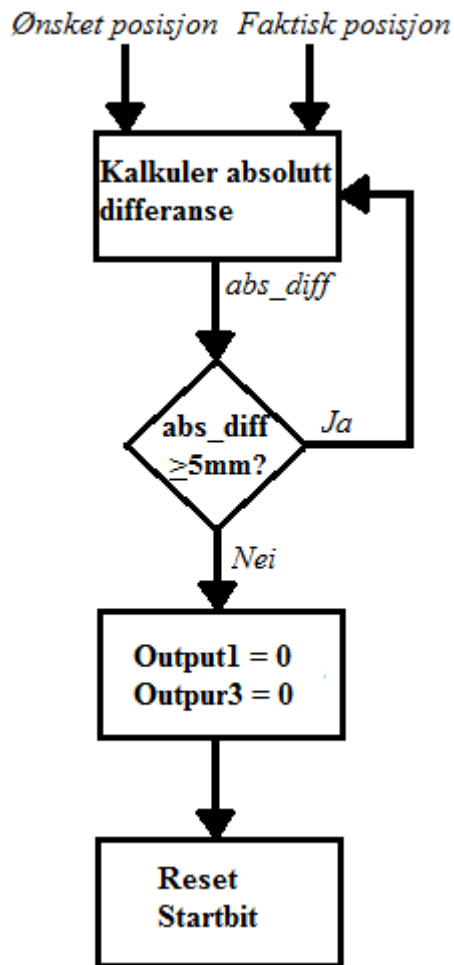
### **Prosesskontroll**

Prosesskontrollen sjekker først bit logikken. Dersom ingen av funksjonsblokkene FB2 (Flytt understruktur), FB5 (Trekk etter grip) eller FB7 (Preposisjoner grip) er aktivert, endres Output1 og Output3 (pådragssignalene til skiddesylinerene) til 0, slik at uønskede forflyttinger ikke skjer når ny forflyttingsdata ikke er kalkulert. Dette er vist i Figur 115.



**Figur 115: Pådragene settes lik 0 når ingen av forflyttingsfunksjonene er aktive.**

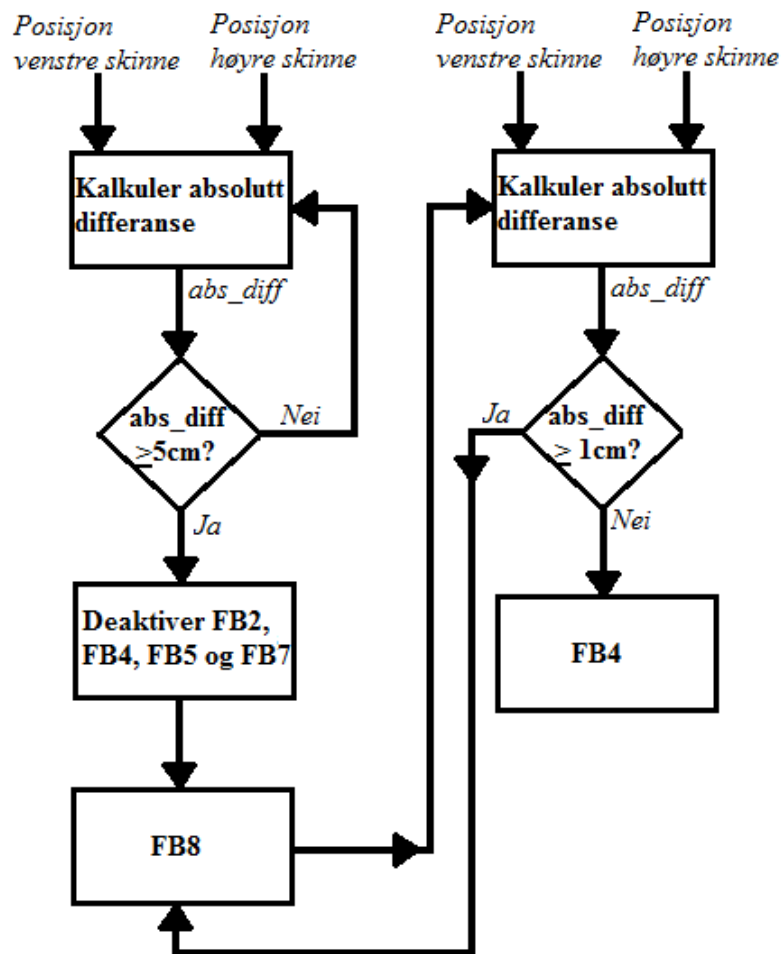
Videre sjekkes den absolutte differansen mellom faktisk posisjon og ønsket posisjon. Dersom denne differansen er under 5mm, endres Output1 og Output3 til 0 og alle funksjoner blir deaktivert i påvente av ny input fra operatøren via kontrollpanelet. Sistnevnte blir gjort ved å resette «start-bitet» (omtalt i kap. 7.4.2) som tvinger programmet til å holde seg i FB3, frem til det leses nytt signal fra kontrollpanelet. Prosessen er vist i Figur 116.



Figur 116: Kontroll av differanse mellom ønsket posisjon og faktisk posisjon.

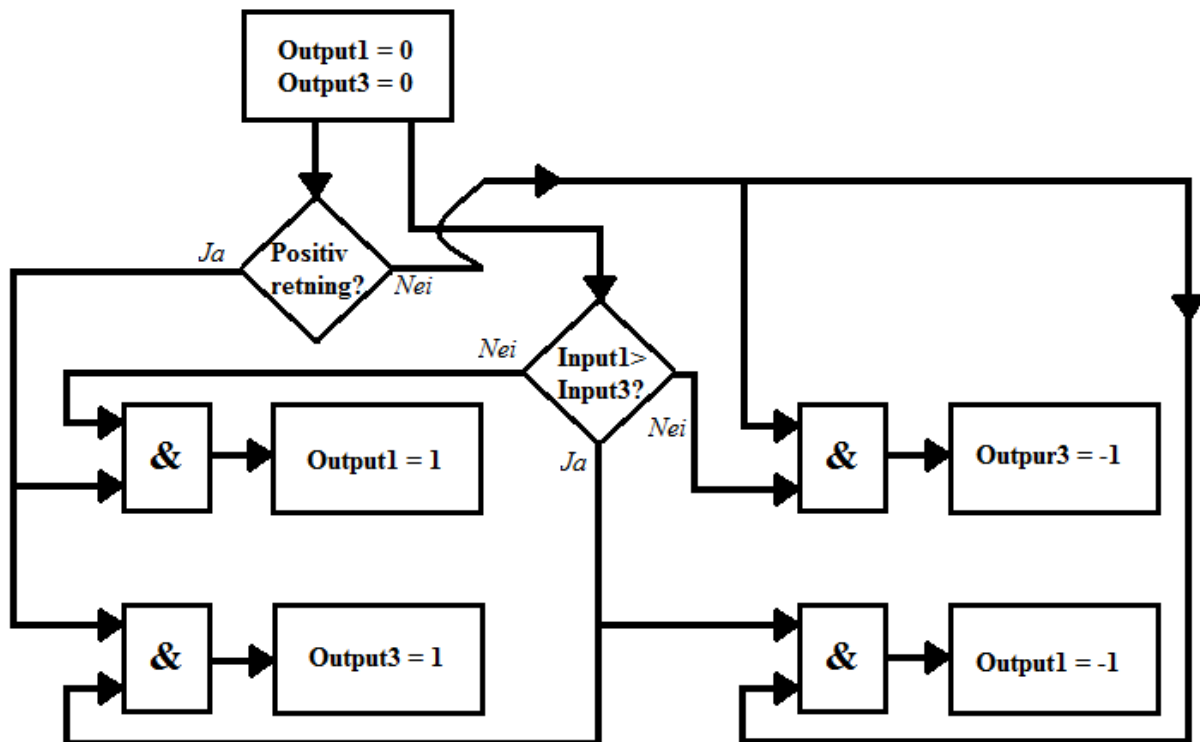
### **Skjevkjøring**

For å unngå at posisjonsforskjellen mellom høyre og venstre skiddeskinne blir større enn en grenseverdi satt til 5cm, må den relative forskjellen overvåkes. Grenseverdien på 5 cm er i henhold til kravspesifikasjonen gjengitt i Vedlegg 11. Posisjonsforskjellen overvåkes i FB6. Dersom grenseverdien overstiges, kalles FB8, hvis oppgave er å kjøre skiddesylinerne slik at skjevkjøringen blir rettet opp. Dette er vist i Figur 117.



Figur 117: Kontrollerer posisjonsdifferanse på tvers av skinnene og aktiverer FB8 ved skjevkjøring. Når skjevkjøringen er rettet kjøres forflyttingskalkulatoren.

Dersom FB8 kalles, Figur 118, resettes alle bitene som aktiverer de øvrige funksjonsblokkene som inngår i forflyttingen av understrukturen (FB2, FB5 og FB7), samt forflyttingskalkulatoren i FB4. Videre sjekkes det i FB8, hvilken retning understrukturen skal forflyttes og hvilken side det er som henger etter den andre. Skiddesyndyleren på skinnen som henger etter får satt et pådrag slik at den kjøres frem til samme posisjon som på den andre skinnen, med en feilmargin på 1cm. Deretter aktiveres forflyttingskalkulatoren FB4 igjen, slik at neste forflytting kan kalkuleres og iverksettes, som vist i Figur 117.



Figur 118: Flytskjema for FB8.



## Kapittel 8

# Hardware in the loop

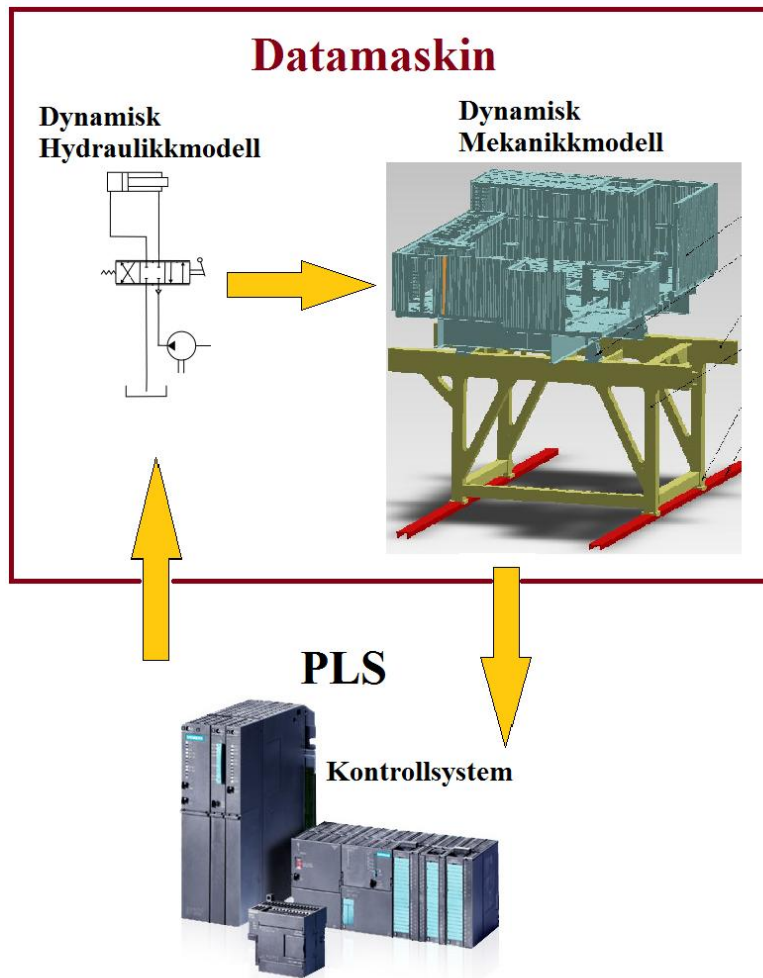
---

### 8.1 Om HIL

Hardware-in-the-loop-testing er en fremtidsrettet måte å teste komplekse systemer på. Metoden har gjort sin suksess med at kontroll- og reguleringsystem kan testes uten å faktisk måtte bygge det fysiske systemet som skal styres. I steden lages dynamiske modeller av alle systemene. Disse brukes til å produsere en simulert respons på kontrollsystemets styresignaler. Responsene blir da kontrollsystemets tilbakekobling, og dermed er en lukket styresløyfe dannet. Kontrollsystemet er derimot ikke simulert, men programmert inn på den faktiske maskinvaren som vil benyttes til å styre det fysiske systemet. Dette gjør at komponenter kan endres i modellen, uten den tidkrevende prosessen å endre komponenter på et faktisk bygd system. I tillegg kan det utføres tester som kan være farlige i virkeligheten, uten annen risiko enn at de dynamiske modellene feiler. Dermed kan ellers kostbare feil avdekkes på en rask og rimelig måte.

For dette systemet er HIL-testing en fantastisk mulighet til å få tilbakemelding på de valgene som er gjort. I tillegg tillater det å luke ut feil og mangler ved kontrollsystemet og modellen på et tidlig tidspunkt, uten at det må bygges en kostbar og tidkrevende testtrigg. I mange tilfeller er det heller ikke tid til å bygge og teste med en testtrigg.

HIL-simulering er et viktig verktøy for å eliminere feil på et tidlig stadie. Dette er en nøkkelegenskap, da feil blir dyrere og vanskeligere å rette opp desto seinere i et forløp de oppdages. En prinsippskisse for HIL-simulering av skiddingsystemet kan sees i Figur 119.



Figur 119: Prinsippskisse for hardware-in-the-loop.

## 8.2 HIL-oppsett og kommunikasjon

Maskinvare, programvare- og kommunikasjonsoppsettet diskutert i dette delkapittelet er satt opp etter et forelesningsnotat av professor Geir Hovland ved UiA, til undervisning om HIL-systemer (ref. Vedlegg 7). Først diskuteres utfordringene med tidsperspektiv når flere datamaskiner skal jobbe sammen, før løsningen ved hjelp av operativsystemet Linux gjennomgås.

### 8.2.1 Tidsperspektiv

Et viktig punkt for HIL-testing av dette systemet er tidsperspektivet. Problemer rundt tidsperspektiv er ofte skapt i den dynamiske modellen, da mange integratorer benytter variabelt tidssteg for å kunne fullføre kalkulasjoner raskere. Da kjører ikke den dynamiske modellen i sanntid, hvilket betyr at en gjennomkjøring som kalkulerer eksempelvis 40 sekund av responsen til modellen, kan være ferdig iløpet av eksempelvis 10 sekund. Kortere kalkulasjonstid er i mangen tilfeller ønskelig, men ikke nødvendigvis i HIL-testing.

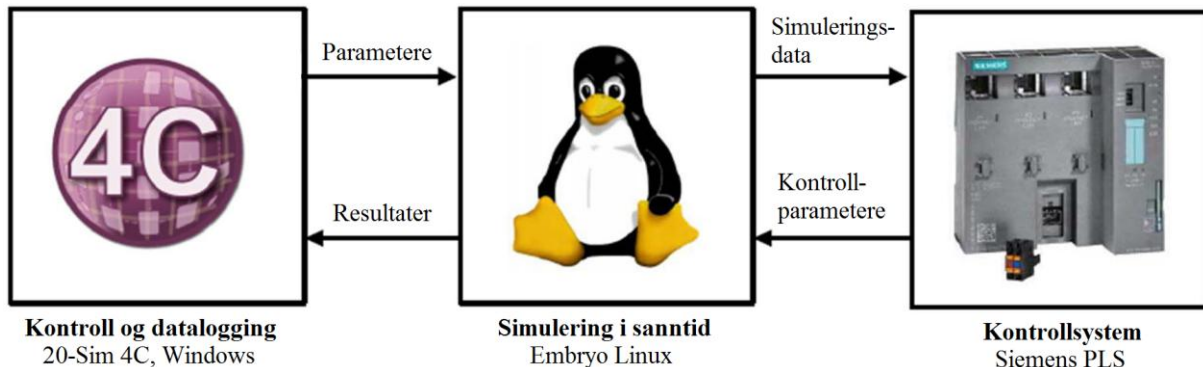
For denne testen er sanntid viktig, da kontrollprogrammet og regulatorne i PLS'en jobber med fast tidssteg på 100ms. Om den dynamiske modellen plutselig hadde blitt kalkulert for 4 sekund frem i tid iløpet av 100ms i sanntid, ville det føre til at pådragsdataen fra PLS'en til den dynamiske modellen er utdatert lenge før den kommer frem. Konsekvensen for dette vil være et ustabil og trolig ubrukelig

system. Om det endres på innstillinger slik at det kjøres i tilnærmet sanntid fjernes dette problemet, men det vil fortsatt ikke være enkelt å benytte en PID-regulator, som dette skiddingsystemet er avhengig av. Det er fordi integralleddet og derivatleddet i en PID (Formel 12), er tidsavhengige. Selv relativt små avvik fra sanntid kan gjøre pådragene fra disse leddene ustabile. For å unngå slike problemer bør det derfor benyttes hard sanntid, som tvinger den dynamiske modellen til å jobbe mot faste tidsfrister. Dette gjør at dersom en integrator med fast tidssteg benyttes, i dette tilfellet 4. ordens Runge-Kutta, vil dette tidssteget tilsvare tidsintervallet i sanntid. Dette kan gi utfordringer i forhold til programvare, som diskuteres i neste delkapittel.

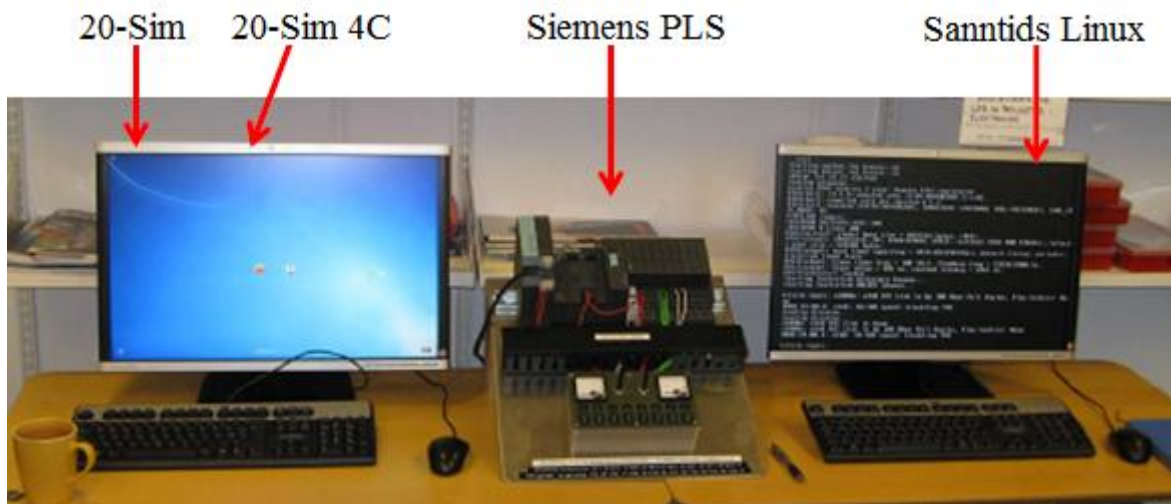
### 8.2.2 Maskin- og programvare

Å kjøre en dynamisk modell i hard sanntid på en datamaskin som benytter en versjon av operativsystemet Microsoft Windows har vist seg å være en utfordring. Siden simuleringsprogrammet 20Sim, som er benyttet til å lage den dynamiske modellen, kjører i Windows, implementeres det en annen pc i systemet til å kjøre den dynamiske modellen. Denne pcen benytter Embryo Linux som operativsystem, hvilket kan brukes til å kjøre C-kode i hard sanntid. Dette gjøres fordi 20Sim kan utvides med et tilleggsprogram, 20Sim 4C, som genererer C-kode av den dynamiske modellen og eksportere denne.

Dette gir et system der Windows-maskinen setter parametrene for modellen som kjøres på Linux-maskinen, som igjen forsyner PLS'en med de simuleringsdataene den trenger. PLS'en returnerer da kontrollparametrene til Linux-maskinen, som igjen sender simuleringsresultatene til Windows-maskinen hvor simuleringsdata kan overvåkes ved hjelp av brukergrensesnittet i 20Sim 4C. Dette gir et system som vist i Figur 120, og avbildet i Figur 121. Kommunikasjonen mellom disse tre datamaskinene gjennomgås i neste delkapittel.



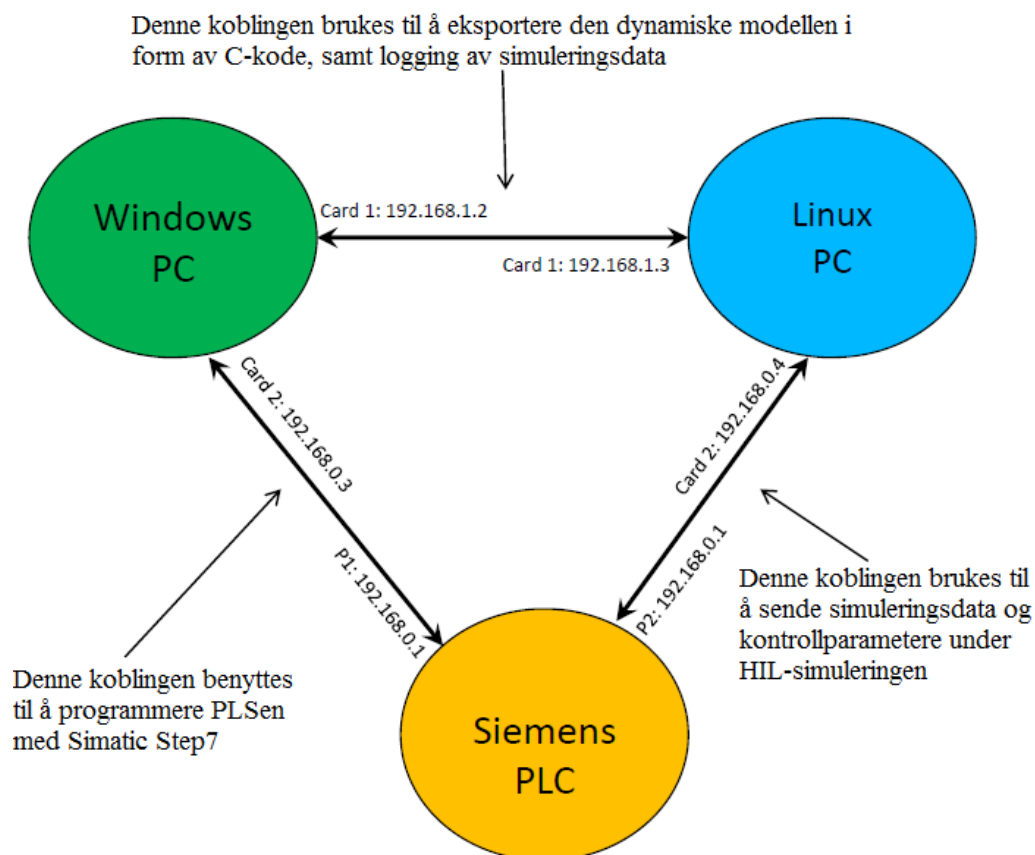
Figur 120: Oppsett for HIL-simulering fra Vedlegg 7.



Figur 121: Hvordan oppsettet for HIL-simuleringen ser ut i virkeligheten, fra Vedlegg 7.

### 8.2.3 Kommunikasjon mellom datamaskinene

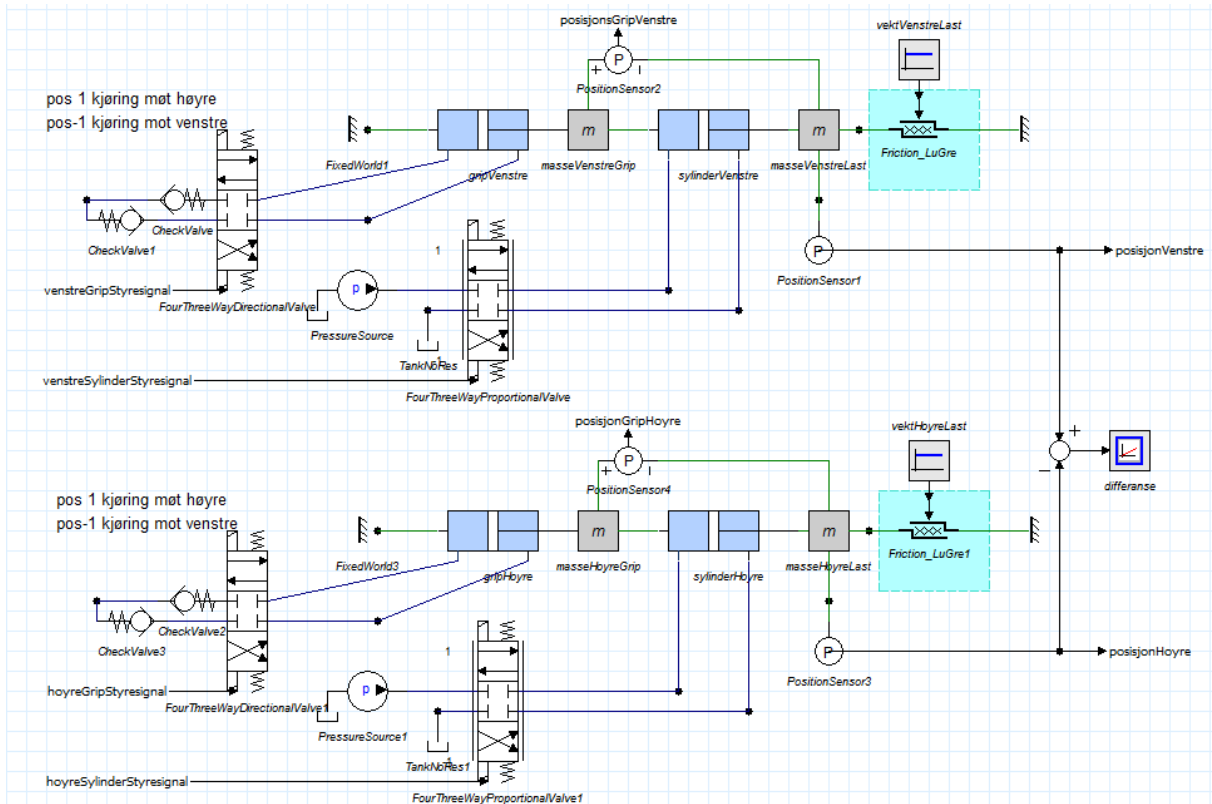
All kommunikasjon mellom de tre datamaskinene foregår over ethernet. Pcene har to nettverkskort hver, slik at de begge kan kommunisere med hverandre uten å gå igjennom PLS'en samtidig som at de kan kommunisere med PLS'en uten å gå igjennom den andre pcen. Dette gir et trekantet kommunikasjonssystem, som vist i Figur 122. Programmeringen av PLS'en for å kommunisere med Linux-pcen er omtalt i kapittel 7.4.



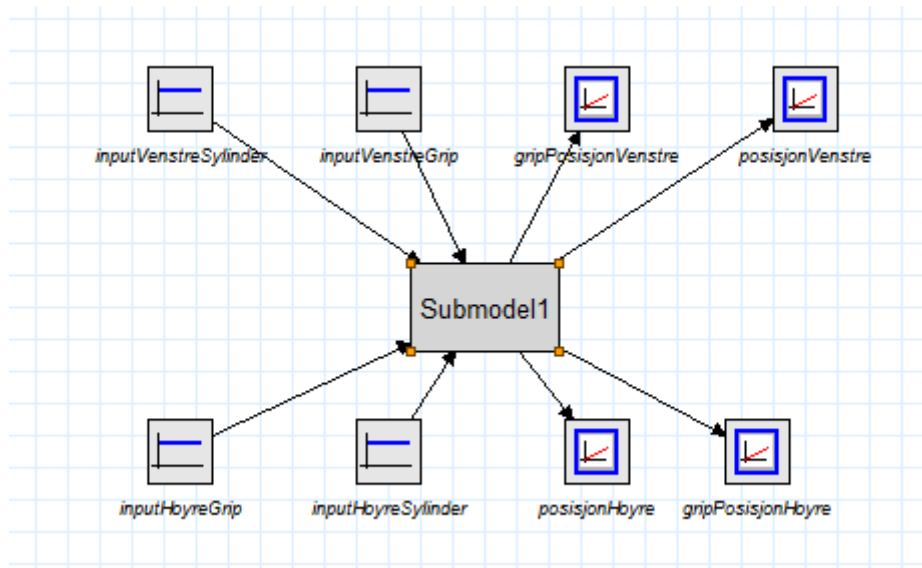
Figur 122: Illustrasjon av kommunikasjonen i HIL-oppsettet, fra Vedlegg 7.

### 8.3 Dynamisk modell for HIL-testing

Under HIL testingen benyttes simuleringsprogrammet 20Sim. Til forskjell fra modellen utviklet i Kapittel 5, tas det nå hensyn til begge skiddeskinnene som understrukturen hviler på. Dette introduserer utfordringer angående skjevkjøring, da skiddingsystemet i utgangspunktet er to individuelle aktueringsystemer som forflytter en felles last. Denne utvidelsen av modellen er gjort enkelt ved å doble systemet, som vist i Figur 123. For å generere C-kode av modellen med 20Sim 4C, med I/O-data som kan kobles til datakommunikasjonen mellom Linux-pcen og PLS'en, imploderes modellen i Figur 123 til et subsystem, som vist i Figur 124.



Figur 123: Dynamisk modell med begge skiddeskinnene og I/O satt opp for HIL.



Figur 124: Modellen i Figur 123 implodert til et subsystem; Submodell1.

## 8.4 Tester og justeringer

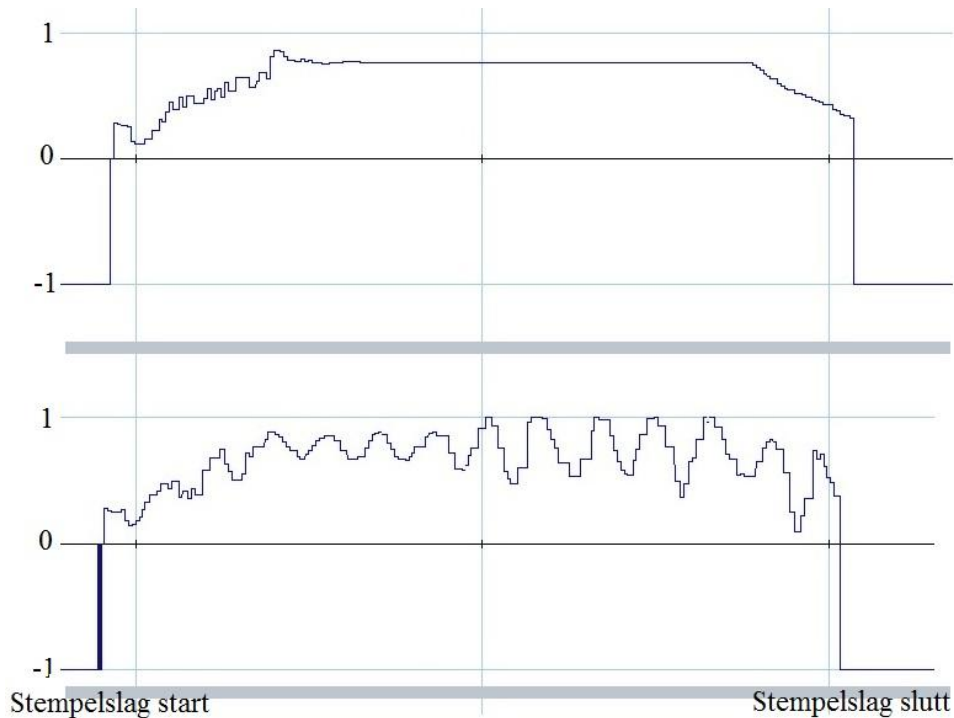
HIL-simuleringen brukes til å utføre en rekke tester. Formålet med testene er å justere reguleringsparametere, avdekke eventuelle feil i kontrollsystemets programvare og se om kontrollsystemet er i stand til å takle de utfordringer skiddesystemet kan stå ovenfor i den virkelige verden.

### 8.4.1 Justering av PID- parametere

For at regulatorne skal bidra til god styring av skiddingsystemet er det helt essensielt at PID-parametrene er riktige. Som nevnt i Kapittel 7.3.2, benyttes P-I-D-metoden til å finne de riktige PID-instillingene. Metoden ble utført ved å simulere skidding av understrukturen fra brønn1 (posisjonert ved 0m) til brønn2 (posisjonert ved 4,3m), ved idéelt lasttilfelle og worst case friksjonskoeffisienter.

De første simuleringene ble kjørt med  $T_i = \infty$  og  $T_d = 0$  (ref. Formel 12). Det vil si at regulatorne kun var P-regulatorer. Proporsjonalforsterkningen  $K_p$  ble økt for hver simulering frem til  $K_p = 30$ , da posisjonsplottet fulgte  $x_{ref}$  kurven bra og pådragene var lite oscillatoriske og godt stabile. Dette gav noe steady state error som til tider var så store at understrukturen ikke var innenfor 1cm fra brønn2, som igjen førte til at programmet stanset. Dermed ble det klart at I-leddet måtte justeres.

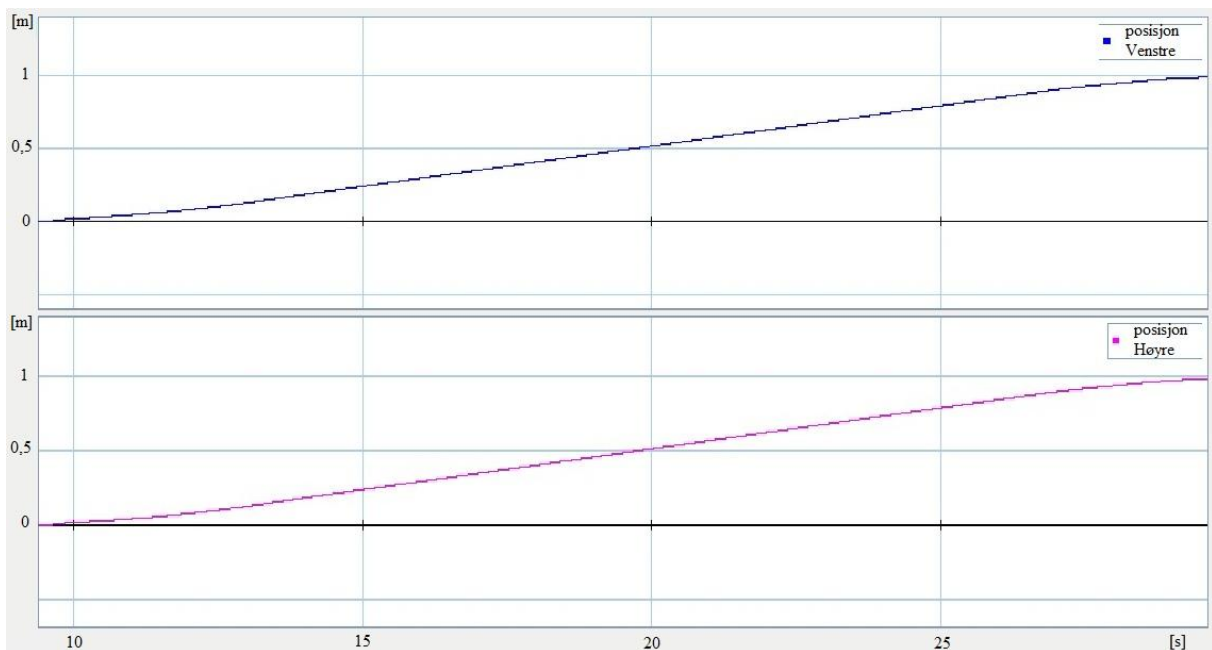
I de videre simuleringene ble  $T_i$  senket for å minske steady state error. Justeringen av denne parameteren ble en utfordring da  $T_i > 600ms$  ikke var lavt nok til å redusere steady state erroren nok, samtidig som  $T_i < 700ms$  førte til at regulatorne gav ut ustabile pådrag. Utfordringen med konstant  $T_i$  er visualisert i Figur 125. Dette ble løst ved å gjøre  $T_i$  dynamisk. For periodene med aksellerasjon og konstant hastighet er  $T_i = 800ms$ . I den siste perioden, ved slutten av stempelslaget når understrukturen retarderes, settes  $T_i = 400ms$ . Dette gir et stabilt pådrag samt steady state error på under 5mm.



Figur 125: Øvre plot er pådrag ved  $T_i = 800\text{ms}$ , nedre plot er pådrag ved  $T_i = 400\text{ms}$ .

Til slutt ble det kjørt simuleringer der  $T_d$  ble økt for å minske responstiden. Selv små verdier for  $T_d$  førte til ustabile og oscillerende pådrag. Derivattiden ble tilslutt satt til  $T_d = 20\text{ms}$ , som i realiteten betyr at derivatleddet av PID-regulatoren er utkommentert.

PID- innstillingene ble testet for en standard  $x_{\text{ref}}$  kurve for kjøring fra 0 til 1 meter. Forflytningene som resultat av et slikt pådrag, uten oscilleringer som følger av gripperekvivalenten i den dynamiske modellen (ref. Kapittel 5.2), er plottet i Figur 126. Plottet viser at regulatoren oppfyller formålet med å regulere forflytningen med hensyn på referansesignalet  $x_{\text{ref}}$ .



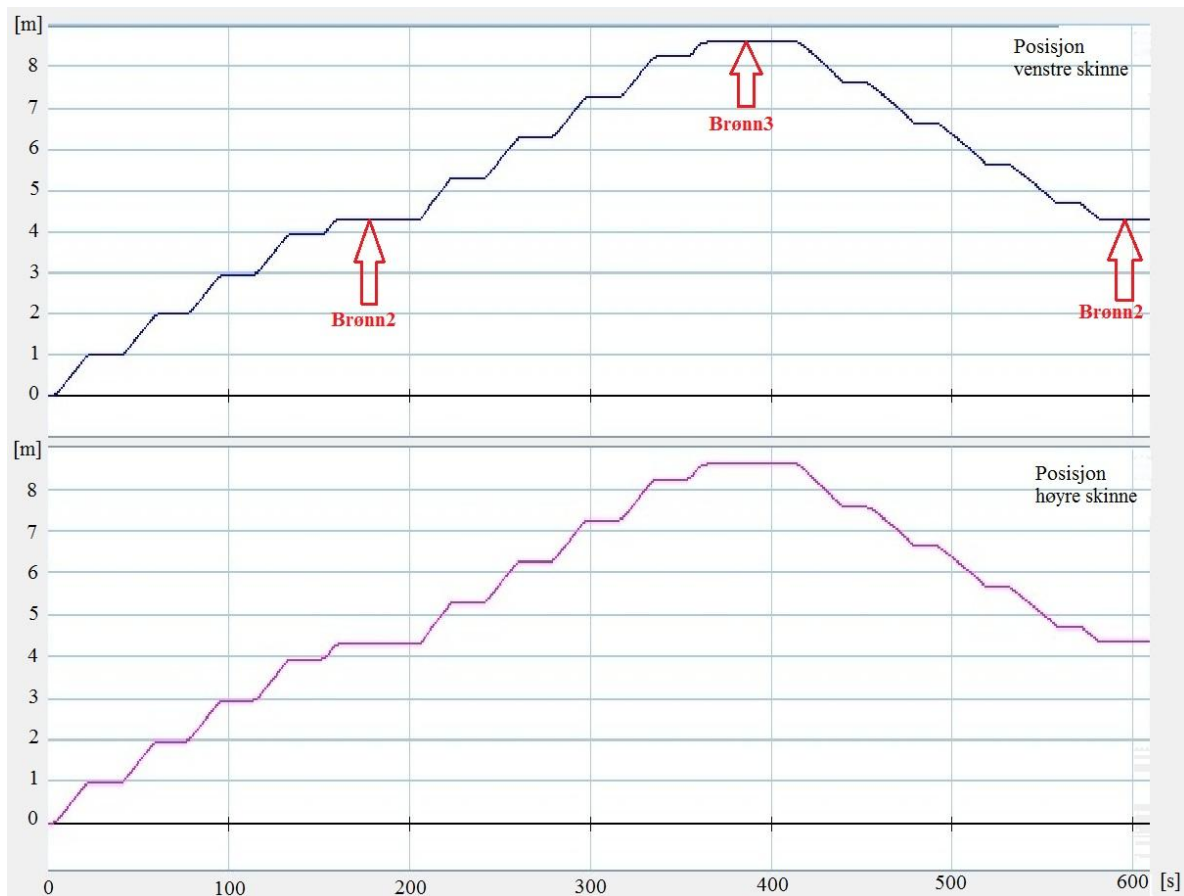
Figur 126: Posisjonskurve ved skidding i positiv retning etter PID-justeringer.



### 8.4.2 Test av skjevkjøring

Disse testene ble kjørt uten at funksjonsblokken FB8, Figur 118, som retter opp i feilkjøringen var implementert i programmet. Dette fordi at formålet med testene er å kartlegge hvilke situasjoner skjevkjøring oppstår i. Testen ble først utført for idéelt lasttilfelle (1000mT på begge skiddeskinnene) med worst case friksjonskoeffisienter, da denne situasjonen er minstekravet for hva systemet må klare. De øvrige testene er utført med stadig skjevere lastfordeling, men med idéelle friksjonskoeffisienter. Alle plottene fra testene kan sees i Vedlegg 9.

Testene er utført på følgende måte: Når simuleringen startes står understrukturen initielt ved brønn1 (posisjon 0m). Rett etter oppstart skal brønn2 (posisjon 4,3m) velges på kontrollpanelet. Når brønn2 er nådd, la understrukturen stå der frem til 200s ut i testen, da skal brønn3 (posisjon 8,6m) velges på kontrollpanelet. Når brønn3 er nådd skal understrukturen stå der frem til 400s ut i testen, da skal brønn2 velges på kontrollpanelet. Når brønn2 er nådd ventes det noen sekunder for å se at systemet er stabilt før testen avsluttes. Posisjonsplottet for testen skal da bli et trappetrinnsmonster som i Figur 127. Hvert trappetrinn representerer et hydraulikkslag.



Figur 127: Viser bevegelsesmønstret for understrukturen på de to skinnene.

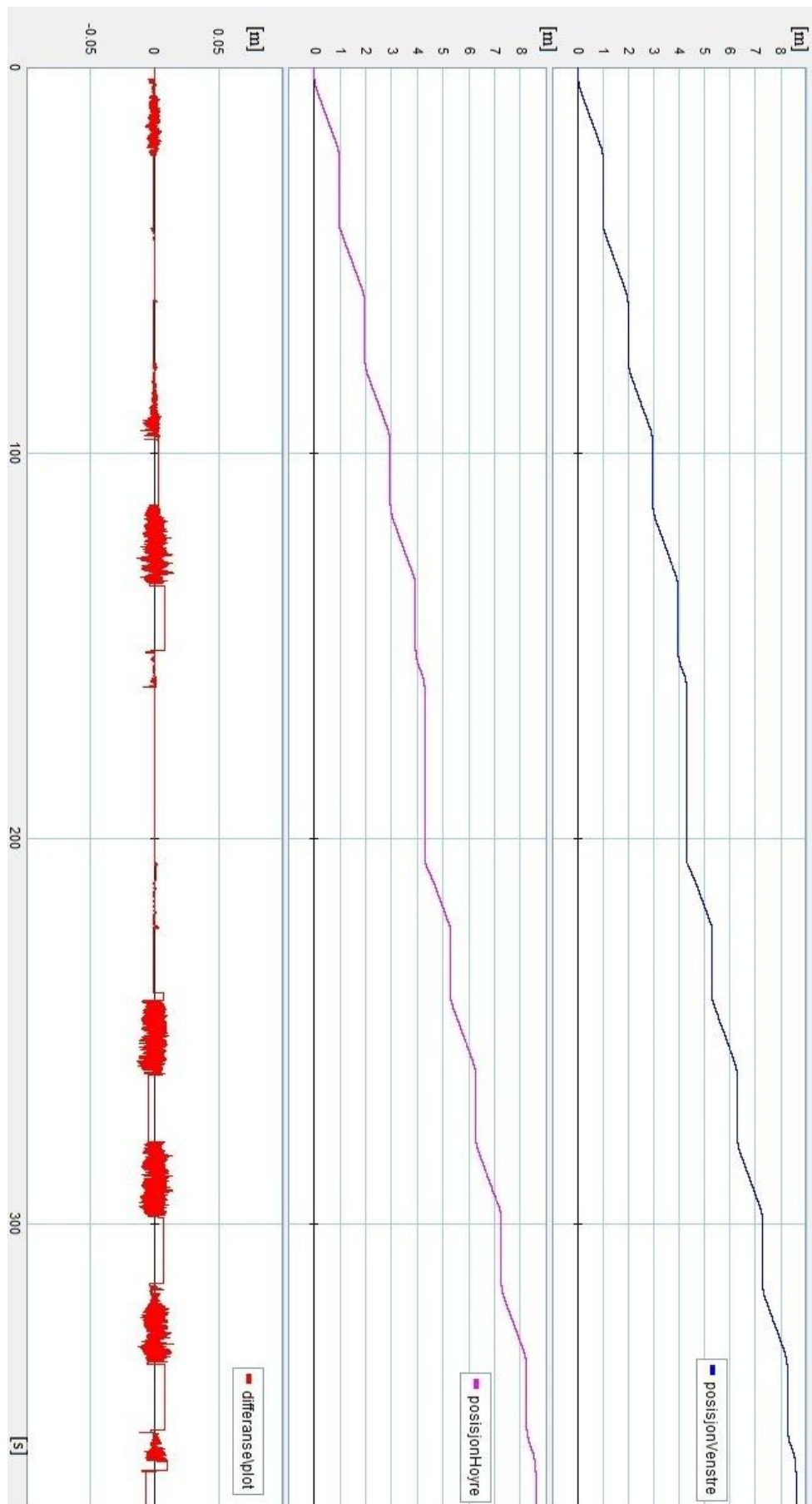
#### **Test med 1000mT last på begge skinner og worst case friksjonskoeffisienter**

Lasttilfellet med 1000mT på begge skinner og worst case friksjonskoeffisienter var det første som ble simulert, og er det skiddesynderene er skalert etter. Derfor var det ventet at skidding med volumstrøm på stempelside (positiv retning) ville gå med langt mindre enn 5cm posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene, fordi skiddesynderene er skalert etter stangside. Dette ble bekreftet da testens største posisjonsforskjell var 1,54cm, se Figur 128. Derimot var det også ventet at det kunne oppstå problemer ved skidding med volumstrøm på stangside (negativ retning) da skiddesynderene ikke har

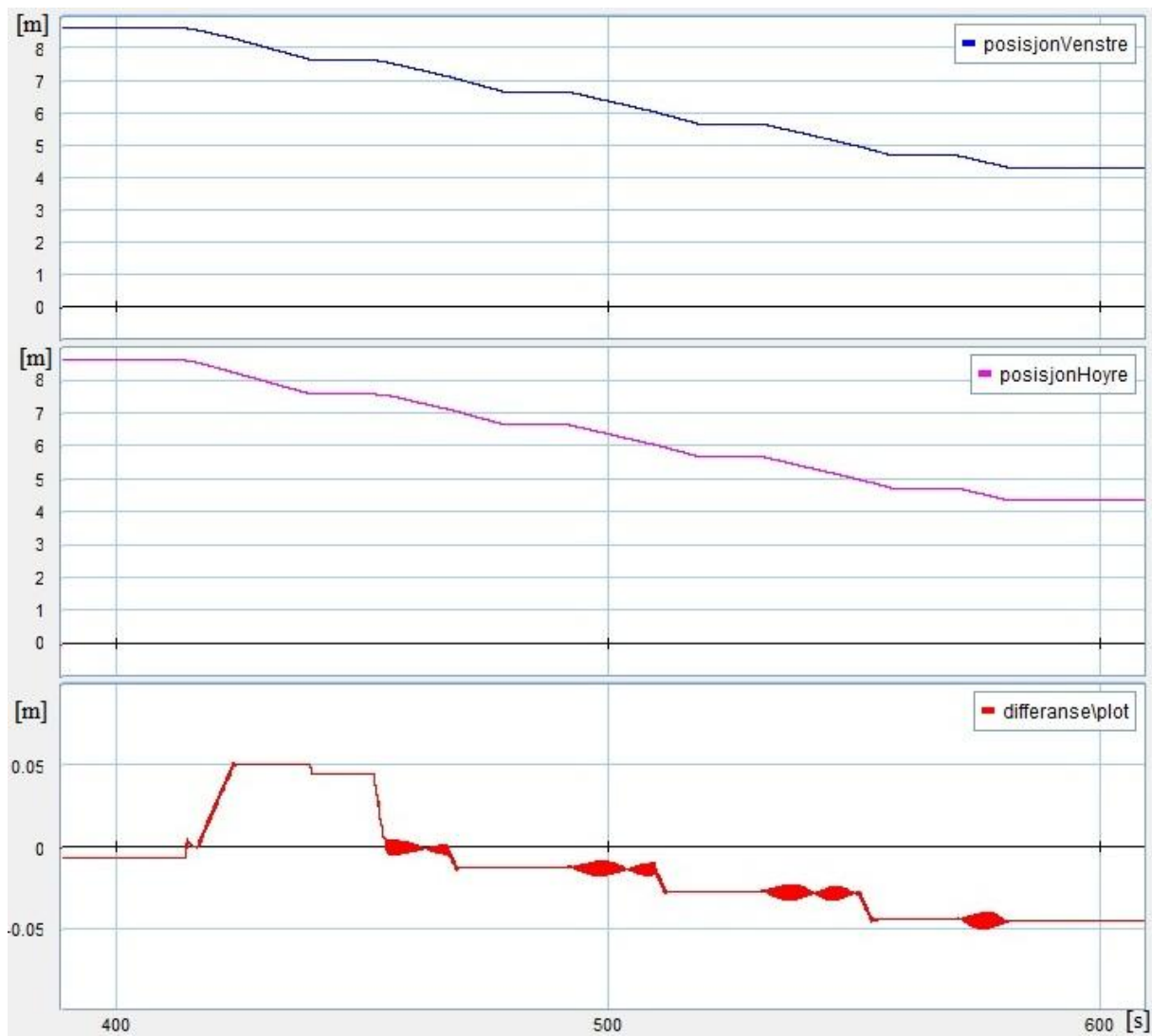
større kraftkapasitet enn nødvendig for et slikt lasttilfelle(ref. Kapittel 5.3). Også dette bekreftet testen da største posisjonsforskjell var 5,16cm. Dette viser at allerede ved denne situasjonen, som er minstekravet til hva systemet må takle, er det nødvendig med funksjoner i kontrollsystemet som kan overvåke og rette opp i skjevkjøring.

Forskjellen i kraftpotensialet til skiddesylinerene ved volumstrøm på stempelside (9140kN, kun hensyntatt areal og makstrykk) kontra stangside (5484KN, kun hensyntatt areal og makstrykk) skaper problemer som vises i Figur 129. Ved volumstrøm på stempelside må skiddesylinerene levere opptil 5855 kN for å overkomme friksjonskreftene på en slik måte at understrukturen beveger seg likest mulig  $x_{ref}$ . Denne kraften er langt under potensialet stempelside. Men dette er mer enn kraften skiddesylinerene teoretisk kan levere ved volumstrøm på stangside. Disse utfordringene er illustrert i Figur 130. Ved volumstrøm på stangside viser kraftplottet, at sylindrene maksimalt yter 5300kN. Da er det ikke rart at lasten havner etter  $x_{ref}$ , og at det blir differanse mellom skiddeskinnene.

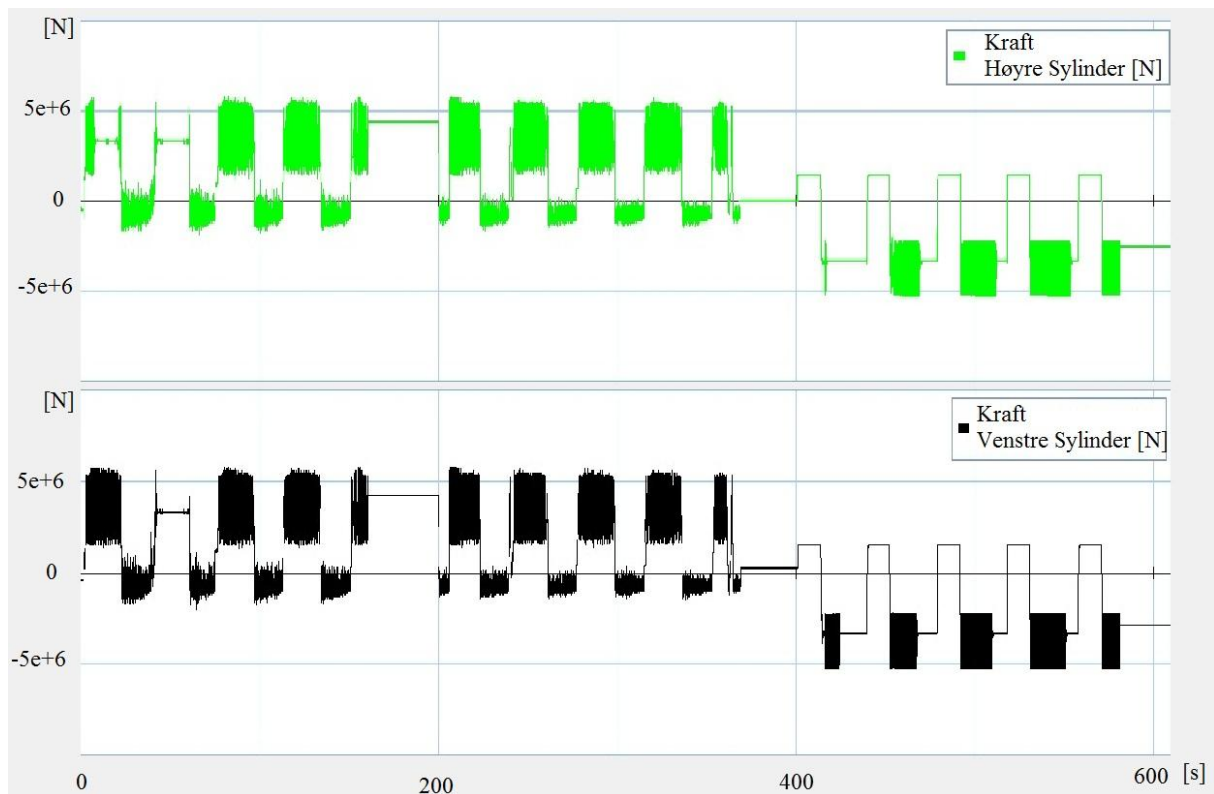
I kraftplottet kommer det også frem at skiddesylinerene må yte 1300 kN for å flytte gripet. Dette er ikke realistisk, men har heller ikke noen form for praktisk betydning for testen da skiddesylinerene er mer en sterke nok til dette.



Figur 128: Posisjonsplott og posisjonsforskjell på tvers av skinnene ved kjøring i positiv retning.



Figur 129: Posisjonsplott og posisjonsforskjell på tvers av skinnene ved kjøring i negativ retning



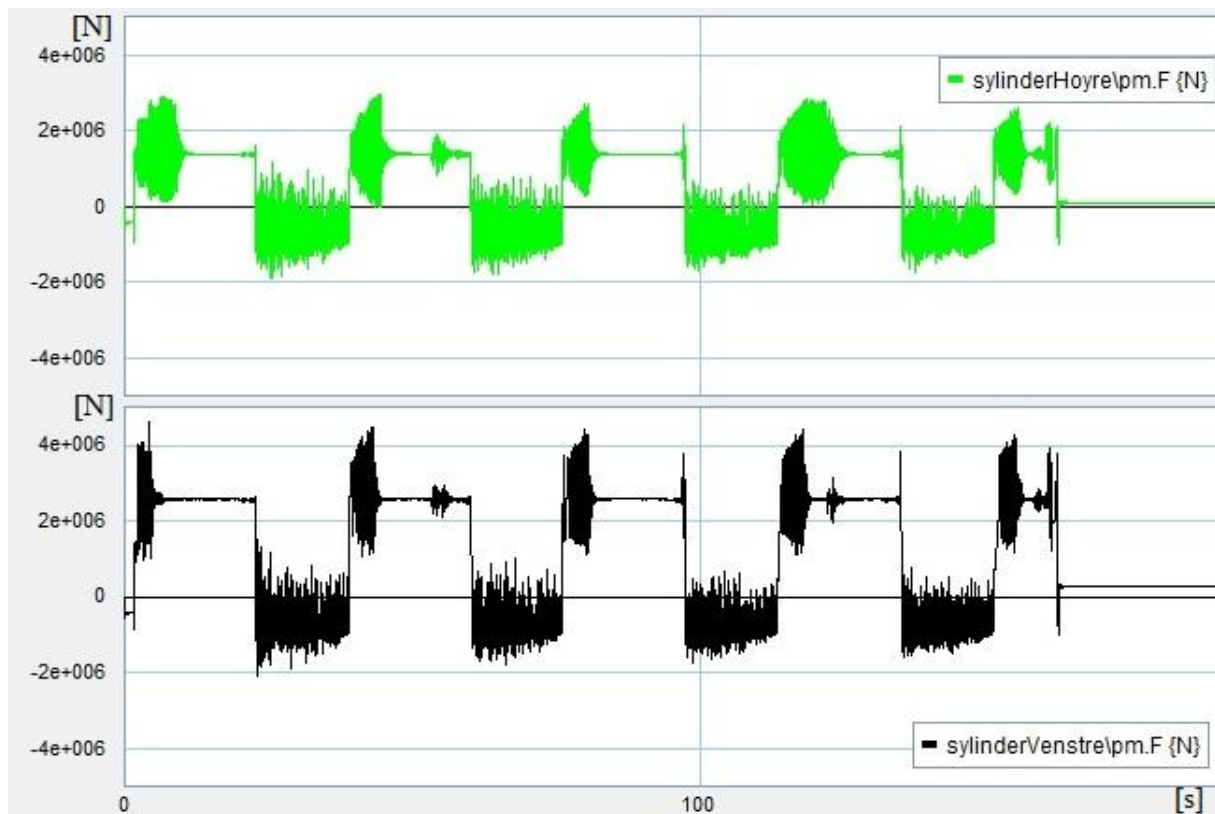
Figur 130: Plot av kreftene fra skiddesynderene.

### ***Test med økende skjevbelastning og normale friksjonskoeffisienter***

Disse testene ble kjørt med økende skjevbelastning på skinnene frem til det var tydelig hvilke trender som var gjeldende og ble forsterket av belastningskjevheten. Følgende lasttilfeller ble testet: 1100mT på venstre skiddeskinne og 900mT på høyre skiddeskinne, 1200mT på venstre skiddeskinne og 800mT på høyre skiddeskinne, og til slutt 1300mT på venstre skiddeskinne og 700mT på høyre skiddeskinne. Testene ble utført med samme forflytninger som ved 1000mT-testen.

For samtlige av disse testene ble det klart at skidding i positiv retning, stempelside, ikke gav større problemer enn ved 1000mT-testen. Dette var også forventet da skiddesynderne er overdimensjonerte ved volumstrøm på stempelside, samt at friksjonskoeffisientene er senket til normale istedet for worst case. Derfor er plottene for skjevkjøring og posisjon fra 1000mT-testen, som vist i Figur 128, representative for testene med økende skjevlast også. Naturlig vil skiddesynderen på venstre side måtte overkomme større krefter enn skiddesynderen på høyreside, men disse kreftene viste seg å ikke bli så store at skiddesynderne ikke klarer det.

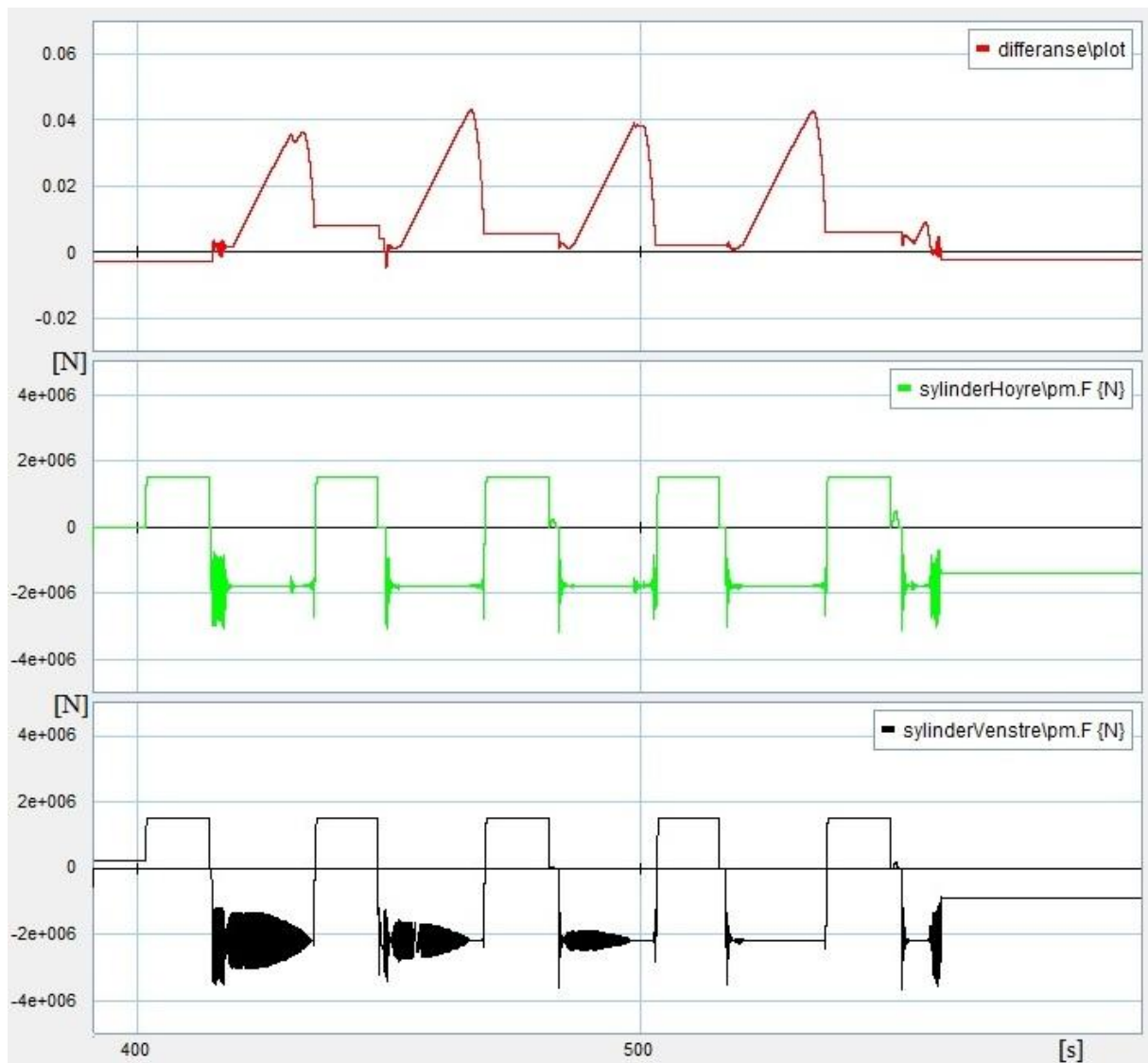
Ved lasttilfellet 1300mT-700mT måtte venstre skiddesynder aktudere en last som er 600mT større enn den lasten høyre skiddesynder aktuerer, derav må den også yte jevnt høyere krefter. Dette er vist i Figur 131. Maksimal kraftytelse fra venstre skiddesynder ble da 4620 kN, mens høyre måtte maksimalt yte 2933 kN.



**Figur 131: Kraftplot for 1300mT-700mT lasttilfelle for skidding mellom brønn1 og brønn2.**

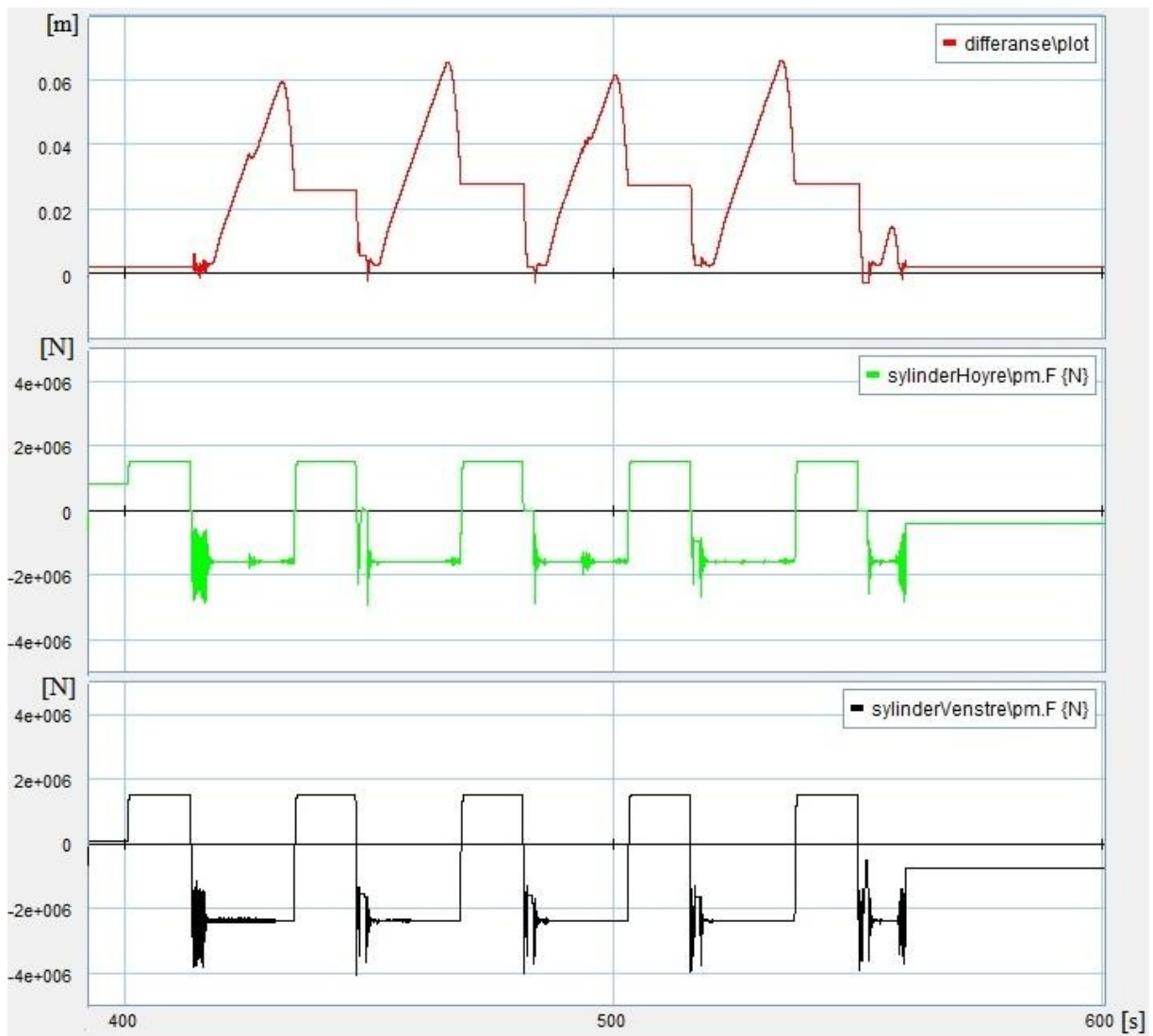
For skidding i negativ retning, stangside, blir skjevkjøringen større i takt med skjevbelastningen, noe som kommer fram ved sammenlikning av Figur 132, Figur 133 og Figur 134. Skiddesyndrene er kraftige nok til å overkomme friksjonskreftene, men venstre skiddesyndre får større større problem med å følge referanseposisjonen. Dette resulterer i at venstre side henger lenger og lenger etter høyre side i løpet av hvert stempelslag. På slutten av hvert stempelslag rekker venstre side å ta igjen høyre side noe før stempelslaget er ferdig. Dette gir at understrukturen ikke står skjevare enn noen millimeter mellom forflytningene.

Ved lasttilfellet 1100mT-900mT er maksimal posisjonsforskjell mellom skinnene ca 4,3cm (Figur 132), som er innenfor de tillatte 5cm. Ved lasttilfellet 1200mT-800mT er den maksimale posisjonsforskjellen økt til ca 6,6cm (Figur 133), og overstiger derfor de tillatte 5cm. For lasttilfellet 1300mT-700mT er den maksimale posisjonsforskjellen blitt til hele 9cm (Figur 134) og er dermed nesten dobbelt så stor som tillatt. Disse testene viser at det i høyeste grad er nødvendig å implementere en funksjon i PLS-programmet som behandler skjevkjøring før situasjonen blir for alvorlig.

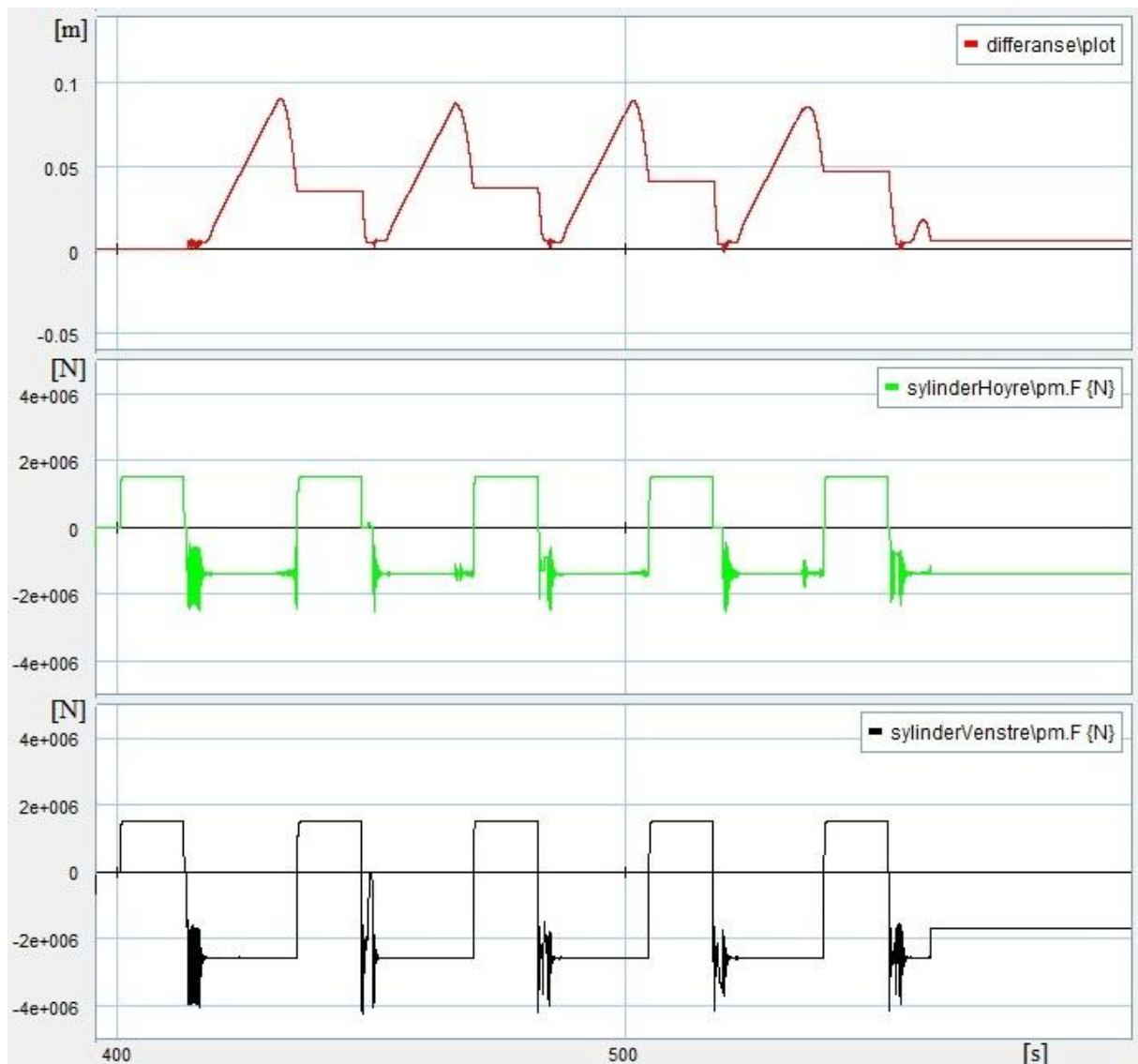


**Figur 132: Plot for skiddesyndlerkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1100mT-900mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.**





Figur 133: Plot for skiddesyndlerkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1200mT-800mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.



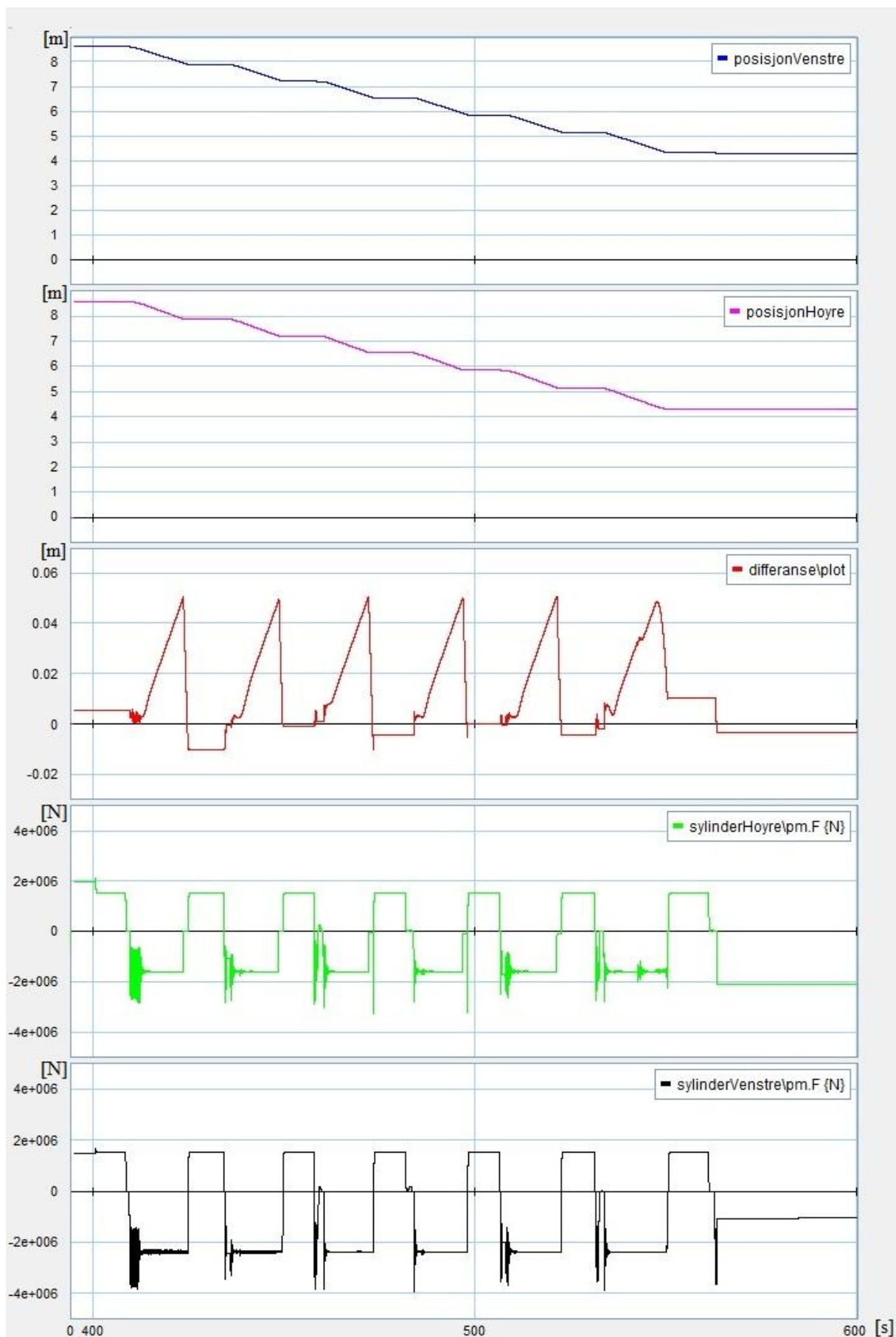
Figur 134: Plot for skiddesyndlerkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1300mT-700mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.

### 8.4.3 Test ved forhindring av skjevkjøring

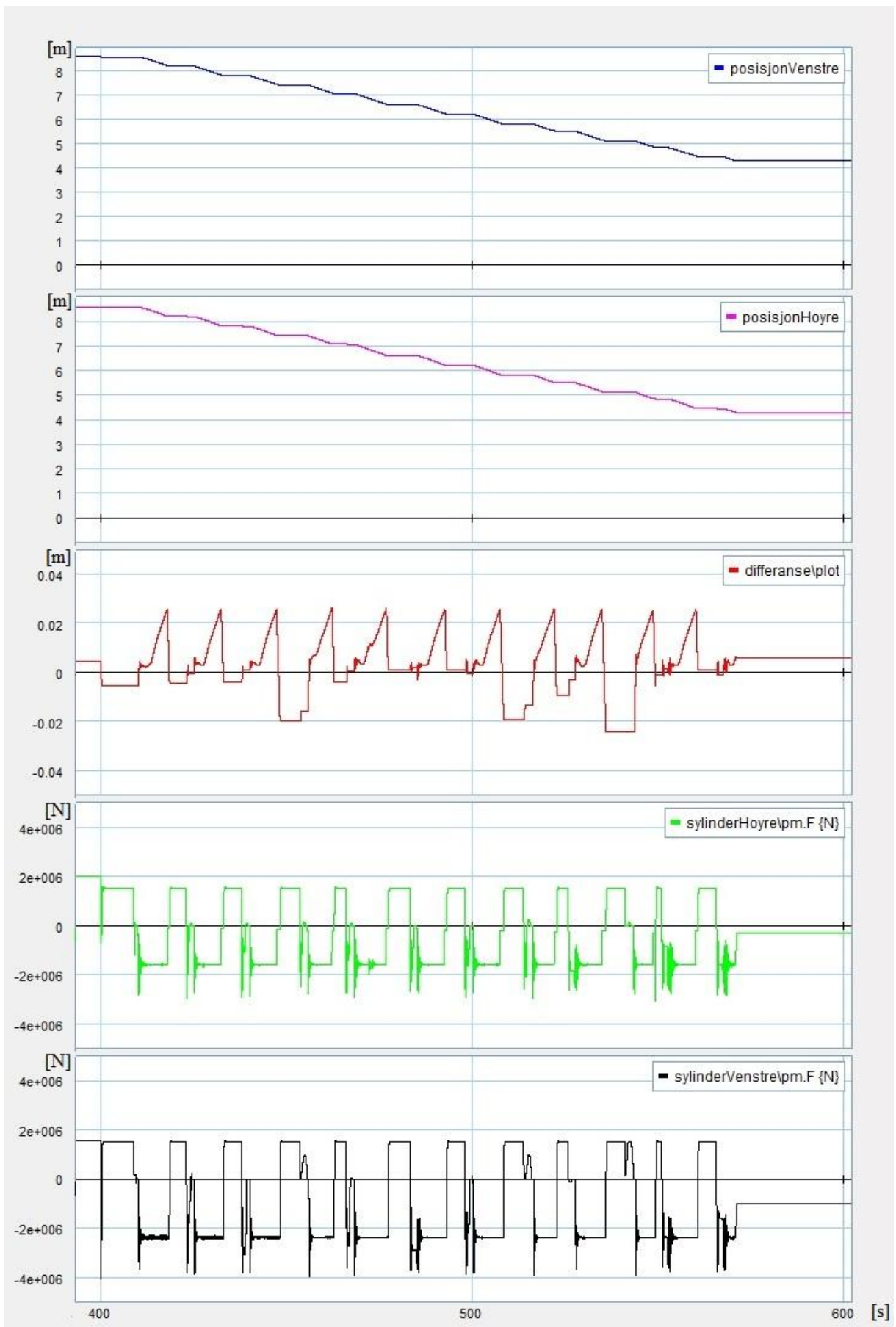
Denne testen er gjort ved lasttilfellet 1200mT-800mT, da det i kapittel 8.4.2 ble klart at det er ved dette lasttilfellet skjevkjøring forekommer i slik grad at det overgår de tillatte 5cm. Formålet er å sjekke om PLS-programmets funksjonalitet mot skjevskidding virker i tilstrekkelig grad (ref. Kapittel 7.4.4).

I samsvar med testene i Kapittel 8.4.2 er det skidding i negativ retning, stangside, som er interessant angående skjevkjøring. Derfor kjøres denne retningen i testene. I første test ble PLS-programmet satt til å rette opp i skjevkjøringen dersom posisjonsforskjellen mellom venstre og høyre skiddeskinne ble over 5cm. Resultatet av dette var at ingen av stempelslagene fikk fullføres ved normal kjøring. Dette førte igjen til at det krevdes flere sekvenser for å få flyttet understrukturen fra brønn3 til brønn2. Flere sekvenser fører til flere omganger i stick slip, men resultatet ble at det ikke oppstod skjevkjøring over de tillatte 5cm. Plot for testen er vist i Figur 135.

Videre ble det også kjørt en test med skjevkjøringstoleranse på 2,5cm. Dette resulterte i hele 12 sekvenser for å forflytte understrukturen fra brønn3 til brønn2, som vist i Figur 136.



Figur 135: Skidding fra brønn3 til brønn2 ved latstillefelle 1200mT-800mT og skjevkjøringsterskel på 5cm.



Figur 136: Skidding fra brønn3 til brønn2 ved latstiltfelle 1200mT-800mT og skjevkjøringsterskel på 2,5cm.

Som disse testene viser evner programmet å rette opp skjevkjøring automatisk, på bakgrunn av ønsket presisjon. Men det har sin pris ved at det nå kjøres flere korte slag, istedenfor fulle slaglengder. Dette kan selvsagt gjøres annerledes, og må da eventuelt løses i programmet.

## 8.5 Vurdering av testresultatene

Testene i Kapittel 8.4 viser at det skjeldent vil oppstå problemer under skidding i positiv retning, da skiddesyndrene er meget sterke ved volumstrøm på stempelside. Samtidig er det tydelig at utfordringene ved en automatisert skiddeprosess oppstår når understrukturen skal flyttes ved volumstrøm på stangside av skiddesyndrene.

Ved skjevkjøring i negativ retning viser plottene i Figur 135 og Figur 136 at skjevkjøringen forverres utover hvert stempelslag. Dette viser til at skiddesynderen som forskyver den tyngste lasten har problem med å følge referansesignalet, mens den andre skiddesynderen kjører som planlagt. Skjevkjøringen vitner også om at den høye hastigheten på  $0,055 \frac{m}{s}$  er en utfordring. Det er kapasitet nok på stangside, men ikke til å forhindre skjevkjøring ved en slik hastighet og et slikt lasttilfelle.

Ved lavere hastighet som for eksempel  $0,02 \frac{m}{s}$  vil trolig skjevkjøringen være mye mindre signifikant, hvilket igjen gir et mer driftssikkert system. Samtidig viser pådragene fra PID-regulatorene, Figur 125, at det er fordelaktig å forflytte seg med en hastighet på minimum  $0,02 \frac{m}{s}$ , da stick-slip friksjonen som oppstår under denne hastigheten krever mye av både skiddesyndrene og kontrollsystemet.

Videre kommer det frem at skiddesystemet oppfyller kravspesifikasjonen, da det er vist at det systemet kan forflytte understrukturen med en treffsikkerhet på 5mm, og maksimal skjevkjøring på 2,5cm.

## Kapittel 9

# Praktisk implementering

---

### 9.1 Innledning

I oppgaven hittil er det kjørt en rekke simuleringer, ved hjelp av diverse dataverktøy. Dette er fantastiske hjelpemidler, som gjør det mulig å teste alle tenkelige situasjoner uten risiko for skader på personell eller materiell.

En fare med slik ikke- fysisk testing er at fysiske begrensninger overskrides, og naturstridige forenklinger gjøres. Derfor rettes det her et kritisk blikk på egne resultater, for å vurdere om enkelte resultater, begrensninger eller input verdier må justere for å være i takt med den virkelige verden.

I følgende delkapitler vurderes riggens hastighet og akselerasjon, volumstrøm i hydraulikksystemet, samt PLS'ens programkode.

### 9.2 Riggens hastighet og akselerasjon

Under Kapittel 4, utvikles glidepunktet. Her konkluderes det blant annet med at hastighetsbegrensningen for lagermaterialet er 0,05 m/s. Denne hastigheten blir benyttet videre i utviklingen av dynamisk modell og friksjonsmodell, samt HIL-simuleringer. Resultatene fra disse testene er fornuftige, men testene tar ikke høyde for den fysiske utformingen til riggen. Med utgangspunkt i HIL-simuleringene og den fysiske utformingen til boretårnet kan det argumenteres med at denne hastigheten er for høy.

Sett at riggen er under skidding ved konstant hastighet. Plutselig faller hydraulikktrykket, og riggen blir hardt retardert som følge av friksjonskraften i labbene. Friksjonskraften er satt til 5000 kN. Denne verdien er hentet fra friksjonstestene for normale friksjonsverdier. Verdien er plukket ut mellom coulomb og stiksjonsverdi. For friksjonstester ved 1000 mT last og normale friksjonskoeffisienter gjelder følgende;

$$F_s = 2698 \text{ kN} , \quad F_c = 1984 \text{ kN}$$

For å regne konservativt ble friksjonskraften for denne testen satt til å være;

$$F_1 = 2500 \text{ kN}$$

For å ta høyde for at massen i dette tilfelle er 2000 mT, må friksjonskraften dobles;

$$F_{fric} = 5000 \text{ kN}$$

Denne situasjonen undersøkes ved å se på det todimensjonale translatoriske bildet, og fastslår hva slags opplagerkraft som opptrer i labbene under en slik hard nedbremsing. Dette er altså en momentansituasjon under en oppbremsing, og den negative akselerasjonen under oppbremsingen avgjøres av friksjonskoeffisientene.

Figur 137 viser den forenklede modellen for tilfellet som undersøkes. Punkt A representerer de bakre labbene, mens punkt B representerer de fremre labbene. Tyngdepunktet er markert med rødt, og satt til å være 15 meter over de nedre skiddeskinnene. Dette tallet er valgt vilkårlig, og det vil påvirkes av hvordan boretårnet er utformet, samt lastfordelingen. Under likevektsberegningene tas det ikke hensyn til rotasjon om noen akser, det vil si at vinkelakslerasjonen  $\alpha = 0$ , i alle punkt.

$$\sum F_x = m * a_x = -F_{fric} \rightarrow a_x = \frac{-F_{fric}}{m} = \frac{-5000 [kN]}{2000 [mT]} = -2,5 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$\sum F_y = m * a_y = N_1 + N_2 - m * g \rightarrow N_1 = m * g - N_2 = 2000 [mT] * 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] - N_2$$

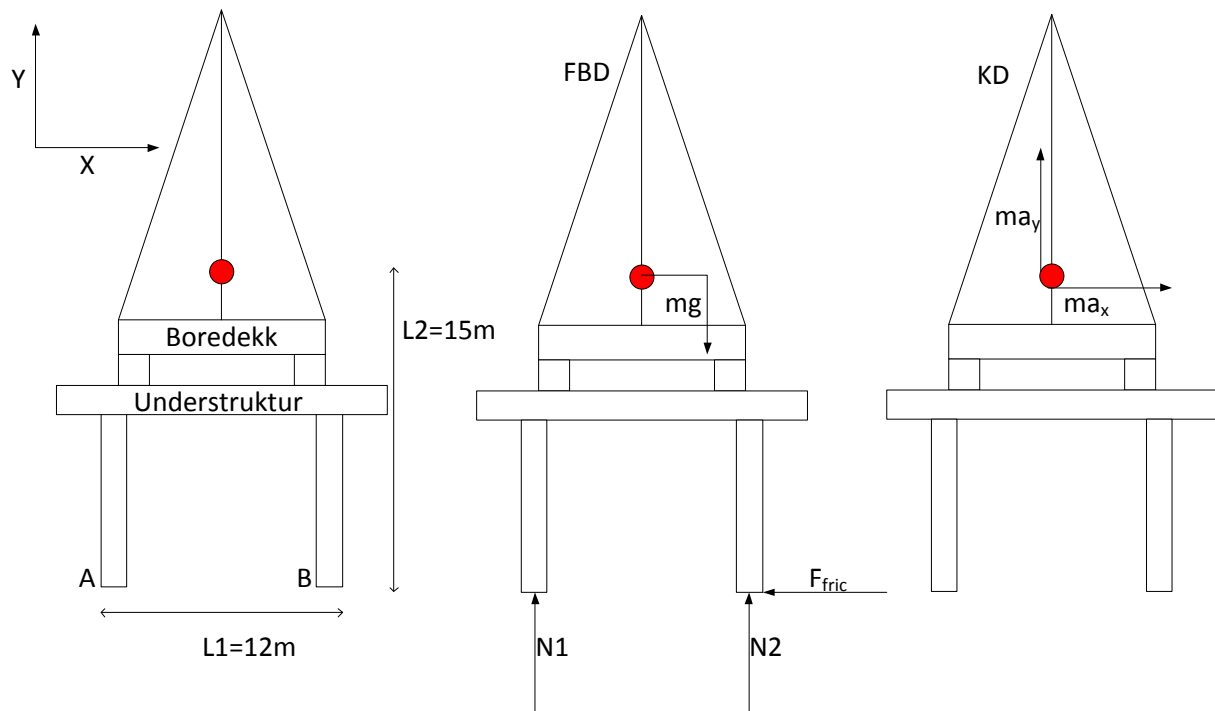
$$\sum M_a = I * \alpha - L_2 * m * a_x = N_2 * L_1 - m * g * \frac{L_1}{2} \rightarrow N_2 = \frac{-L_2 * m * a_x + m * g * \frac{L_1}{2}}{L_1}$$

Finner så  $N_2$  ved å sette inn for  $a_x$ ;

$$N_2 = \frac{-15 [m] * 2000 [mT] * (-2,5) \left[ \frac{m}{s^2} \right] + 2000 [mT] * 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 6 [m]}{12 [m]} = 16\,060 [kN]$$

Finner deretter  $N_1$  ved å sette inn for  $N_2$ :

$$N_1 = 2000 [mT] * 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] - 16\,060 [kN] = 3560 [kN]$$



Figur 137: 2D fremstilling av strukturen, samt fritt legeme diagram og kinetisk diagram.



Reaksjonskraften  $N_1$  på 3560 kN tilsvarer en kraftekvivalent på 363 mT. Mens reaksjonskraften  $N_2$  på 16060 kN tilsvarer en kraftekvivalent på 1637 mT. Det vil si at kraftekvivalenten for hver av de bakre labbene er ca 181 mT, mens kraftekvivalenten for hver av de fremre labbene er ca 819 mT. Dette resultatet kan også forverres med endrede friksjonskoeffisienter, plassering av tyngdepunkt, vindlast etc.

Som dette resultatet viser er en slik oppbremsing meget hard. Og en hard oppbremsing av en struktur som kan være 50- 60 meter høy er ikke ideelt. Så på bakgrunn av dette settes estimatene for maksimal hastighet ned fra 0,05 m/s, til ca 0,02 m/s i samsvar med HIL-simuleringene (ref. Kapittel 8.4) og friksjonstesten (Vedlegg 3). Ved å ha en hastighet på 0,02 m/s kommer friksjonen ut av stick-slip området, noe som er gunstig for skiddingoperasjonen. Når hastigheten er over stick-slip området går friksjonskreftene og svingningene ned, noe som tillater bedre regulering. For mer informasjon rundt stick-slip vises det til resultatene fra friksjonstestene. I tillegg bør også aksellerasjon og retardering tilpasses slik at den er hensiktsmessig i forhold til å komme ut av stick-slip, men samtidig tar hensyn til strukturens fysiske utforming. I kommende delkapittel forklares blant annet hvilke implikasjoner dette gir for hydraulikksystemet.

### 9.3 Hydraulikksystemet

Hydraulikksystemet fungerer godt under HIL-simulering, men systemet kan med fordel endres noe for å være bedre tilpasset implementering i praksis. I dette delkapittelet vurderes volumstrømbehov og mulighet for bruk av doble skiddingsylindere på hver av labbene.

Hydraulikksystemet er designet for å klare en maksimalhastighet på 0,05 m/s. Denne hastigheten gir et volumstrømbehov på hele 1431 l/min. Det går fint å skaffe komponenter som kan gjøre denne jobben, men det kan være upraktisk å basere seg på at ringline skal levere en slik volumstrøm til ett system. Ved å senke hastigheten til 0,02 m/s vil dette gi et volumstrømbehov, som er mye mer praktisk overkommelig. Utregning av volumstrøm er gjort slik;

$$Q_{0,02} = A_{stempel} * V_{skidding} = 441563 [mm^2] * 0,02 \left[ \frac{m}{s^2} \right] = 530 \left[ \frac{l}{min} \right]$$

Dette er fremdeles et høyt volumstrømbehov, men det er i en helt annen klasse sammenliknet med behovet ved hastighet 0,05 m/s.

Neste mulige endring er å eventuelt bruke to skiddingsylindere per labb. Grunnen til at dette ikke ble vurdert under utarbeiding av dynamisk modell var at det ikke betyr noe for kraftbehov og volumstrøm. Derfor ble det brukt en sylinder per labb for å gjøre det oversiktlig. Men praktisk sett er det hvert fall to gode grunner til å vurdere dette. For det første har sylindren som foreslås i oppgaven en stempeldiameter på 750 mm. Dette er gigantisk, og kan vanskeliggjøre levering av komponenter. For det andre vil fysisk handling og service være enklere når dimensjonene er mindre. Som alltid har medaljen en bakside, og i dette tilfelle er det antall komponenter. Ved å bruke to sylindere per labb, blir det mange flere komponenter hvor feil potensielt kan oppstå.

## 9.4 PLS-programmet

Selv om PLS-programmet klarer å styre den dynamiske modellen med tilleranser innenfor kravene, er det mye som må gjøres før programmet kan tas i bruk i praksis. Dette gjelder spesielt sikkerhet mot feil.

Først og fremst må programmet igjennom omfattende testing som kan oppdage logikkfeil og databehandlingsfeil. Under HIL-simuleringene ble det ikke oppdaget slike feil, men ved forskjellige kjøremønstre og bruk over lang tid kan det dukke opp nye utfordringer.

Ellers bør programmet utvides med et omfattende sammenlikningsgrunnlag for posisjonsdataene det mottar fra instrumenteringen. Dette for å gjøre programmet i stand til å gjenkjenne forskjellige feil, og iverksette egnede tiltak for å få rettet feilen. Dette kan for eksempel være å detektere skjæring i en av opplagringene, for så å ta hensyn til dette. I tillegg bør det implementeres en del som tillater at operatøren foretar manuell kjøring.

Til sist bør programmet utvides med en funksjon for fririvning. Dersom strukturen har stått i ro lenge, kan for eksempel korrosjon føre til at det kreves relativt store krefter å løsribe kontaktflatene i opplagringen fra hverandre. Dette kan løses ved en funksjon som gjennomfører skidding med volumstrøm på stempelside av skiddesylindrene.

## Kapittel 10

# Konklusjon

---

Formålet med oppgaven var å utvikle et konsept for neste generasjon skiddingsystem, hvor det skulle benyttes automasjon til å styre skiddingprosessen. Konseptet skulle baseres på en struktur fra AS Nymo, og sørge for økt sikkerhet, fleksibilitet og brukervennlighet ved operasjon av skiddingsystemer.

Etter en bakgrunnsstudie om opplagring og skiddingsystemer, ble det klart at oppgaven skulle baseres på bruk av aktuatorer som opererer ved grip and pull. Strukturen ble så evaluert ved FEA. På bakgrunn av data for strukturen, ble det utviklet et nytt glidepunkt hvor bronselager med PFTE-innsatser brukes som slitebelegg. Med det nye glidepunktet som utgangspunkt ble det utformet en friksjonsmodell som viser at aktuatorene bør yte en kraftekivalent på understrukturen, som overstiger 510mT for hver av de to skiddeskinnene. Dette kraftbehovet ble benyttet til å dimensjonere hydraulisk system, samt at friksjonsmodellen ble brukt som hjørnestein for å utvikle en dynamisk modell av hele systemet.

Videre ble det klart at systemet skal instrumenteres på hver skiddeskinne ved hjelp av sensorer som gir absolutt posisjonsdata. Instrumenteringen forsyner det PLS-baserte kontrollsystemet med tilbakekoblingsdata, som brukes til regulering av ventilpådrag mot skiddesyndrene, samt sikkerhetsrutiner. Kontrollsystemet ble testet opp mot den dynamiske modellen ved HIL-simulering. Simuleringsdataen viser at kontrollsystemet er istand til å styre understrukturen mot et operatørvalgt mål med god presisjon. Ved hastigheter opp mot 0,05m/s, yter systemet en feilmargin på bedre enn 5mm og sikkerhet mot skjevkjøring mellom skinnene bedre enn 2,5cm. Hele systemet er utformet på kjent teknologi, og er godt egnet til både ny- installeringer og installering på eksisterende anlegg.

Offshore bransjen jobber med en nullfilosofi i forhold til skader på mennesker og materiell. De overnevnte resultatene representerer et verdifullt bidrag til realisering av dette. Det nye glidepunktet er utviklet for å oppfylle kravene som stilles for et røft offshore-miljø, og samtidig gi god ytelse under skidding. Dette senker risikoen for skjæring av opplagringen. Instrumenteringen gir mulighet til å overvåke forflytningen av strukturen på milimeter-nivå, noe som sikkerhetsmessig er et stort fremskritt i forhold til dagens system basert på øyemål og overrettmerker. Videre gir kontrollsystemet mulighet til å forflytte strukturen langt raskere enn tidligere da det anbefales en hastighet på 0,02m/s. Dette er raskt i forhold til dagens system som opererer med en hastighet på 0,006m/s. Kontrollsystemets automasjon av forflytningen reduserer den menneskelige faktoren og muligheten for operatørfeil. Dette bidrar til videre økt sikkerhet mot skade på mennesker og materiell.

Opgaven i seg selv er bygget rundt matematiske modeller og simuleringer, og fungerer derfor som et bevis for automasjonskonseptet mot skiddingsystemer. Neste steg mot implementering på en offshore-rigg, er å benytte informasjon fra denne oppgaven til å bygge en skalert testrigg. En slik testrigg kan brukes til å verifisere data og justere systemene mot den virkelige verden. Dette fører til at uforutsette utfordringer kan oppdages slik at kontrollsystemet kan tilpasses disse.

# Figurliste

---

Figur 1: Illustrasjon av arbeidssekvensen i grip and pull-systemer, [3].	4
Figur 2: Illustrasjonsbilde for tørt glidelager.	5
Figur 3: Illustrasjonsfoto for bronnelager med grafitt innsatser fra Sun Rise Technologies Co. LTD.	5
Figur 4: Eksempel på et hydrostatisk lager, sett på skrå nedenifra.	10
Figur 5: Illustrasjon av arbeidssekvensen i lift and roll-systemer. Illustrasjonene er hentet fra TSC[1].	12
Figur 6: GustoMSC XY cantilever skidding system[14].	13
Figur 7: Hilman-ruller av typen XTWC.	14
Figur 8: AS Nymo sitt design.	16
Figur 9: Test1. Her er kontakt trykk i SP4 visualisert.	20
Figur 10: x posisjon langs øvre skiddeskinne.	21
Figur 11: Oversikt over forenklet modell av understruktur. Test 1.	21
Figur 12: Urealistisk resultat for Von Mises spenning på øvre skiddeskinne test 1.	23
Figur 13: Urealistisk resultat for Von Mises spenning på SP3 test 4.	23
Figur 14: Von Mises spenningsplot for test1.	24
Figur 15: Von Mises spenning på innsiden av labb SP4.	25
Figur 16: Iso clipping. Områder med spenning over 70 MPa er fargede.	26
Figur 17: Utbøyning x- retning, test 1.	27
Figur 18: Lasttilfelle for test 2.	29
Figur 19: Von Mises spenningsplott for test 2.	30
Figur 20: Von Mises spenning på innsiden av labb SP4.	31
Figur 21: ISO clipping på nivå 220 MPa av SP4. Rødt felt viser området med spenning over flytegrense.	31
Figur 22: Von Mises spenning på underside av små avstivere på SP2 og SP4.	32
Figur 23: Iso clipping. Områder med spenning over 70 Mpa er synlige.	32
Figur 24: Nedbøyning i Z retning, test 2.	33

Figur 25: Lasttilfelle for test 3.....	35
Figur 26: Von Mises spenningsplott for test 3. ....	36
Figur 27: Iso Clipping på nivå 125 MPa. SP3.....	36
Figur 28: Iso Clipping. Områder med spenning over 70 MPa er synlig.....	37
Figur 29: Utbøying i z- retning for test 3. ....	38
Figur 30: Utbøying i x- retning for test 3. ....	38
Figur 31: Lasttilfelle for test 4.....	40
Figur 32: Von Mises spenningsplott for test4. ....	41
Figur 33: Iso Clipping på nivå 70 MPa på innsiden av SP4.....	42
Figur 34: Iso Clipping på nivå 70 MPa. Test 4. ....	42
Figur 35: Utbøying i z- retning for test 4. ....	43
Figur 36: Lasttilfelle for test 5.....	45
Figur 37: Von Mises spenningsplott for test 5. ....	46
Figur 38: Von Mises spenningsplott for test 5. ....	47
Figur 39: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP1.....	48
Figur 40: Iso Clipping på nivå 70 Mpa. ....	48
Figur 41: Illustrasjon for utbøying i y-retning, test 5. ....	49
Figur 42: Illustrasjon for utbøying i z- retning, test 5. ....	50
Figur 43: Oversikt over forenklet modell av boredekket. Test 6.....	52
Figur 44: Trykklast fordelt på boredekk. Test 6.....	53
Figur 45: Von Mises spenningsplot for test 6. ....	54
Figur 46: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP6.....	55
Figur 47: Iso Clipping på nivå 70 MPa. SP7.....	56
Figur 48: Iso clipping. Områder med spenning over 70 MPa er fargede. ....	57
Figur 49: Utbøying i z- retning, test 6. ....	58
Figur 50: Lasttilfelle for test 7.....	60
Figur 51: Von Mises spenningsplot for test 7. ....	61
Figur 52: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP6.....	61
Figur 53: Iso Clipping på nivå 70 MPa. SP7.....	62

Figur 54: Spenningskonsentrasjon ved innfesting av labb SP8.....	62
Figur 55: Von Mises plott av boredekk, sett ovenfra. ....	63
Figur 56: Lasttilfelle for test 8.....	65
Figur 57: Von Mises spenningsplot for test 8 .....	66
Figur 58: Iso Clipping på nivå 220 MPa. SP8.....	67
Figur 59: Von Mises plott av SP8, sett ovenfra.....	68
Figur 60: Fordeling av kontaktrykk i SP9, test 8.....	69
Figur 61: Glidelager med betegnelser. ....	73
Figur 62: Festeplate med slitebelegg. ....	74
Figur 63: Glidelager sett fra undersiden. ....	75
Figur 64: Glidesko i opp- jekket posisjon. Nytt lager holdes på plass ved hjelp av en jigg.....	76
Figur 65: Jigg til bruk under bytte av lager. ....	76
Figur 66: Illustrasjon av statiske friksjonsmodeller. Figur a) Coulomb friksjon. Figur b) Kombinerer Coulomb og viskøs friksjon. Figur c) Tar med stiksjon i tillegg til Coulomb og viskøs friksjon. Figur d) illustrerer hvordan friksjonen kan minke kontinuerlig mellom stiksjon og Coulomb friksjon (Stribeck), [19]. ....	78
Figur 67: Før-glid forskyvning med tilbaketrekking.....	79
Figur 68: Hysterese i stiksjonshastighet.....	79
Figur 69: Børstehårsmodell (bristles) av kontaktflater.....	80
Figur 70: Oppsett i 20Sim under testing av LuGre friksjonsmodell. ....	81
Figur 71: Prinsipp for faktisk system er vist til venstre, og ekvivalent system er vist til høyre.....	85
Figur 72: Resultater steg 1.....	87
Figur 73: Oppsett i 20Sim for steg 2. ....	87
Figur 74: Resultater for steg 2.....	88
Figur 75: Oppsett i 20Sim for steg 3. ....	89
Figur 76: Resultater for steg 3.....	90
Figur 77: Steg 4. Oppsett i 20Sim. ....	91
Figur 78: Resultater for steg 4.....	92
Figur 79: Steg 5. Dynamisk modell for en skiddeskinne. ....	93
Figur 80: Referansesignal for steg 5 og steg 6. ....	94

Figur 81: Resultat for steg 5.....	95
Figur 82: Prinsippforskjell mellom steg 5 og steg 6.....	95
Figur 83: Ekvivalent system for gripmekanisme.....	96
Figur 84: Oppsett i 20Sim for steg 6. ....	97
Figur 85: Resultater for steg 6. ....	97
Figur 86: Illustrasjon for holdekrete, som viser ulikhet i volum mellom stempel og tilbakeslagsventil, avhengig av skidderetning.....	98
Figur 87: Modell for hydraulikksystem.....	99
Figur 88: Måling av begge siders posisjoner.....	103
Figur 89: Master/slave løsning.....	104
Figur 90: Posisjonsmåling av begge sider med ekstra differansemåler.....	104
Figur 91: Illustrasjon for måling av faseforskjell.....	105
Figur 92: Triangulering med PSD.....	106
Figur 93: Optisk enkoder.....	107
Figur 94: Potmeter skjematikk og illustrasjon.....	107
Figur 95: Sensor som henter informasjon fra magnetfelt fra flere magneter. ....	108
Figur 96: Enkoder hjul montert på labb. ....	110
Figur 97: Teleskopstag. ....	111
Figur 98: Teleskopstag- hengsling, med innebygget enkoder.....	111
Figur 99: PSD mottaker prinsippskisse .....	112
Figur 100: PSD system montert. ....	113
Figur 101: Strekkklapper i Wheatstone-bro, med eksempel på hvordan spenningsavlesningen kan omgjøres til strøm, hentet fra <a href="http://vvi.no/interactive/ressurser/reguleringsteknikk/kap4/MT_Page_199_4.36.gif">http://vvi.no/interactive/ressurser/reguleringsteknikk/kap4/MT_Page_199_4.36.gif</a> .....	114
Figur 102: Venstre: Eksempel på montering av POMUX KH53 på skidde systemet. Høyre: POMUX KH53 installert på en havnekran[29]. ....	115
Figur 103: Illustrasjonsbilde av POMUX-måleelement og leserhode [29].....	116
Figur 104: Kontrollpanelet hvor raden med knapper representerer forskjellige posisjoner for understrukturen. Knappen lengst til venstre er brønnrad 1, den neste brønnrad 2 osv. Lysene, potmeterene og voltmeterene er ikke i bruk. ....	118
Figur 105: Siemens Simatic ET 200S PLS.....	118



Figur 106: Skisse av reguleringsystem for skiddesynderventil hvor $K_v$ er forsterker effekten av hastighetsreferansen, $T_i$ er integraltiden og $K_p$ er proporsjonalforsterkningen. Regulatoren er satt opp i henhold til Formel 12. ....	120
Figur 107: Kurven viser ønsket forflytning, med sinusidal aksellerasjon og retardering, og konstant hastighet. ....	121
Figur 108: Plot av sykloiden beskrevet i Formel 13.....	122
Figur 109: $x_{ref}$ , eksempelvis med slaglengde på 1m fra posisjon 0m til 1m.....	124
Figur 110: Overordnet dataflytskjema for PLS-programmet. ....	125
Figur 111: Flytskjema for retningsbestemt låsinga av gripperene. ....	127
Figur 112: Dataflytskjema for preposisjonering av grip i FB7. ....	128
Figur 113: Dataflytskjema for ettertrekking av grip i FB5.....	129
Figur 114: Flytskjema for flytting av understruktur i FB2.....	130
Figur 115: Pådragene settes lik 0 når ingen av forflyttingsfunksjonene er aktive.....	131
Figur 116: Kontroll av differanse mellom ønsket posisjon og faktisk posisjon. ....	132
Figur 117: Kontrollerer posisjonsdifferanse på tvers av skinnene og aktiverer FB8 ved skjevkjøring. Når skjevkjøringen er rettet kjøres forflyttingskalkulatoren. ....	133
Figur 118: Flytskjema for FB8.....	134
Figur 119: Prinsippskisse for hardware-in-the-loop.....	136
Figur 120: Oppsett for HIL-simulering fra vedlegg 7. ....	137
Figur 121: Hvordan oppsettet for HIL-simuleringen ser ut i virkeligheten, fra vedlegg 7.....	138
Figur 122: Illustrasjon av kommunikasjonen i HIL-oppsettet, fra vedlegg 7.....	138
Figur 123: Dynamisk modell med begge skiddeskinnene og I/O satt opp for HIL.....	139
Figur 124: Modellen i Figur 123 implodert til et subsystem; Submodell.....	140
Figur 125: Øvre plot er pådrag ved $T_i = 800ms$ , nedre plot er pådrag ved $T_i = 400ms$ .....	141
Figur 126: Posisjonskurve ved skidding i positiv retning etter PID-justeringer. ....	141
Figur 127: Viser bevegelsesmønsteret for understrukturen på de to skinnene. ....	142
Figur 128: Posisjonsplott og posisjonsforskjell på tvers av skinnene ved kjøring i positiv retning... ..	144
Figur 129: Posisjonsplott og posisjonsforskjell på tvers av skinnene ved kjøring i negativ retning... ..	145
Figur 130: Plot av kreftene fra skiddesyndere.....	146
Figur 131: Kraftplot for 1300mT-700mT lasttilfelle for skidding mellom brønn1 og brønn2.....	147

Figur 132: Plot for skiddesynderkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1100mT-900mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.....	148
Figur 133: Plot for skiddesynderkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1200mT-800mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.....	149
Figur 134: Plot for skiddesynderkrefter og posisjonsforskjell mellom skiddeskinnene for lasttilfellet 1300mT-700mT ved skidding fra brønn3 til brønn2.....	150
Figur 135: Skidding fra brønn3 til brønn2 ved lasttilfelle 1200mT-800mT og skjevkjøringsterskel på 5cm. ....	151
Figur 136: Skidding fra brønn3 til brønn2 ved lasttilfelle 1200mT-800mT og skjevkjøringsterskel på 2,5cm. ....	152
Figur 137: 2D fremstilling av strukturen, samt fritt legeme diagram og kinetisk diagram. ....	155

# Bibliografi

---

1. TSC\_Offshore. 2012; Available from: [www.tscoffshore.com/en/](http://www.tscoffshore.com/en/).
2. Bardex\_Corp. 2012; Heavy load handling and positions systems]. Available from: [www.bardex.com](http://www.bardex.com).
3. forfatter, U., *Bardex Gripper Jack*, <http://www.bardex.com/products/gripper.shtml>. 31.01.2012.
4. Vink, *Plast i fokus/ Vink plastglidelejer*, V. group, Editor 2000.
5. FluorocarbonLTD, *Fluoroglide slide bearings, pipe supports & skidways*, F. LTD, Editor, [www.fluorocarbon.co.uk](http://www.fluorocarbon.co.uk).
6. FluorocarbonLTD. 2012; Lager PTFE glidelager]. Available from: [www.fluorocarbon.co.uk](http://www.fluorocarbon.co.uk).
7. Constantinescu, V.N., *Sliding bearings = Lagäre cu alunecare*1985, New York: Allerton Press. xvii, 547 p.
8. Fuller, D.D., *Theory and practice of lubrication for engineers*1966. 432.
9. Grøndalen, Ø., *Materiallære*2002: Fagbokforlaget. 229.
10. StoreNorskeLeksikon. 2012; Available from: [www.snl.no](http://www.snl.no).
11. JohnsonMetallAB, *Oiles 500 selflubricating bearings in offshore*, 2006. p. 10.
12. Dorf, *CRC Handbook of engineering tables*, ed. R.C. Dorf2004: crc press.
13. GustoMSC. 2012; Available from: [www.gustomsc.com](http://www.gustomsc.com).
14. E P Blankestijn, C.J.M., R de Bruijn, *The MSC XY- Cantilever*, G. MSC, Editor 2012.
15. Hilman\_rollers. 2012; Available from: [www.hilmanrollers.com](http://www.hilmanrollers.com).
16. Seadrill. 2012; Available from: [www.seadrill.com](http://www.seadrill.com).
17. Williams, J.A., *Engineering tribology*2005, Cambridge: Cambridge University Press. 508 p.
18. Gohar, R. and H. Rahnejat, *Fundamentals of tribology*2008, London: Imperial College Press. xvvi, 391 p.
19. H. Olsson, K.J.Å., C. Canudas de Wit, M. Gäfvert, P. Lischinsky, *Friction Models and Friction Compensation*. 1997.
20. K.J. Åström, C.C.-d.-W., *Revisiting the LuGre Model, Stick-slip motion and rate dependence*. 2008.
21. Lide, D.R., *CRC handbook of chemistry and physics : a ready-reference book of chemical and physical data*. 89th ed. / editor-in-chief, David R. Lide. ed2008, Boca Raton, Fla. ; London: CRC.
22. Ron H. A. Hensen, M.R.J.G.v.d.M., Maarten Steinbuch, IEEE, *Frequency Domain Identification of Dynamic Friction Model Parameters*. 2002. **10**.
23. Persson, B.N.J. and E. Tosatti, *Physics of sliding friction*1996, Dordrecht ; London: Kluwer Academic Publishers.
24. F.Haugen, *Praktisk reguleringsteknikk*. 2 ed2009: Tapir akademisk forlag. 285.
25. Siegart, R., I.R. Nourbakhsh, and D. Scaramuzza, *Introduction to autonomous mobile robots*. 2nd ed. Intelligent robotics and autonomous agents2011, Cambridge, Mass.: MIT Press. xvi, 453 p.
26. Coherent. [www.coherent.com](http://www.coherent.com). [Web page]; Provider of lasers and laser- based solutions]. Available from: [www.coherent.com](http://www.coherent.com).
27. LaserComponents, *High Linearity Position Sensing Detector*, 2009, Laser Components GmbH. p. 2.
28. Hamamatsu, *Si photodiode array. S4111/S4114 series.*, 2011, [www.hamamatsu.com](http://www.hamamatsu.com).
29. SICK, *KH53 powerpoint*.
30. [http://www.axis.com/products/cam\\_housing/ip66.htm](http://www.axis.com/products/cam_housing/ip66.htm).
31. Siemens. *Simatic ET 200S documentation*. [cited 2012 23.05]; Available from: <https://www.automation.siemens.com/mdm/default.aspx?&DocVersionId=12541585419&Language=en&GuiLanguage=en>.

32. Haugen, F., *Praktisk reguleringsteknikk*, 2. utgave 2003.

# **Vedlegg 1:**

## **Tabelldata for utbøying**

---

Areal labb	900 000 mm <sup>2</sup>	Vekter	Kraft	
Areal labb	0,9 m <sup>2</sup>	Last	1549	15195,7
g	9,81 m/s <sup>2</sup>	Boredekk	231,5	2271,0
		Understruktur	219,5	2153,3
		totalt	2000	19620
P_øvre_skinne_min	4,85			
P_nedre_skinne_min	5,45			

### Tester understruktur

#### Test 1 Punktlast senter

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	6,9	18,1	3980	20	0,577	64
Labb2 (SP2)	9,9	27,6	5910	30	0,597	66
Labb3 (SP3)	7,4	34,6	3880	20	0,524	58
Labb4 (SP4)	9,9	45,3	5860	30	0,592	66
Sum			19630	100		
Gjennomsnitt over labber	8,5		4907,5			64

	Utbøying labber x-retn (mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Største relevante utbøying Z-retn(mm)	Utbøying Z-retn (mm/m)
SP1-SP2	0,2	2,9	-6,9	-0,3	-0,4	3,2	-0,5
SP3-SP4	30,1	9,2	-9,2	-4,0	-0,2	13,2	-1,5

#### Test 2 Punktlast vest

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	1,6	6,7	918	5	0,574	64
Labb2 (SP2)	14,9	47,2	8957	46	0,601	67
Labb3 (SP3)	1,7	8,1	837	4	0,492	55
Labb4 (SP4)	15,0	50,7	8908	45	0,594	66
Sum			19620	100		
Gjennomsnitt over labber	8,3		4905			63

	Utbøying labber x-retn (mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Største relevante utbøying Z-retn(mm)	Utbøying Z-retn (mm/m)
SP1-SP2	0,2	13,2	-21,6	2,6	-16,3	10,6	-2,0
SP3-SP4	5,6	11,9	-21,6	2,9	-16,3	9,0	-1,7

#### Test 3 Punktlast øst

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	13,0	31,6	7466	38	0,576	64
Labb2 (SP2)	4,0	13,0	2416	12	0,600	67
Labb3 (SP3)	13,2	43,2	7398	38	0,563	63
Labb4 (SP4)	4,2	24,3	2340	12	0,558	62
Sum			19620	100		
Gjennomsnitt over labber	8,6		4905			64

	Utbøying labber x-retn (mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Største relevante utbøying Z-retn(mm)	Utbøying Z-retn (mm/m)
SP1-SP2	0,2	4,5	-0,2	2,1	-3,3	2,5	0,8
SP3-SP4	20,5	7,6	-10,3	-5,9	-21,6	13,5	1,2

#### Test 4 Punktlast senter + skyv 200mT

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb2 (SP2)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb3 (SP3)	7,2	31,3	3839	40	0,534	59
Labb4 (SP4)	9,7	44,8	5820	60	0,601	67
Sum			9659	100		
Gjennomsnitt over labber	8,4					#DIV/0!

fordi det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..  
fordi det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..

	Utbøying labber x-retn (mm)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Største relevante utbøying Z-retn(mm)	Utbøying Z-retn (mm/m)
SP1-SP2	0	2,9	-6,65	-0,3	-0,2	3,3	-0,5
SP3-SP4	29,9	9,1	-9,2	-4,0	0,0	13,1	-1,4

#### Test 5 Punktlast senter + skyv høyre side

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb2 (SP2)	10,6	59,8	4956	42	0,467	52
Labb3 (SP3)	0,0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb4 (SP4)	13,1	109,1	6717	58	0,512	57
Sum			11673	100		
Gjennomsnitt over labber	11,9					#DIV/0!

fordi det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..  
fordi det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..

	Utbøying labber x-retn (mm)	Utbøying av labber y-retn (mm)	Y- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Utbøying øvre skiddeskinne z-retn (mm)	X- posisjon (m)	Største relevante utbøying Z-retn(mm)	Utbøying Z-retn (mm/m)
SP1-SP2	-1,5	156,7		2,6	-6,7	-0,4	-21,0	3,0	0,2
SP3-SP4	52,6	157,3		14,8	-9,3	-8,2	-0,2	23,0	2,5

#### Tester boredekk

#### Test 6 Punktlast senter

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	8,1	15,6	4216	24	0,522	58
Labb7 (SP7)	8,8	18,6	4506	26	0,513	57
Labb8 (SP8)	7,8	15,6	4228	24	0,541	60
Labb9 (SP9)	8,5	19,9	4518	26	0,533	59
Sum			17467	100		
Gjennomsnitt over labber	8,3		4367			59

	Utbøying labber y-retn (mm)	Utbøying labber x-retn (mm) (langs skinne)
SP6-SP7	0,6	0
SP8-SP9	0,6	0
SP6-SP8	0	1,1
SP7-SP9	0	0,9



**Test 7 Punktlast senter + skyv 100 mT**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb7 (SP7)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb8 (SP8)	6,2	24,5	3525	46	0,573	64
Labb9 (SP9)	7,1	32,0	4066	54	0,571	63
Sum			7592	100		
Gjennomsnitt over labber	6,6		3796			#DIV/0!

for det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..  
for det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..

	Utbøying labber y-retn (mm)	Utbøying labber x-retn (mm) (langs skinne)
SP6-SP7	0,1	0,0
SP8-SP9	0,8	7,6
SP6-SP8	2,5	11,1
SP7-SP9	3,2	3,5

Holdes fast ift hverandre

**Test 8 Punktlast senter + skyv høyre side(Nord)**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons- kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb7 (SP7)	7,9	19,7	4582	56	0,582	65
Labb8 (SP8)	0,0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb9 (SP9)	6,3	30,3	3550	44	0,567	63
Sum			8132	100		
Gjennomsnitt over labber	7,1		4066			#DIV/0!

for det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..  
for det ikke er kontaktsett i labbene, men bonded..

	Utbøying labber y-retn (mm)	Utbøying labber x-retn (mm) (langs skinne)
SP6-SP7	2,3	5,5
SP8-SP9	0,8	8,6
SP6-SP8	0	0,0
SP7-SP9	3,3	2,1

for de to labbene holdes fast ift hverandre

Tester 1, 2, 3, 4 og 5 er for understrukturen.

Test 1 Justert 20% - Punktlast senter						
	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjonskraft Z retn(kN)	Andel reaksjonskraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	8,28	21,72	3980	20	0,481	53
Labb2 (SP2)	11,88	33,12	5910	30	0,497	55
Labb3 (SP3)	8,88	41,52	3880	20	0,437	49
Labb4 (SP4)	11,88	54,36	5860	30	0,493	55
Sum			19630	100		
Gjennomsnitt	10,2		4907,5			53

Test 2 Justert - Punktlast vest						
	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjonskraft Z retn(kN)	Andel reaksjonskraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	1,92	8,04	918	5	0,478	53
Labb2 (SP2)	17,88	56,64	8957	46	0,501	56
Labb3 (SP3)	2,04	9,72	837	4	0,410	46
Labb4 (SP4)	18,0	60,84	8908	45	0,495	55
Sum			19620	100		
Gjennomsnitt	10,0		4905			52

Test 3 Justert - Punktlast øst						
	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjonskraft Z retn(kN)	Andel reaksjonskraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	15,6	37,92	7466	38	0,480	53
Labb2 (SP2)	4,8	15,6	2416	12	0,500	56
Labb3 (SP3)	15,8	51,84	7398	38	0,469	52
Labb4 (SP4)	5,0	29,1	2340	12	0,465	52
Sum			19620	100		
Gjennomsnitt	10,3		4905			53

**Test 4 Justert - Punktlast senter + skyv 200mT**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons-kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb2 (SP2)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb3 (SP3)	8,6	37,6	3839	40	0,445	49
Labb4 (SP4)	11,6	53,8	5820	60	0,501	56
Sum			9659	100		
Gjennomsnitt	10,1					#DIV/0!

**Test 5 JUSTERT - Punktlast senter + skyv høyre side**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons-kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb1 (SP1)	0	0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb2 (SP2)	12,7	71,8	4956	42	0,389	43
Labb3 (SP3)	0,0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb4 (SP4)	15,8	130,9	6717	58	0,426	47
Sum			11673	100		
Gjennomsnitt	14,3					#DIV/0!

Tester 6, 7 og 8 er for understrukturen.

JUSTERT med 20%

**Test 6 Punktlast senter**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjons-kraft Z retn(kN)	Andel reaksjons-kraft (%)	Effektivt areal (m^2)	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	9,7	18,7	4216	24	0,435	48
Labb7 (SP7)	10,5	22,32	4506	26	0,427	47
Labb8 (SP8)	9,4	18,8	4228	24	0,451	50
Labb9 (SP9)	10,2	23,8	4518	26	0,444	49
Sum			17467	100		
Gjennomsnitt	9,9		4367			49

JUSTERT med 20%

**Test 7      Punktlast senter**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjonskraft Z retn(kN)	Andel reaksjonskraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	0,0	0,0		0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb7 (SP7)	0,0	0		0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb8 (SP8)	7,4	29,4	3525	46	0,478	53
Labb9 (SP9)	8,5	38,4	4066	54	0,476	53
Sum			7591	100		
Gjennomsnitt	8,0		3796			#DIV/0!

JUSTERT med 20%

**Test 8      Punktlast senter**

	Gj.snittlig kontakt trykk(Mpa)	Maks trykk(Mpa)	Reaksjonskraft Z retn(kN)	Andel reaksjonskraft (%)	Effektivt areal (m <sup>2</sup> )	Effektivt areal (%)
Labb6 (SP6)	0,0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb7 (SP7)	9,4	23,6	4582	56	0,485	54
Labb8 (SP8)	0,0	0,0	0	0	#DIV/0!	#DIV/0!
Labb9 (SP9)	7,5	36,4	3550	44	0,473	53
Sum			8132	100		
Gjennomsnitt	8,5		4066			#DIV/0!

# **Vedlegg 2:**

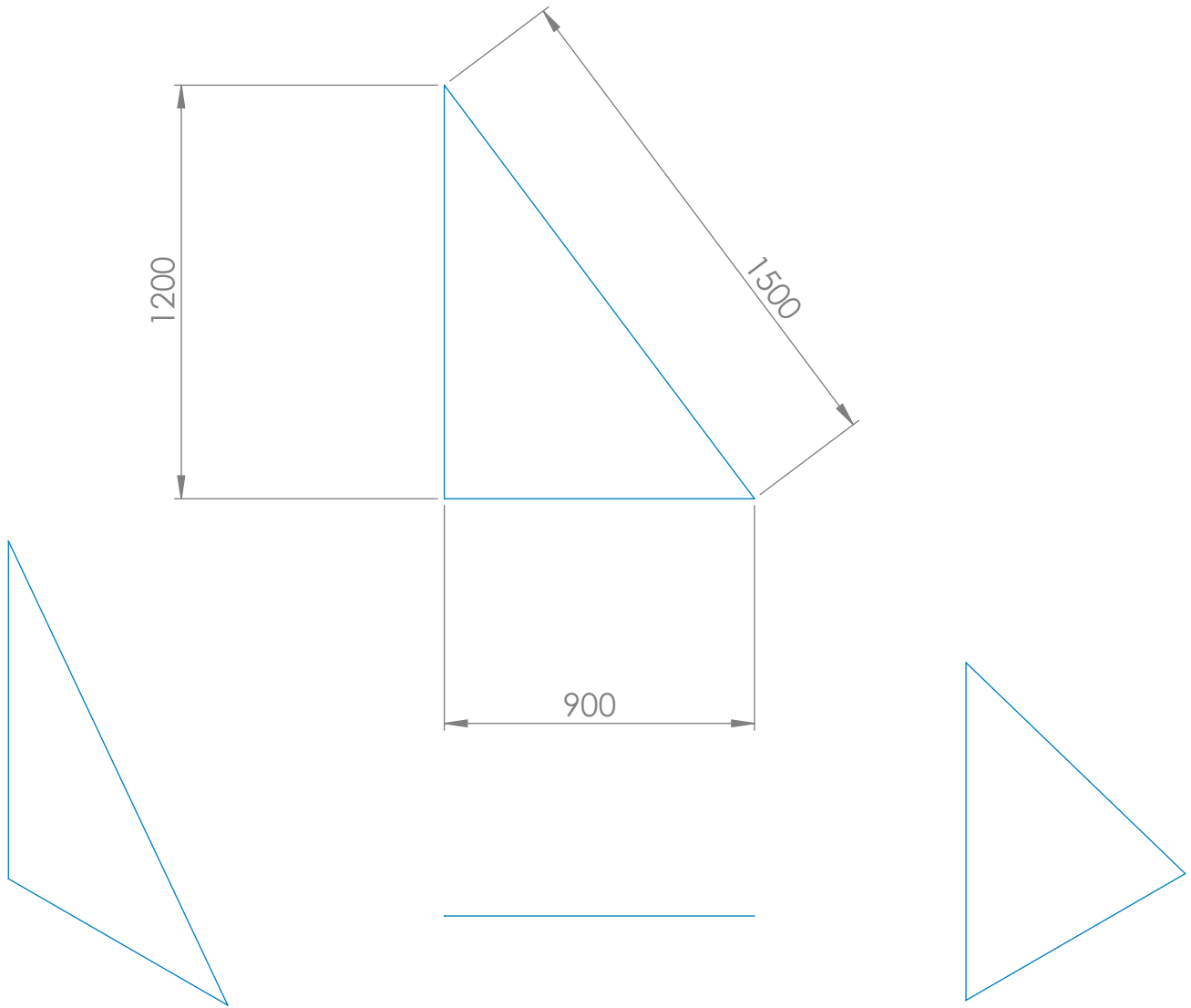
# **Strukturtegninger**

---









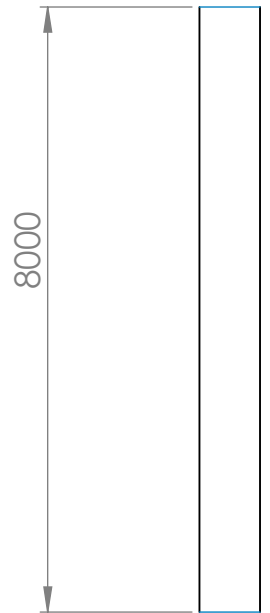
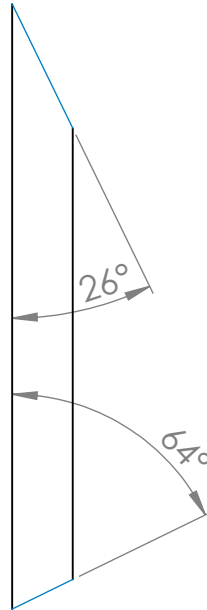
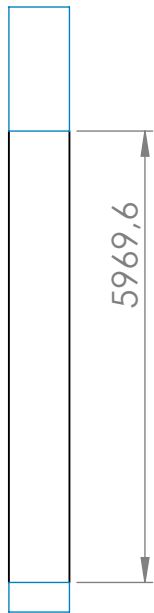
Tykkelse: 30 mm

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:  Del 2			
CHK'D				SIGNATURE		DATE		MATERIAL:  2_forsterkning_støttebjelke_langs_f			
APPV'D				SIGNATURE		DATE		DWG NO. 11			
MFG				SIGNATURE		DATE		WEIGHT:			
Q.A				SIGNATURE		DATE		SCALE:1:20			
				SIGNATURE		DATE		SHEET 1 OF 1			



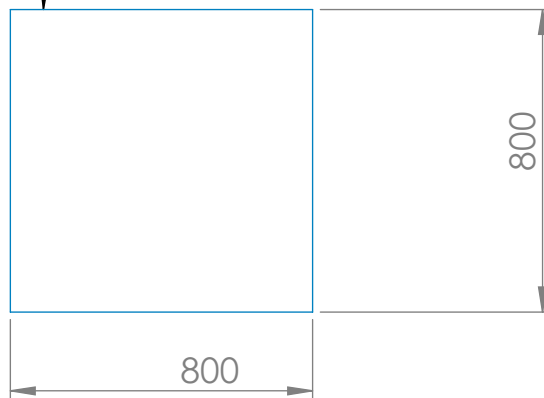






Scale: 1:20

Tykkelse: 30 mm



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

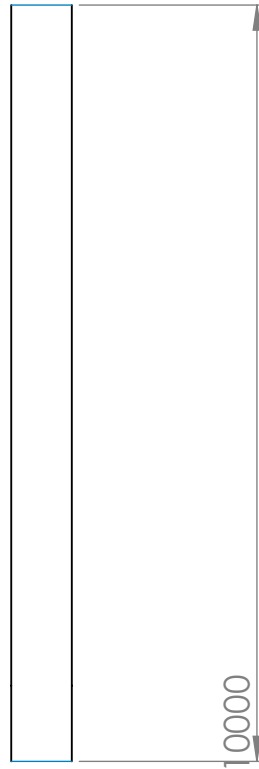
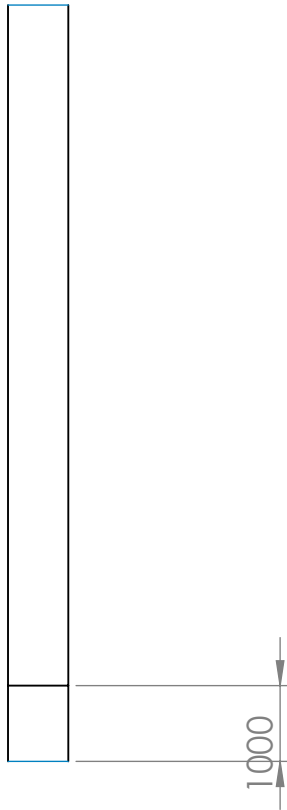
Del 6

DWG NO.

6\_Avstiver\_stor\_forenkle

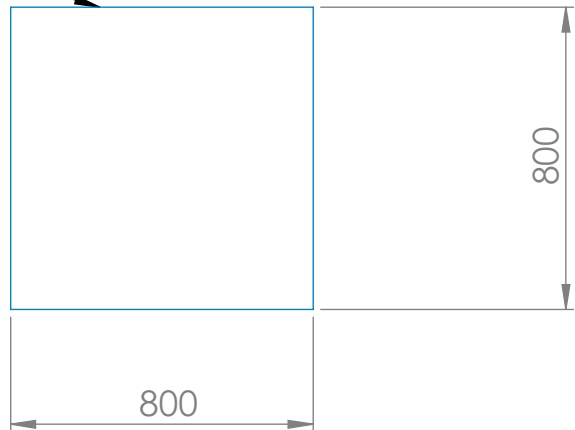
SCALE:1:100

SHEET 1 OF 1



Scale 1:20

Tykkelse: 30 mm



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

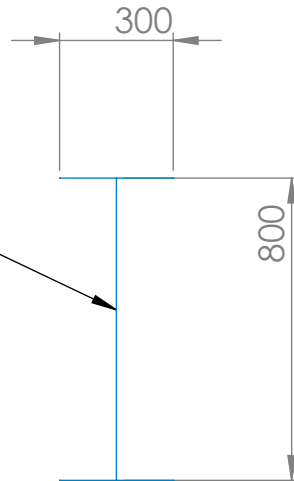
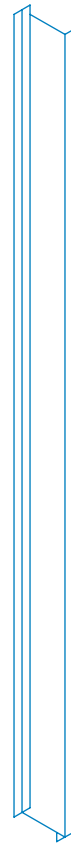
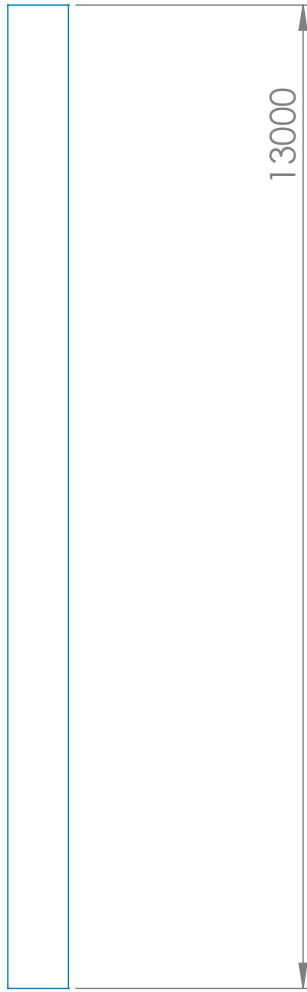
DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:	Del 7
DWG NO.	7_Sideebjelker_nede_forenkl
SCALE:	1:100
SHEET	1 OF 1



Scale 1:20

Tykkelse: 30mm

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

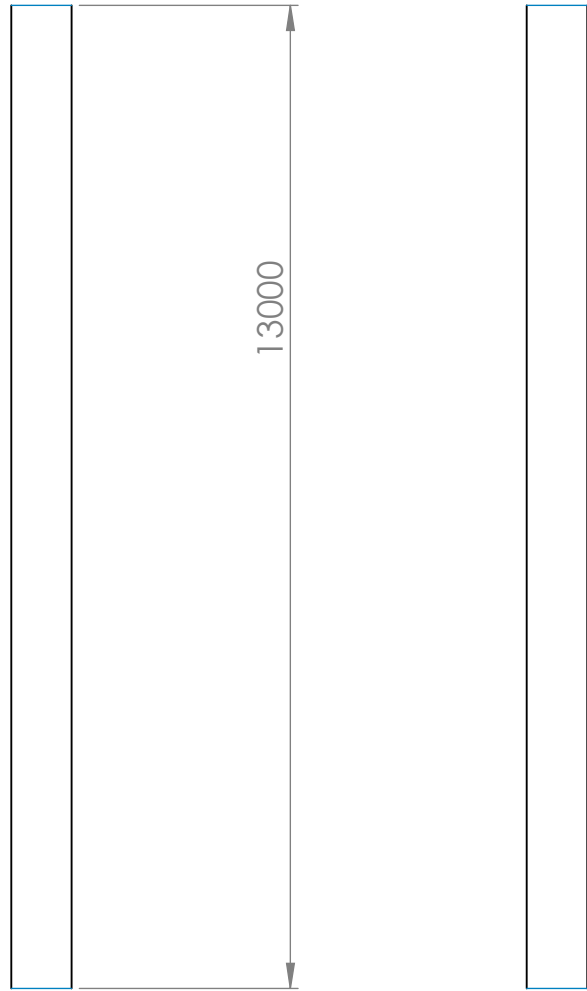
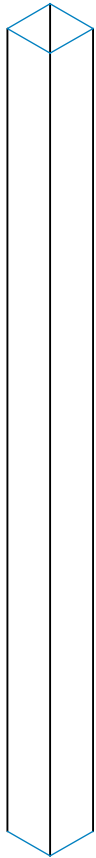
Del 8

8\_Endebjelke\_H\_nede\_forenk

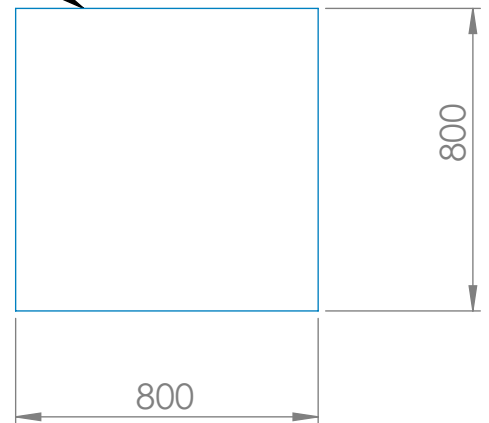
DWG NO.

SCALE:1:100

SHEET 1 OF 1



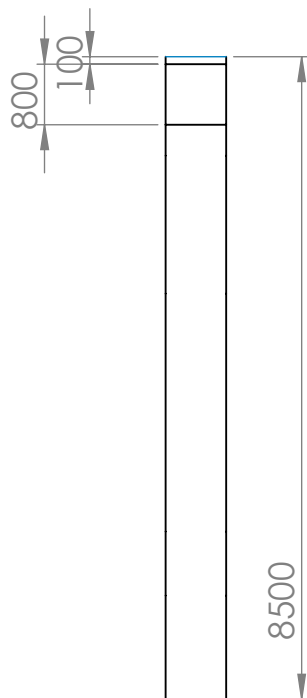
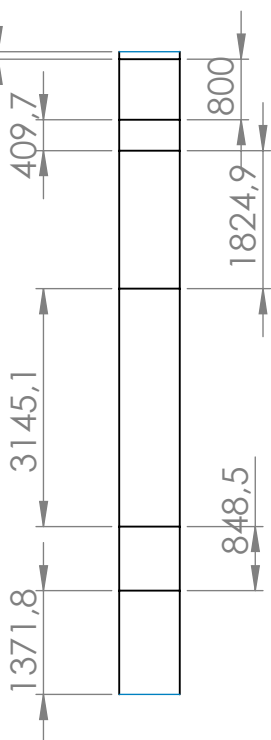
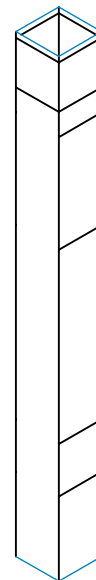
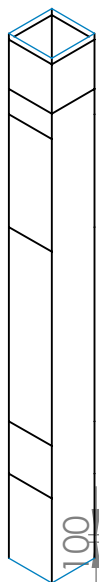
Scale 1:20



Tykkelse: 30 mm

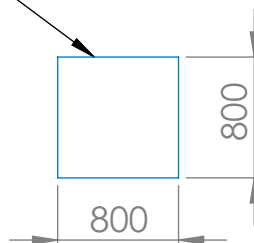
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE: Del 9			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		9_Endebjelke_nede_forenkle			
								SCALE:1:100			
						WEIGHT:		SHEET 1 OF 1			





Scale: 1:50

Tykkelse: 30 mm



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

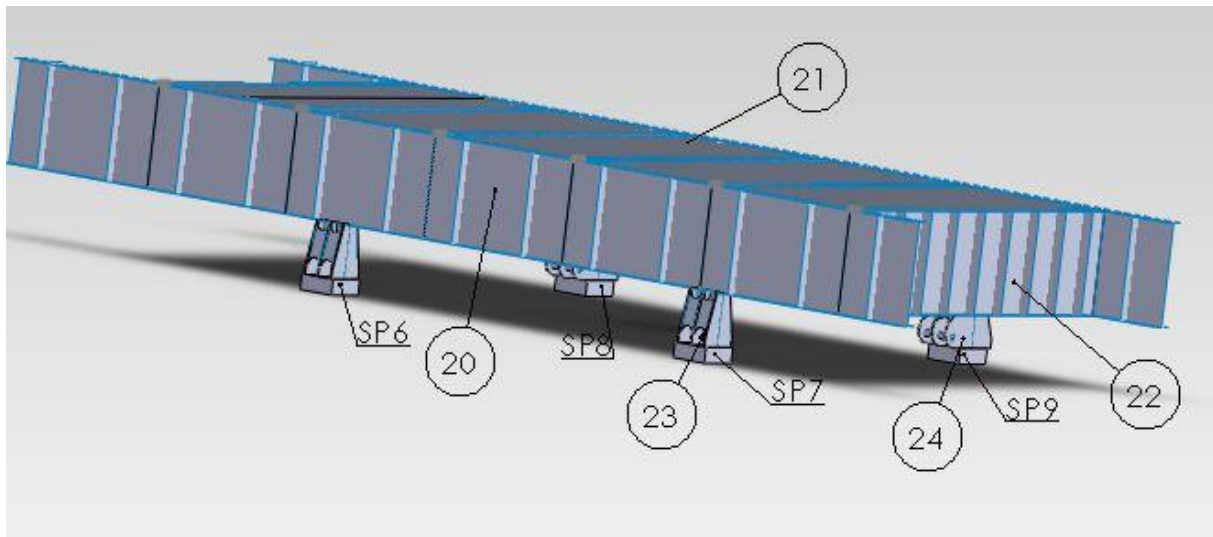
REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

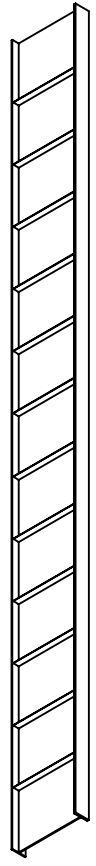
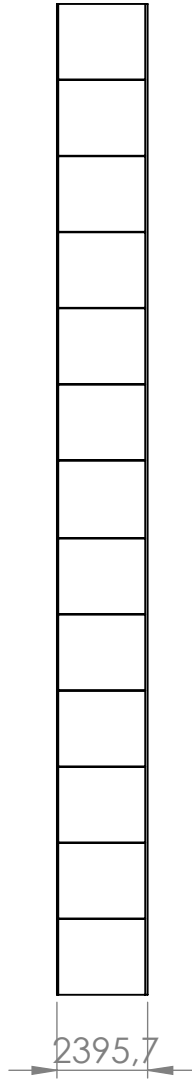
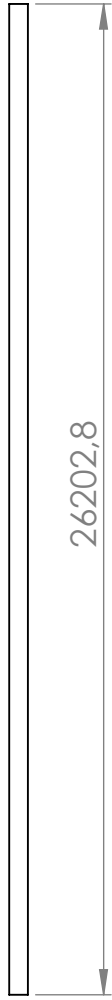
TITLE:	Del 10
DWG NO:	10_Støtter hjørner_forenkle
SCALE:	1:100
SHEET:	1 OF 1

## Tegninger for modell av boredekk

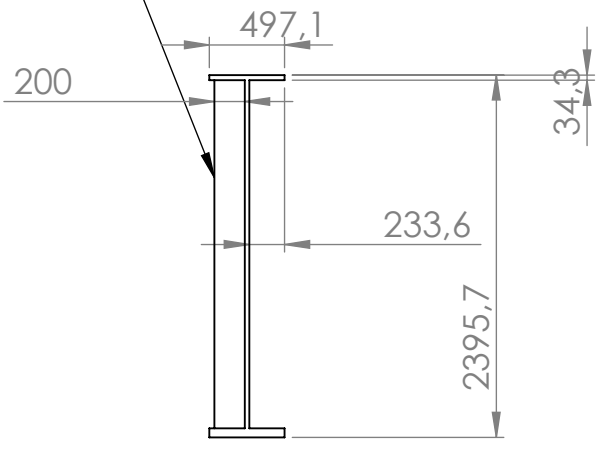
Med utgangspunkt i nummerering som på Figur 1, er det laget målsatte tegninger for boredekket.



Figur 1: Nummererte deler for boredekket.

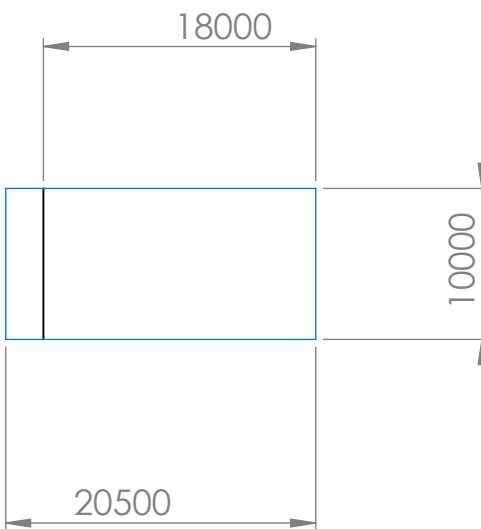
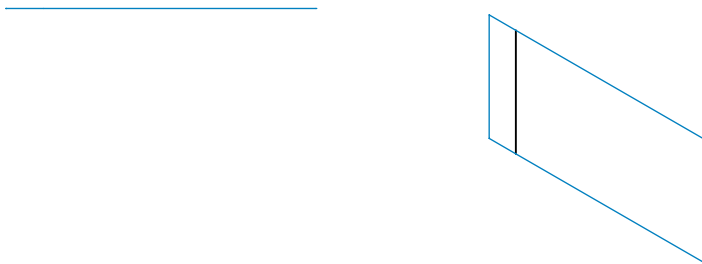


Scale 1:50



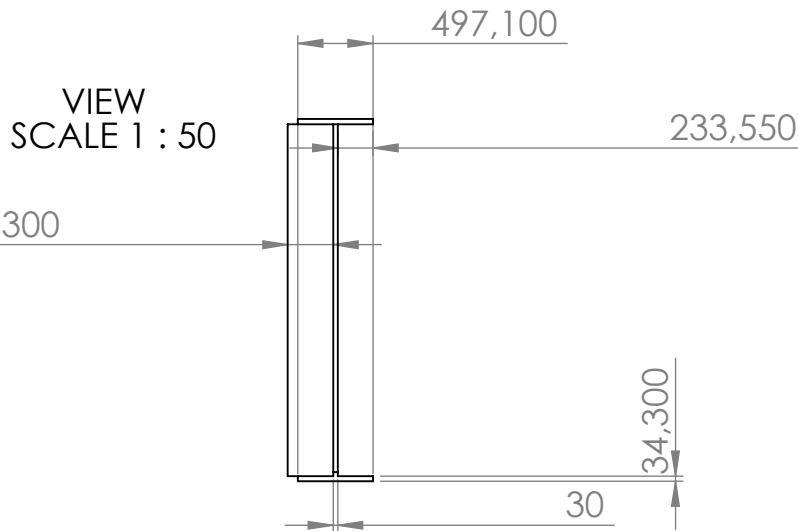
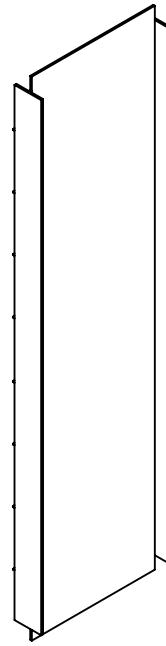
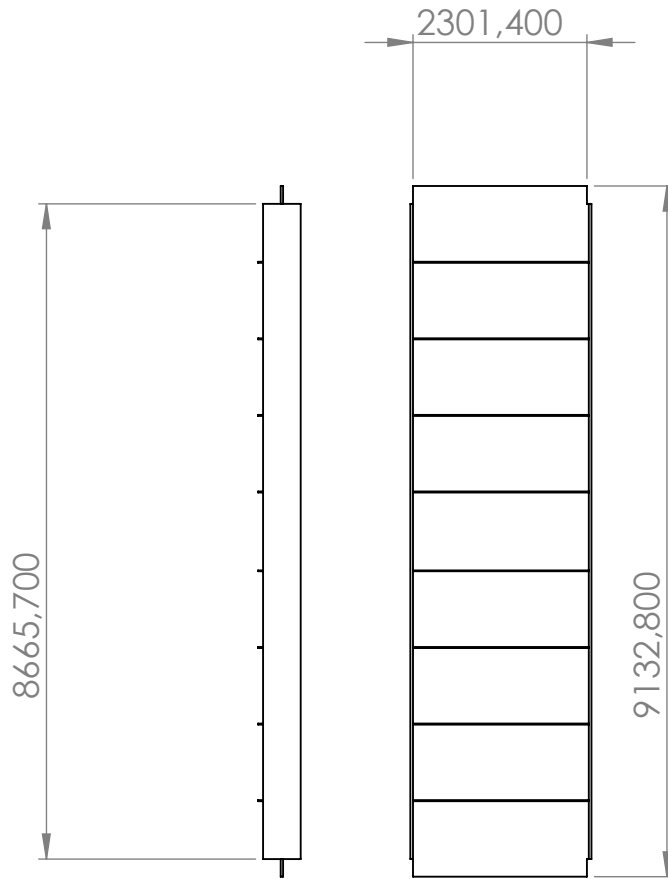
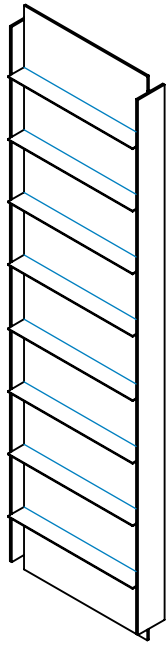
Tykkelse 35 mm

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:  Del 20			
CHK'D								DWG NO. <b>20_Bærebjelke</b>			
APPV'D											
MFG								A4			
Q.A						MATERIAL:					
						WEIGHT:		SCALE:1:200		SHEET 1 OF 1	



Tykkelse 50 mm

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:			DEBUR AND BREAK SHARP EDGES			DO NOT SCALE DRAWING			REVISION					
DRAWN						TITLE:						Del 21					
CHK'D						DRAWING											
APPV'D						21_overflate_boredekk											
MFG						SCALE:1:500											
Q.A						MATERIAL:						SHEET 1 OF 1					
						WEIGHT:											



VIEW  
SCALE 1 : 50

Tykkelse 35 mm

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:

Del 22

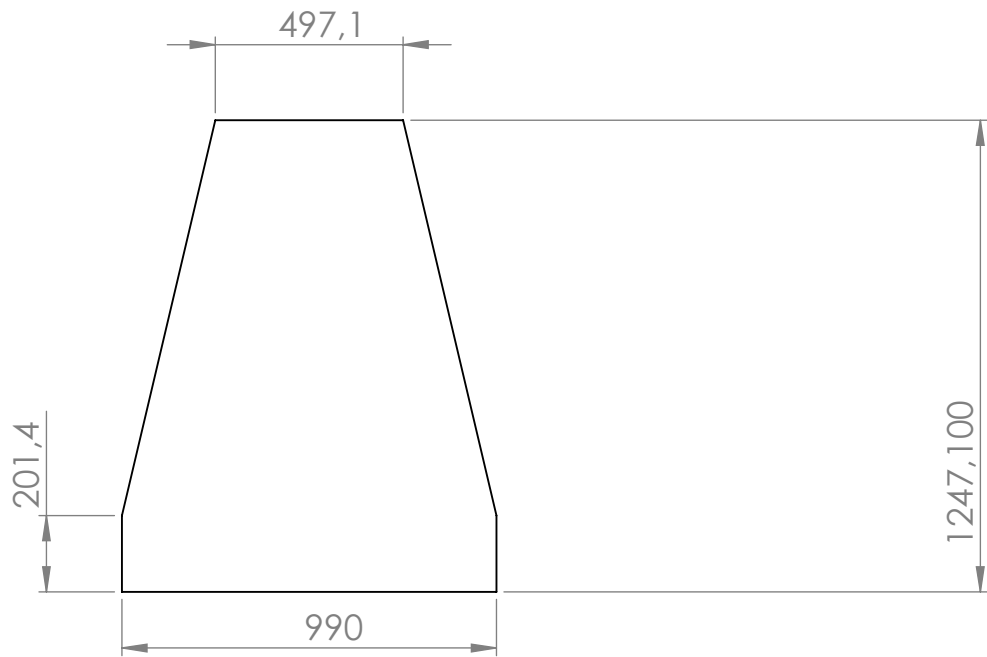
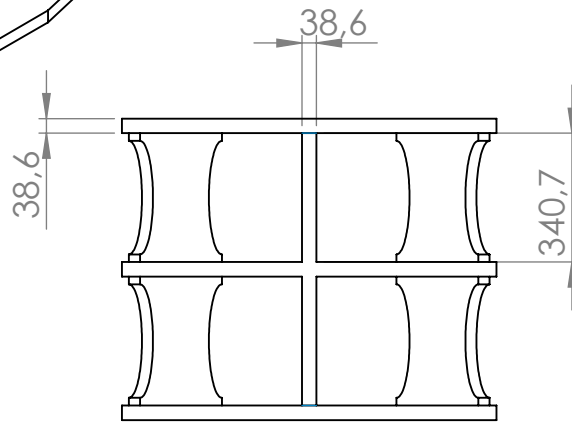
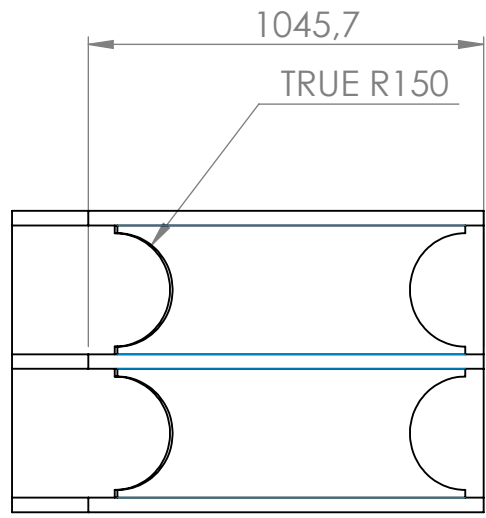
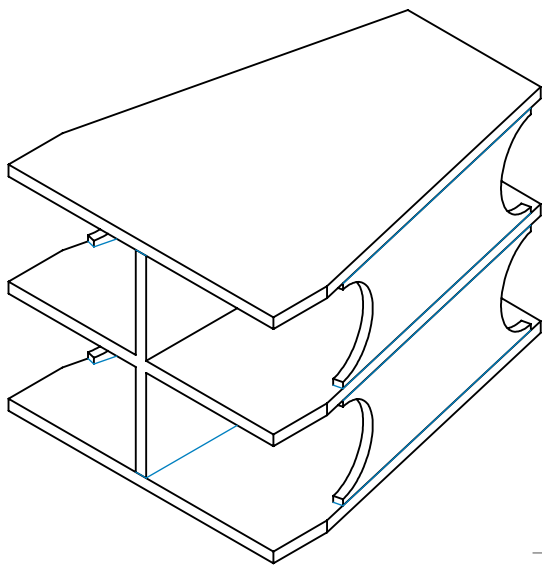
DWG NO:

22\_Baerebjelke\_tverr\_2

A4

SCALE:1:100

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

Del 23

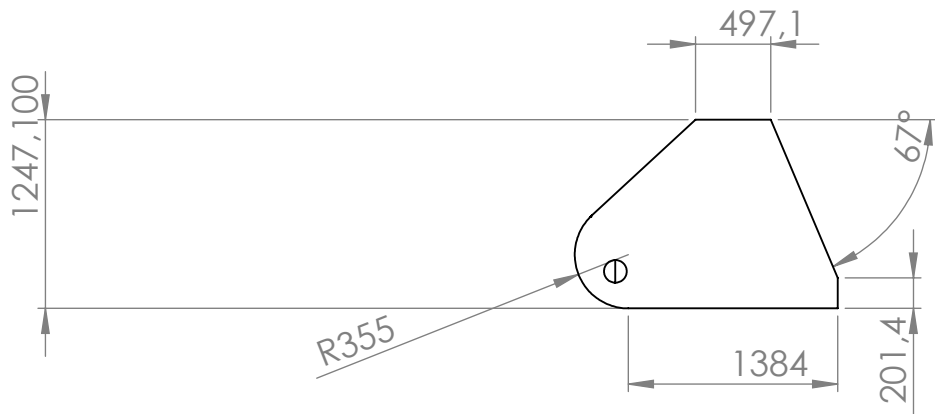
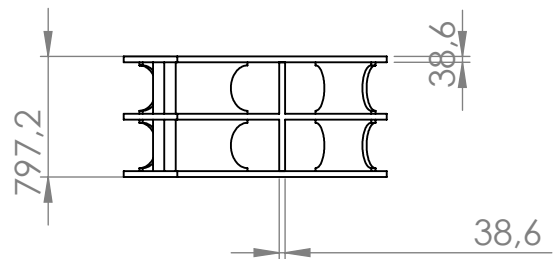
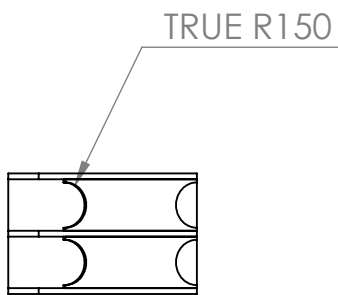
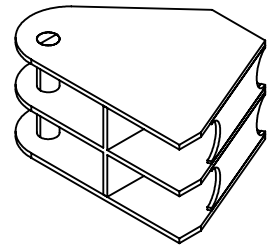
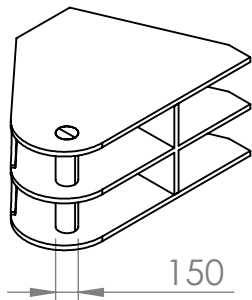
DWG NO.

23\_Labb\_bore

A4

SCALE:1:20

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

Del 24

DWG NO

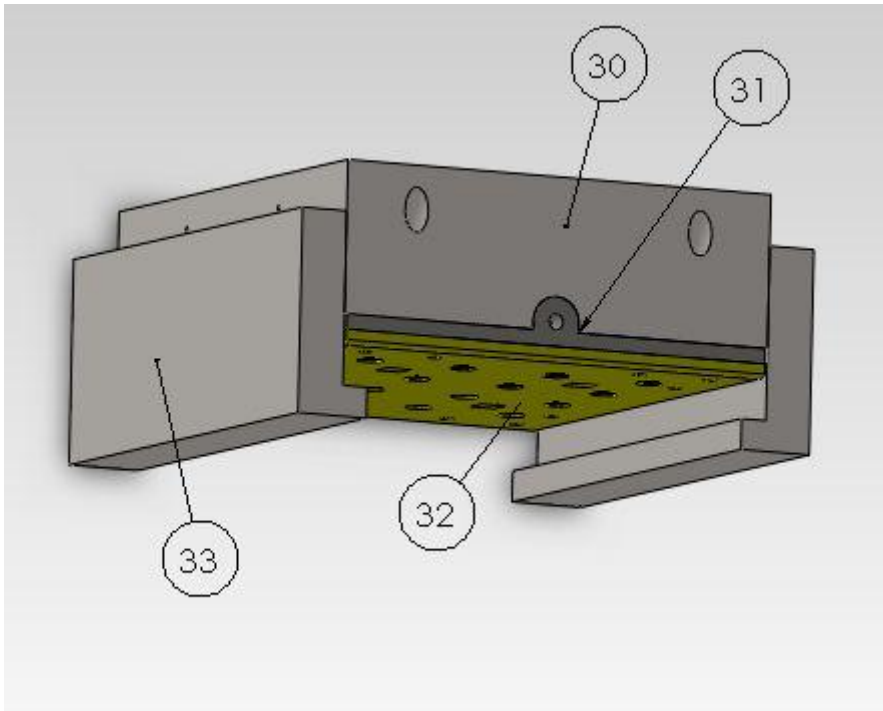
24\_Labb\_bore\_hydr A4

SCALE:1:50

SHEET 1 OF 1

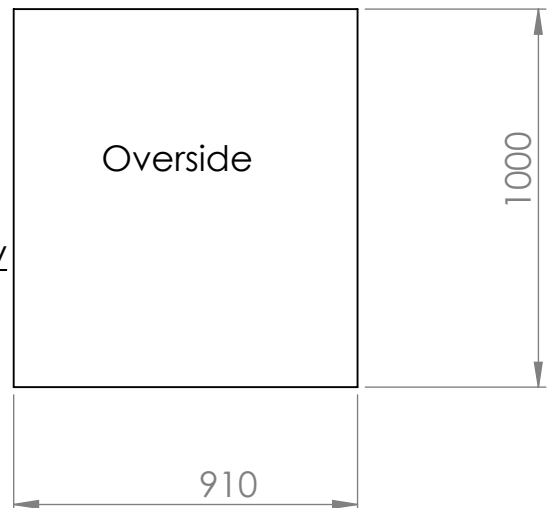
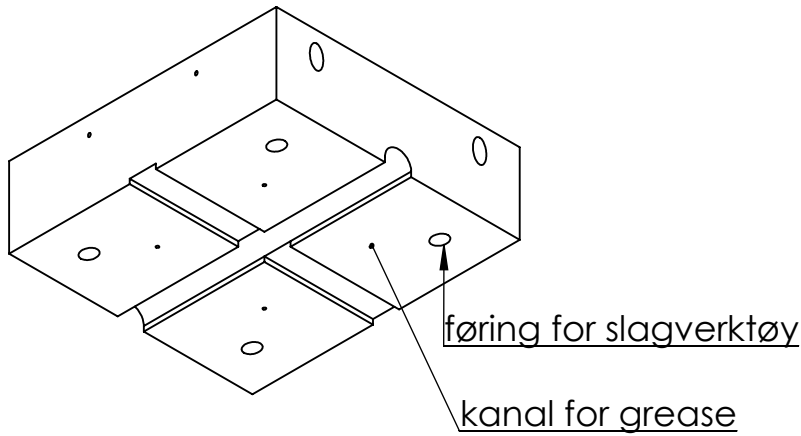
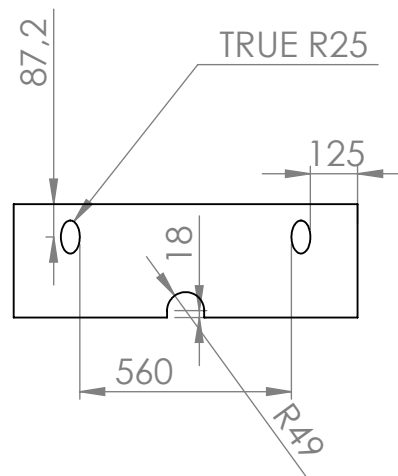
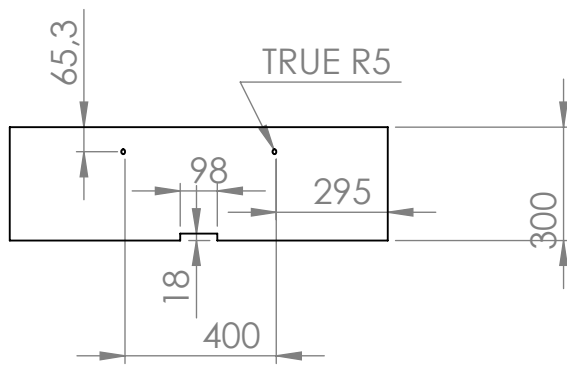
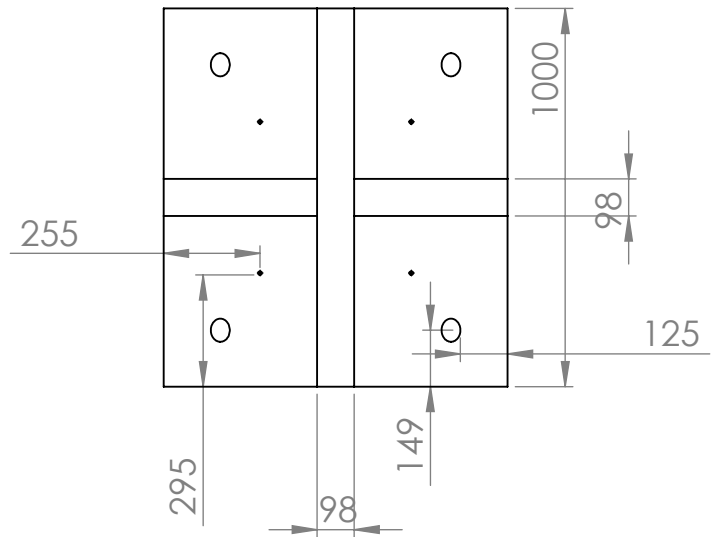
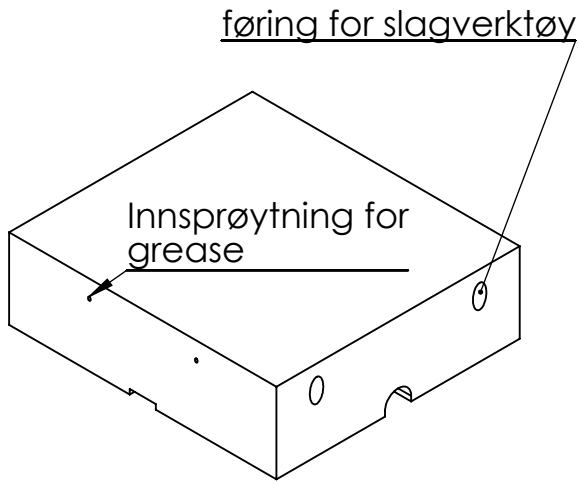
## Tegninger for modell av glidesko

Med utgangspunkt i nummerering som på Figur 1, er det laget målsatte tegninger for glideskoen.



Figur 1: Nummererte deler på glideskoen.





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

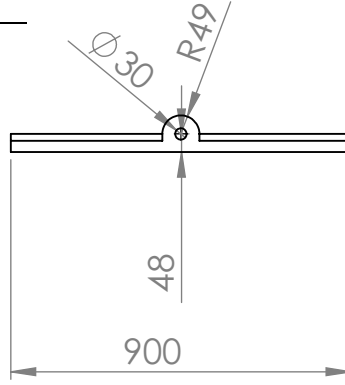
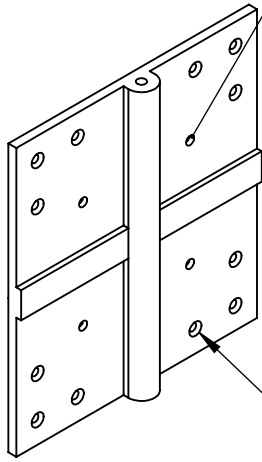
DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

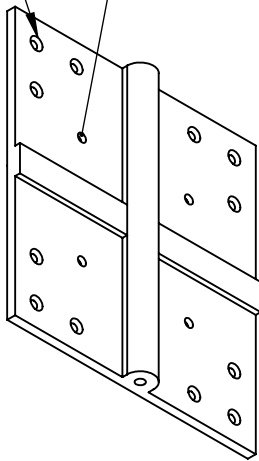
TITLE:	Del 30
DWG No:	30_Festepkt_labb_ny
SCALE:	1:20
SHEET:	1 OF 1

Gjennomføring for grease

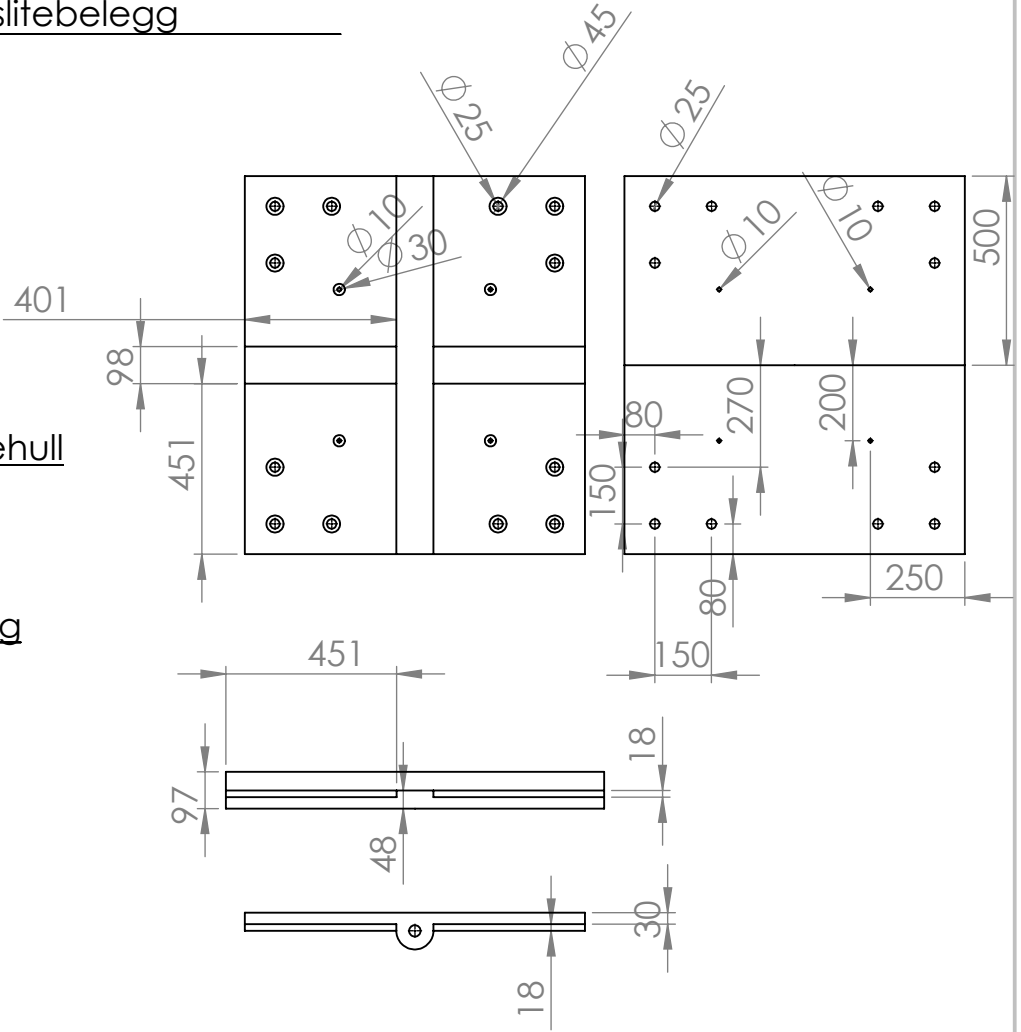


Hull for innfesting av slitebelegg

Forsenking av skruerhull



Forsenking



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:	Del 31
DWG NO:	31_Plate_slitesko_nytt
SCALE:	1:20
SHEET:	1 OF 1

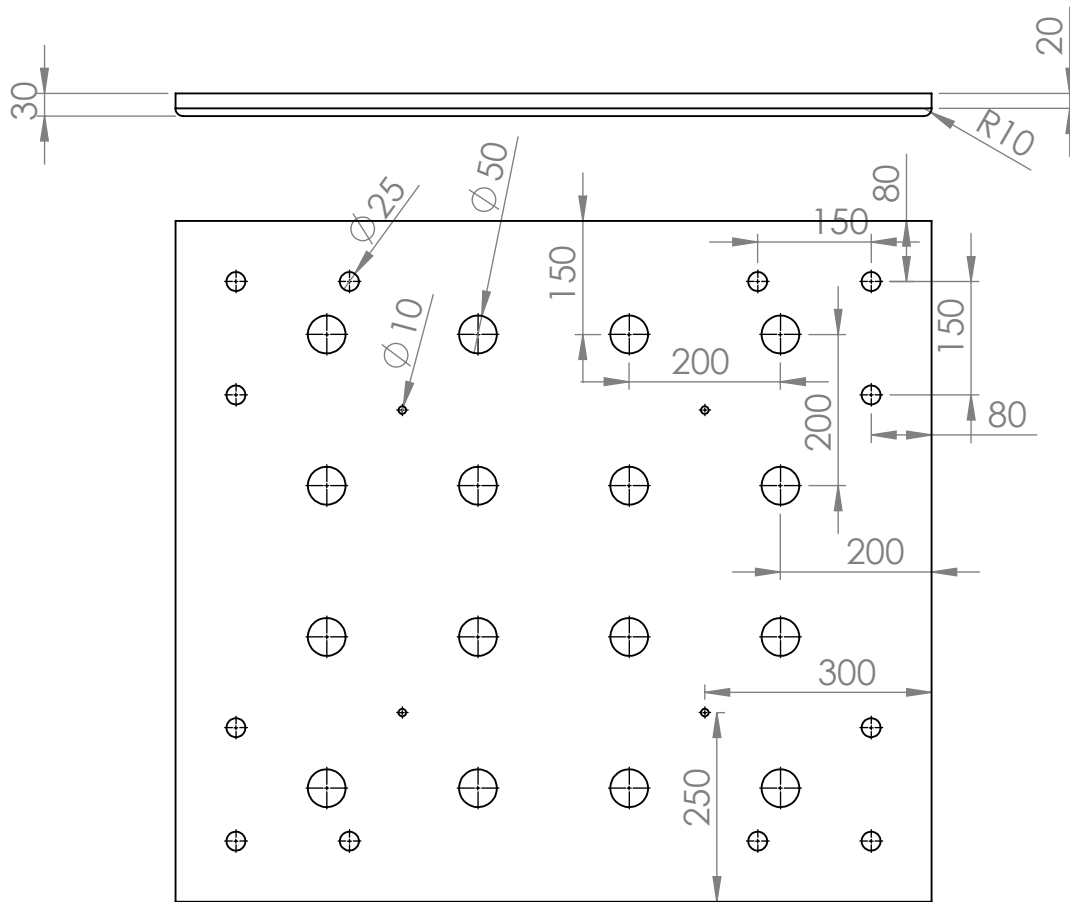
Festepunkt for slitebelegg

Bronse

Grease dyse

Utfresning 5 mm dyp

Hull fylt med PTFE tørstoff



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:

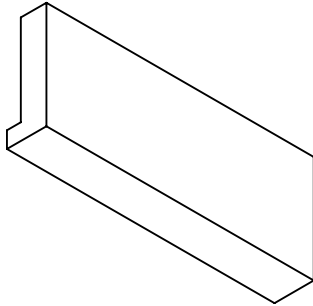
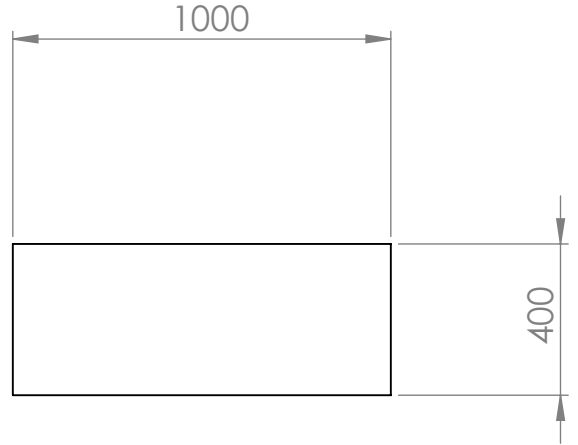
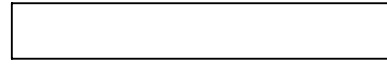
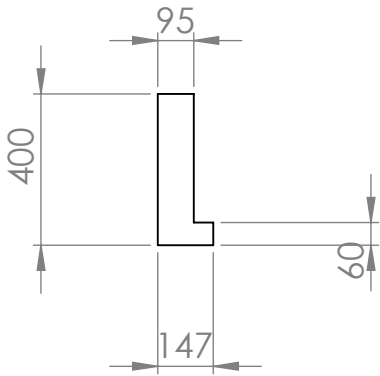
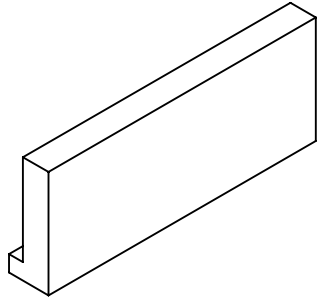
Del 32

DWG NO.

32\_slitebelegg\_nytt A4

SCALE:1:10

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

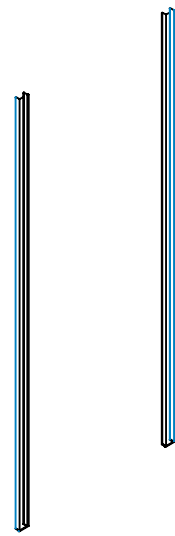
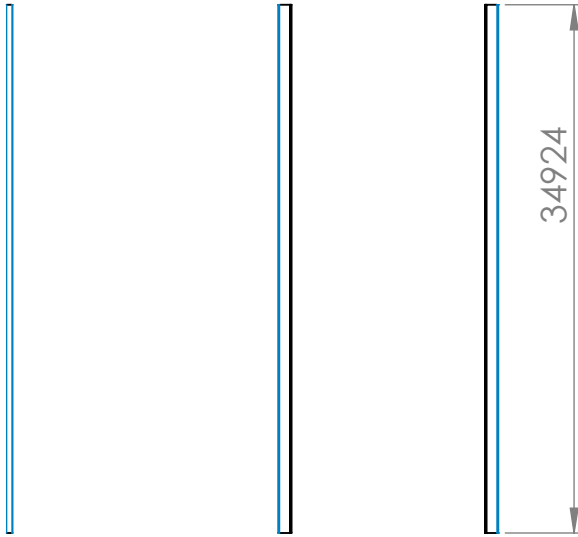
Del 33

33\_Styreklosser\_nytt\_lager

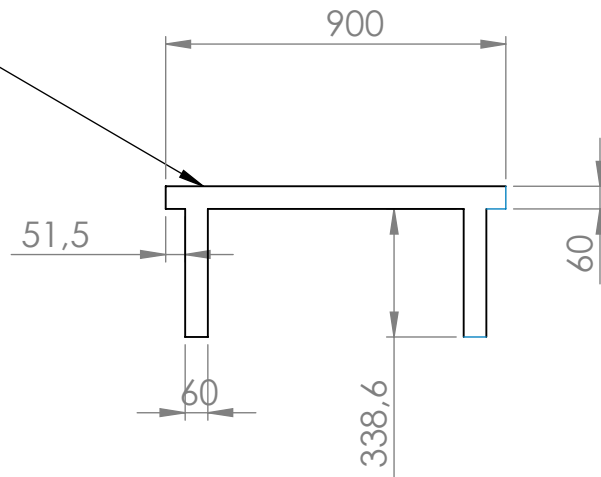
DWG NO.

SCALE:1:20

SHEET 1 OF 1



Scale 1:20



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

DWG NO.

Nedreskiddeskinner\_ny

SCALE:1:500

SHEET 1 OF 1

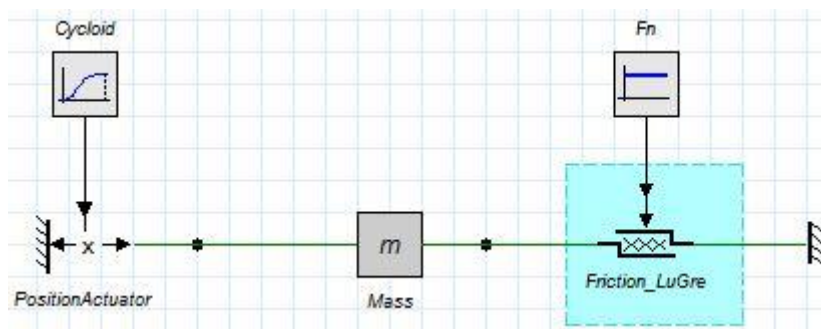
# **Vedlegg 3:**

# **Friksjonstest**

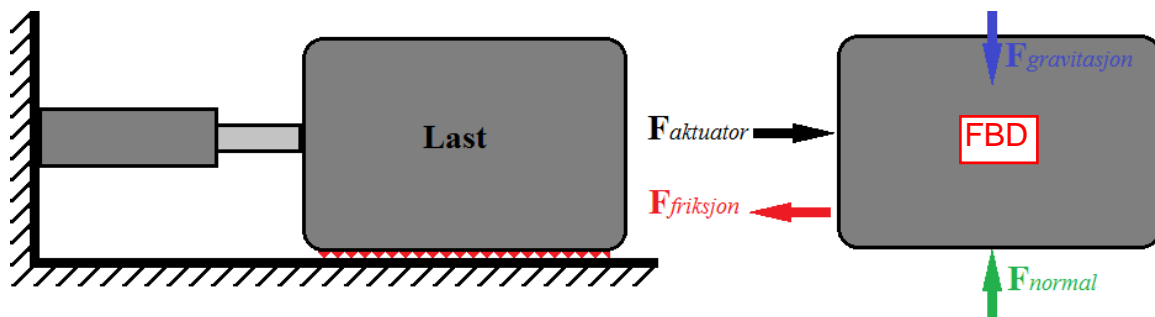
---

# Testoppsett og formål

Testen er satt opp i simuleringsprogrammet 20-Sim, som vist i Figur 1. En ideell aktuator bestemmer posisjonen til massen, se Figur 2. At aktuatoren er ideell betyr at den kan generere uendelig mye kraft, slik at massen følger referansesignalet uansett motstand. Referansesignalet er i dette tilfellet en sykloide som stiger fra 0 meter til 1 meter iløpet av 36 sekunder, som gir en maksimal hastighet på 0,0556 m/s. Denne hastigheten tilsvarer spesifikasjonene fra Johnson Metall AB brukt i hovedrapportens kapittel 4.3.3. Aktuatoren skyver på en masse som igjen blir påvirket av en friksjonskraft, modellert som en LuGre-friksjon. Siden kontaktflatene mellom skiddeskinne og labb blir sett på som horisontal, er normalkraften på  $F_n$  gitt av massen vekt for alle testene. Massen tilfører også systemet treghet. Under simuleringen benyttes en integrator av typen; fjerde ordens Runge-Kutta med fastsatt tidsinkrement på  $2 \cdot 10^{-5}$  s.



Figur 1: Simuleringsoppsett i 20-Sim.



Figur 2: Prinsipiell testskisse.

Formålet med testen er å se hvilke krefter som kreves av aktuatorene i skiddesystemet ved forskjellige lasttilfeller, samt å observere hvilke parametere i LuGre-modellen som gir sannsynlige resultater. Dette gir kunnskap om hvor mye last som kan legges på en skinne før tilgjengelig aktuatorkraft ikke vil kunne forflytte lasten. Hvert lasttilfelle blir testet for tre forskjellige sett med friksjonskoeffisienter som vist i Tabell 1, og tre forskjellige verdier for Stribeckhastighet. Tilsammen ni tester (argumentasjon for disse parametrene finnes i hovedrapporten, Kap 4.2.2). Verdiene som leses av er stiksjonskraften (fririvningskraften)  $F_s$  samt maksimal friksjonskraft  $F_{frik}$  og aktuatorkraft  $F_{aktuator}$  ved glid. Det mest vesentlige er fririvningskraften  $F_s$  som forteller om friksjonen blir for stor ved start av skidding i forhold til tilgjengelig aktuatorkraft. I testene tas det forbehold om at hver aktuator alene må kunne flytte lasten som hviler på skinnen den opererer. Referanseaktuatorene det testes mot har en kraftekvivalent på 420mT, og derfor er det denne referansekraften testdataene sammenliknes med.

Angående grafer fra testene er det i denne rapporten kun inkludert et representativt utvalg som viser forandringene for hver parameterendring. Alle grafene/plottene ligger vedlagt på minnepennen under mappen «friksjonstest», sortert etter lasttilfelle. Tolkning av testresultatene står oppført på siste side i denne rapporten.

Coulombkoeffisient, $\mu_c$	Stiksjonskoeffisient, $\mu_s$	
0,34	0,51	Worst case
0,2	0,275	Normal
0,1	0,15	Idéell

Tabell 1: Friksjonskoeffisientene som benyttes i testen.

## Testresultater

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	4105,8	3357,2	3359,1
0,34	0,51	0,001	4961,4	3357,2	3359,4
0,34	0,51	0,01	5002,3	3357,2	3359,4
0,2	0,275	0,0001	2420,9	1983,8	1986
0,2	0,275	0,001	2688	1983,8	1986
0,2	0,275	0,01	2697,6	1983,8	1986
0,1	0,15	0,0001	1364,8	1002,8	1005
0,1	0,15	0,001	1468,3	1002,8	1005
0,1	0,15	0,01	1471,5	1002,8	1005

Tabell 2: Testresultat ved 1000 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	4516,3	3692,9	3695,4
0,34	0,51	0,001	5457,6	3692,9	3695,4
0,34	0,51	0,01	5502,6	3692,9	3695,4
0,2	0,275	0,0001	2663	2182,2	2184,6
0,2	0,275	0,001	2956,8	2182,2	2184,6
0,2	0,275	0,01	2967,4	2182,2	2184,6
0,1	0,15	0,0001	1501,3	1103,1	1105,5
0,1	0,15	0,001	1615,2	1103,1	1105,5
0,1	0,15	0,01	1618,6	1103,1	1105,5

Tabell 3: Testresultat ved 1100 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	4926,9	4028,6	4031,3
0,34	0,51	0,001	5953,7	4028,6	4031,3
0,34	0,51	0,01	6002,8	4028,6	4031,3
0,2	0,275	0,0001	2905,1	2380,6	2383,2



0,2	0,275	0,001	3225,6	2380,6	2383,2
0,2	0,275	0,01	3237,2	2380,6	2383,2
0,1	0,15	0,0001	1637,7	1203,4	1206
0,1	0,15	0,001	1761	1203,4	1206
0,1	0,15	0,01	1765,8	1203,4	1206

Tabell 4: Testresultat ved 1200 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	5337,5	4364,4	4367,2
0,34	0,51	0,001	6449,9	4364,4	4367,2
0,34	0,51	0,01	6503,1	4364,4	4367,2
0,2	0,275	0,0001	3147,1	2578,9	2581,8
0,2	0,275	0,001	3494,4	2578,9	2581,8
0,2	0,275	0,01	3506,9	2578,9	2581,8
0,1	0,15	0,0001	1774,2	1303,6	1306,5
0,1	0,15	0,001	1908,8	1303,6	1306,5
0,1	0,15	0,01	1912,9	1303,6	1306,5

Tabell 5: Testresultat ved 1300 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	5748,1	4700,1	4703,2
0,34	0,51	0,001	6946	4700,1	4703,2
0,34	0,51	0,01	7003,3	4700,1	4703,2
0,2	0,275	0,0001	3389,2	2777,3	2780,4
0,2	0,275	0,001	3763,2	2777,3	2780,4
0,2	0,275	0,01	3776,7	2777,3	2780,4
0,1	0,15	0,0001	1910,7	1403,9	1407
0,1	0,15	0,001	2055,7	1403,9	1407
0,1	0,15	0,01	2060,1	1403,9	1407

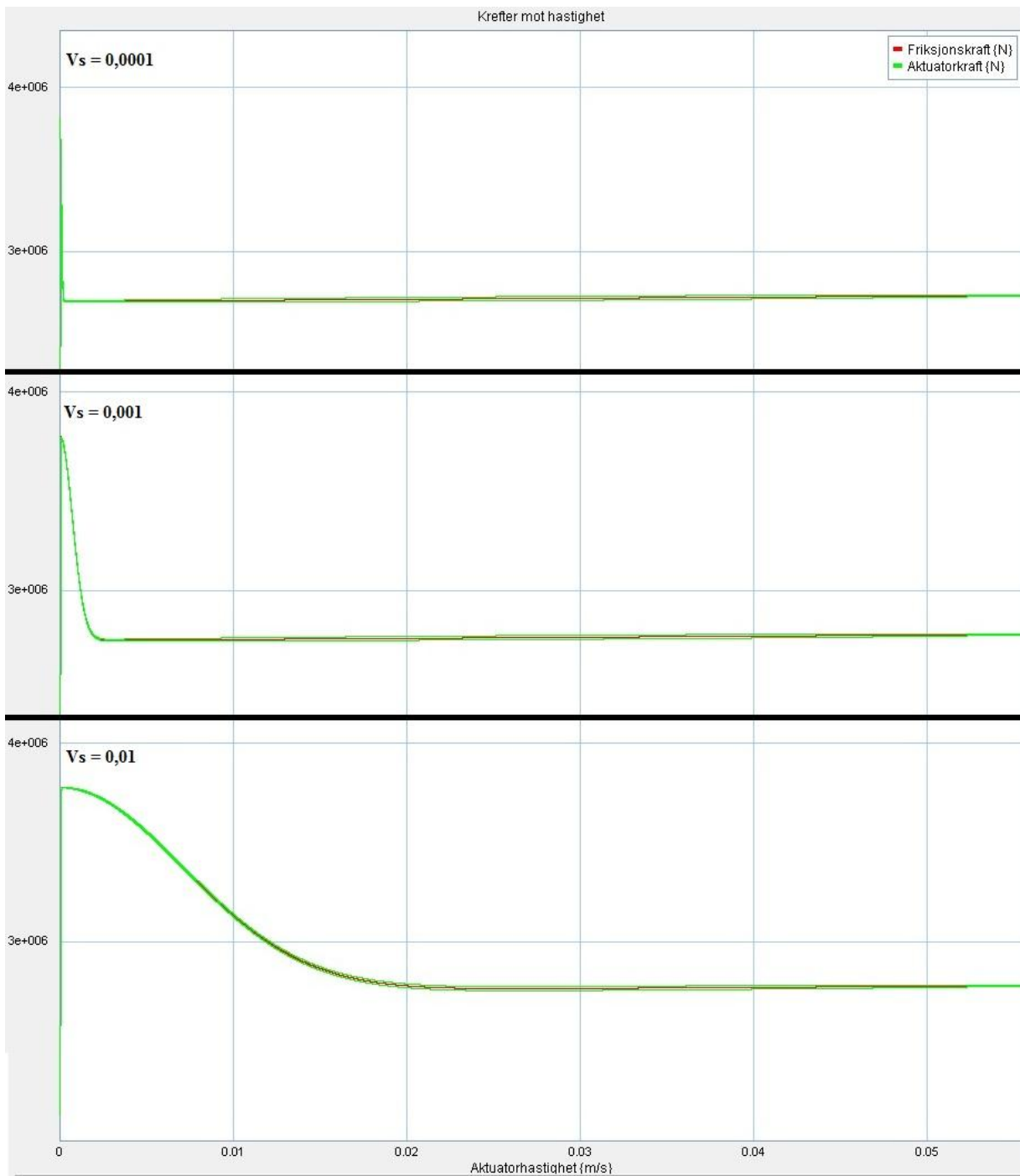
Tabell 6: Testresultat ved 1400 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	6158,6	5035,8	5039,1
0,34	0,51	0,001	7442,1	5035,8	5039,1
0,34	0,51	0,01	7503,5	5035,8	5039,1
0,2	0,275	0,0001	3631,3	2975,7	2979
0,2	0,275	0,001	4032	2975,7	2979
0,2	0,275	0,01	4046,5	2975,7	2979
0,1	0,15	0,0001	2047,2	1504,2	1507,5
0,1	0,15	0,001	2202,5	1504,2	1507,5
0,1	0,15	0,01	2207,2	1504,2	1507,5

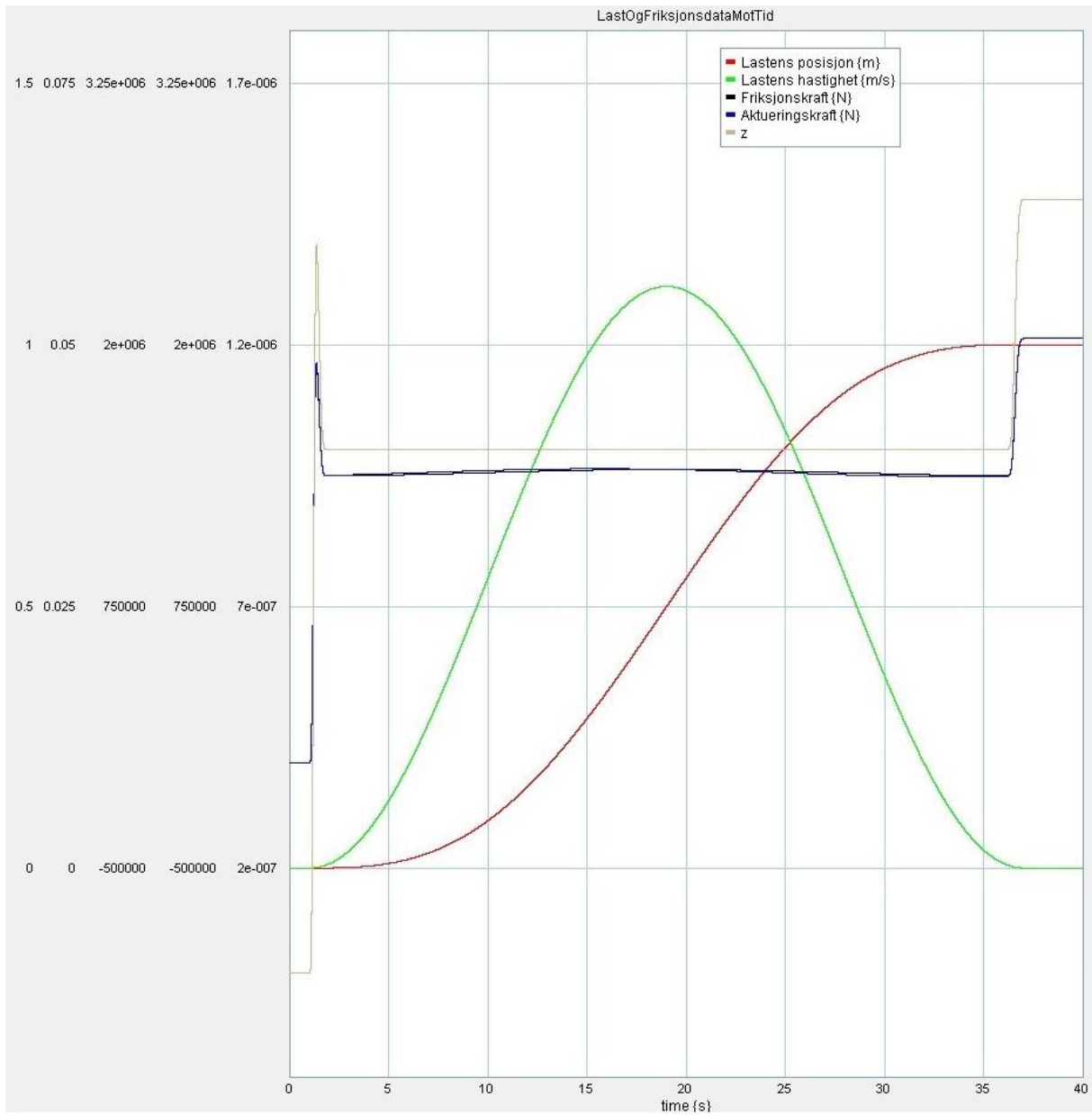
Tabell 7: Testresultat ved 1500 mT last.

$\mu_c$	$\mu_s$	$v_s$ [m/s]	$F_s$ [kN]	Maks Ffrik, glid [kN]	Maks Faktuator, glid [kN]
0,34	0,51	0,0001	6569,2	5371,5	5375,1
0,34	0,51	0,001	7938,3	5371,5	5375,1
0,34	0,51	0,01	8003,8	5371,5	5375,1
0,2	0,275	0,0001	3873,4	3174,1	3177,6
0,2	0,275	0,001	4300,8	3174,1	3177,6
0,2	0,275	0,01	4316,2	3174,1	3177,6
0,1	0,15	0,0001	2183,7	1604,5	1608
0,1	0,15	0,001	2349,3	1604,5	1608
0,1	0,15	0,01	2354,4	1604,5	1608

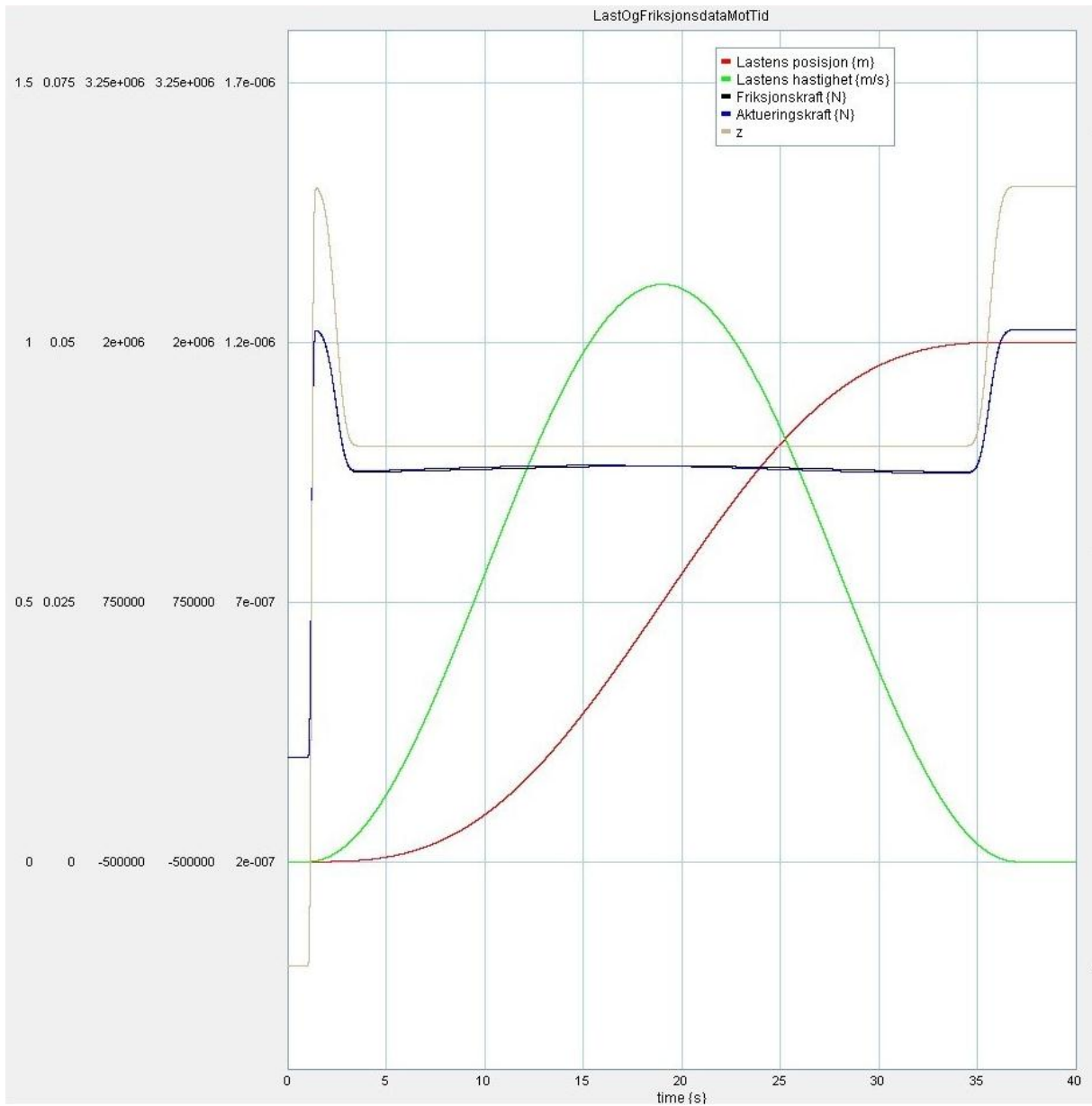
Tabell 8: Testresultat ved 1600 mT last.



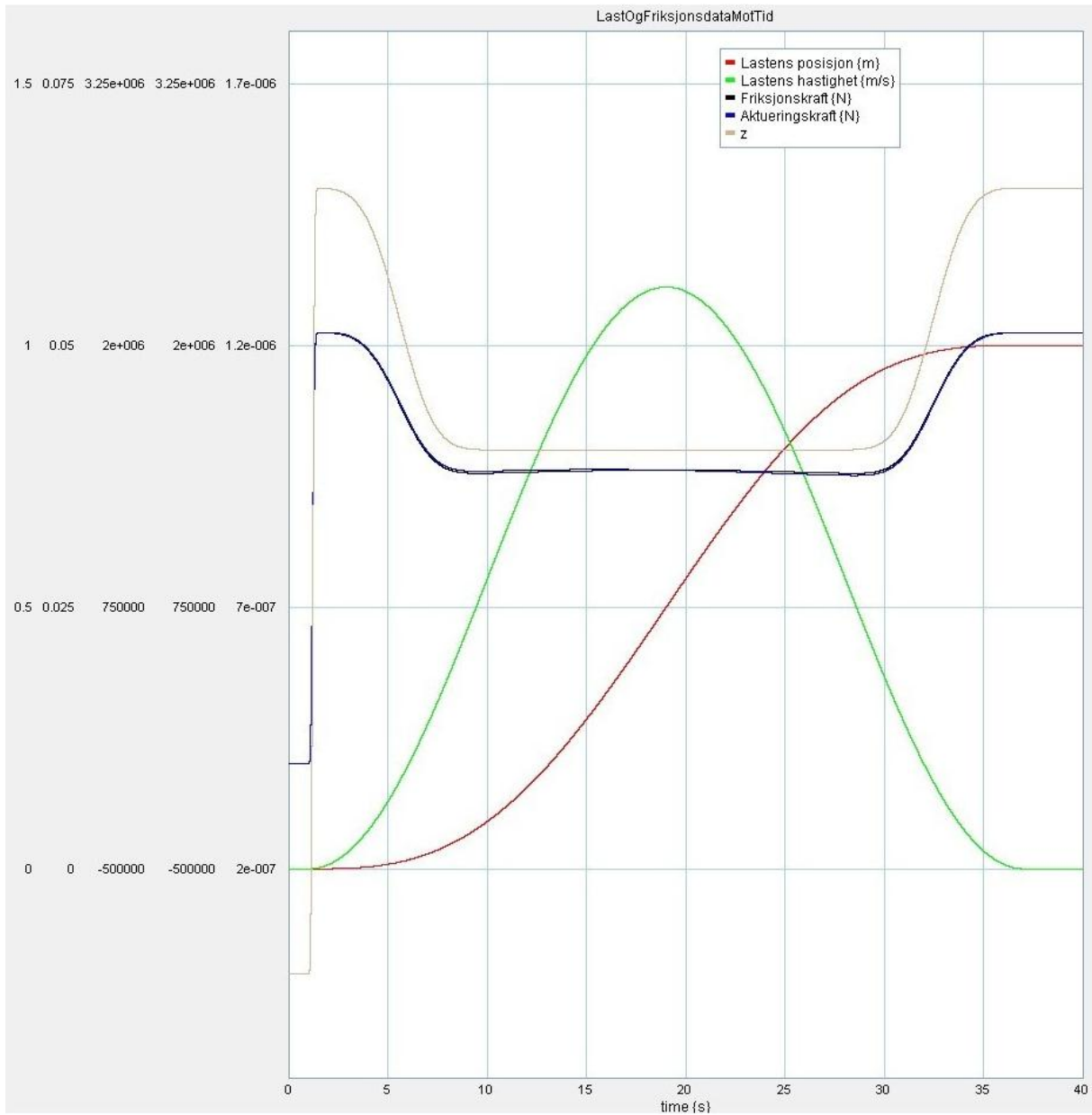
Figur 3: Sammenklippede grafer viser hvordan Striebeckhastigheten endrer resultatet. Grafene er fra testene med normale friksjonskoeffisienter og 1400 mT lasttilfelle. X-aksen er hastighet [m/s] og y-aksen er kraft [N].



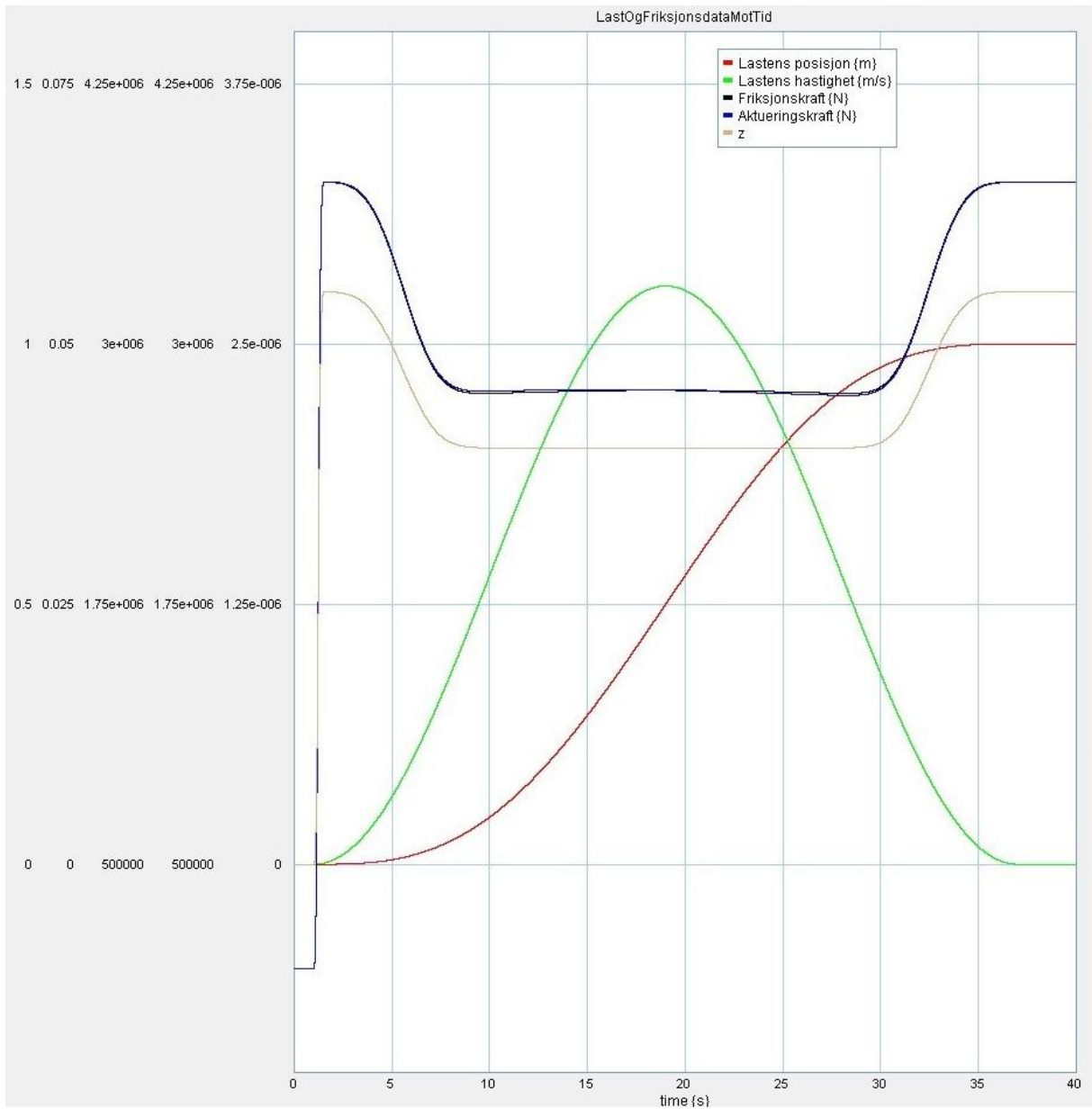
Figur 4: 1400 mT lasttilfelle. Ideelle friksjonskoeffisienter og stribeckhastighet  $v_s=0,0001$ . Rød graf følger y-skalaen lengst til venstre, grøn graf følger y-skala nummer to fra venstre osv.



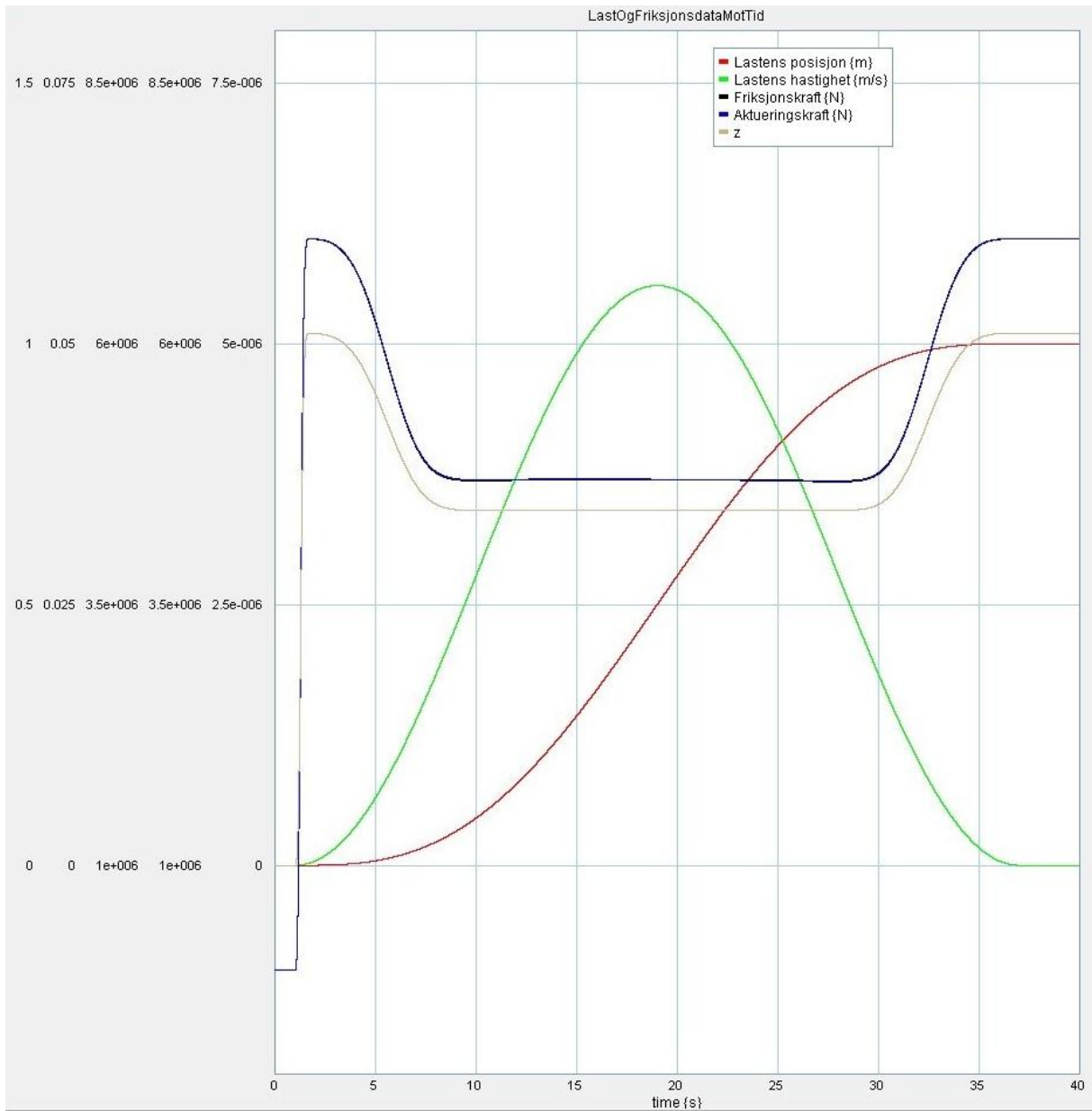
Figur 5: 1400 mT lasttilfelle. Ide lle friksjonskoeffisienter og stripeb hastighet  $v_s=0,001$ . R d graf følger y-skalaen lengst til venstre, grøn graf følger y-skala nummer to fra venstre osv.



**Figur 6: 1400 mT lasttilfelle. Ideelle friksjonskoeffisienter og stripekshastighet  $v_s=0,01$ . Rød graf følger y-skalaen lengst til venstre, grøn graf følger y-skala nummer to fra venstre osv.**



Figur 7: 1400 mT lasttilfelle. Normale friksjonskoeffisienter og stribeckhastighet  $v_s=0,01$ . Rød graf følger y-skalaen lengst til venstre, grøn graf følger y-skala nummer to fra venstre osv.



**Figur 8: 1400 mT lasttilfelle. Worst case friksjonskoeffisienter og stripehastighet  $v_s=0,01$ . Rød graf følger y-skalaen lengst til venstre, grøn graf følger y-skala nummer to fra venstre osv.**



# Tolkning av resultatene

## Friksjonskoeffisienter

Konstruksjonens totale masse regnes som 2000 mT. Det vil si at lasttilfellet med 1000 mT last på en skinne er det idéelle lasttilfellet da dette gir lik belastning på begge skinnene understrukturen hviler på. Allerede ved dette lasttilfellet blir det tydelig at worst case friksjonskoeffisienter vil føre til meget høye krefter. Allerede ved laveste Stribeckhastighet gitt ved  $v_s = 0,0001$ , observeres en stiksjonskraft på (vist i Tabell 2);

$$F_s = 4105,8 \text{ kN} = 9,81 \text{ m/s}^2 * 418,53 \text{ mT}$$

Ved mer sannsynlige Stribeckhastigheter som  $v_s = 0,01$  observeres det;

$$F_s = 5002,3 \text{ kN} = 9,81 \text{ m/s}^2 * 509,92 \text{ mT}.$$

Dette peker mot at skidding, uansett lasttilfelle, krever lavere friksjonskonstanter enn ved tørr kontakt mellom bronse og stål. Eller at aktuatoren yter en høyere kraftekivalent enn 420 mT. For videre arbeid tas det, med bakgrunn i disse testene, utgangspunkt i at kraftekivalenten fra sylindrerne bør overstige 510 mT.

## Stribeckhastighet

Angående valg av Stribeckhastighet for friksjonmodellen som skal benyttes i den endelige dynamiske modellen, kan det antas at den skal settes til den høyeste av verdiene testen omfatter. Det vil si  $v_s = 0,01$ .

Figur 3, som omfatter de normale friksjonskoeffisientene ved 1400mT last, er representativ for Stribeckhastighetens effekt for alle testene. Der kan det sees at fra  $v_s = 0,0001$  til  $v_s = 0,001$  er det et signifikant sprang i stiksjonskraftens amplitude ( $F_s$ ), hvilket bekreftes i Tabell 6, Tabell 7 og Tabell 8. Endring av Stribeckhastigheten fra  $v_s = 0,001$ , til  $v_s = 0,01$  gir lite utslag for stiksjonskraftes amplitude, men endringen gir et mye større hastighetsdomene hvor stiksjon opptrer. Dette peker mot at den laveste Stribeckhastigheten gir lite konservative resulater angående maksimal friksjonskraft og medfører derfor en risiko for underskalering av aktuatorene. I tillegg er det kun den høyeste Stribeckhastigheten som bidrar med stiksjon i et relativt stort hastighetsområde. Begge disse fenomenene kan også observeres ved å sammenligne Figur 4, Figur 5 og Figur 6. Å se vekk fra at slik stiksjon kan oppstå ville være lite konservativt. Derfor er det den høyeste Stribeckhastigheten som vil gi reguleringssystemet mest utfordring, og da bør benyttes i den ferdige dynamiske modellen og videre analyser. Med dette som utgangspunkt kan det leses fra Figur 3 at stiksjon opphører ved hastigheter over  $\approx 0,02 \text{ m/s}$ . Dataene i grafene viser at Stribeckhastigheten ikke har noe innvirkning på friksjonskreftene over denne hastigheten, og påvirker derfor ikke glidefriksjonen.

## Lasttilfelle

Dataene som presenteres her er gitt ut ifra forutsetning om at den høyeste Stribeckhastigheten benyttes, og en aktuator kraftekivalent på 510 mT. Med denne forutsetningen kan det sees at det høyest tillatte lasttilfellet på en skinne kan være 1000mT ved Worst case friksjonstilfelle (Tabell 2). Men Tabell 8 viser tydelig at lasttilfelle på en skinne kan være over 1600 mT, ved normale friksjonskoeffisienter. Og det er i denne sammenheng viktig å presisere at normale

friksjonskoeffisienter, er mye mer sannsynlig å oppleve, kontra worst case friksjonstilfelle. Derfor anses det fornuftig å bruke 510 mT som dimensjonerende kraftekvivalent for understrukturen.

# **Vedlegg 4:**

# **Dynamisk modell**

---

# Testoppsett og formål

Testoppsettet er gjort i 20 Sim, og fremgangsmåten var en stegvis testprosedyre for å utvikle en hensiktsmessig dynamisk modell. Denne fremgangsmåten ble valg for å forsikre god forståelse for opphavet til diverse systemresponser. Formålet med testingen er å bli godt kjent med den dynamiske modellen internt i programmet 20Sim, før implementering i HIL-simulering. Når modellen er testet ferdig i 20Sim, er forholdene lagt til rette for å gå videre med HIL simulering.

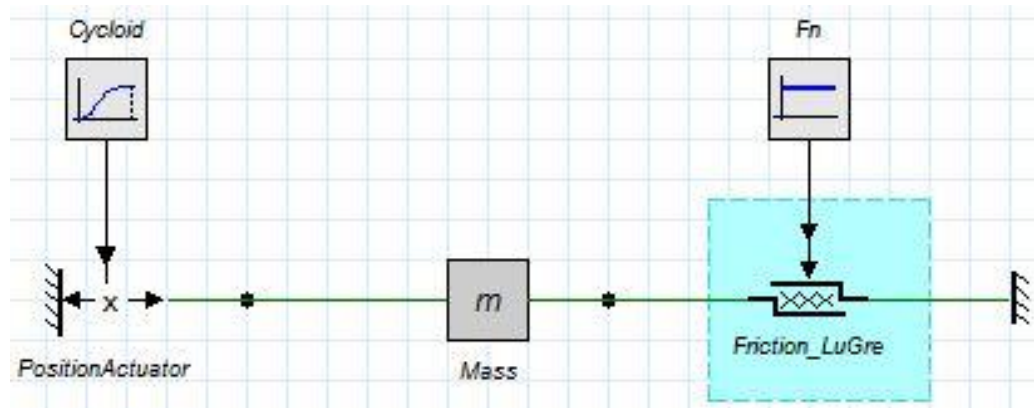
For HIL simuleringen blir den dynamiske modellen som presenteres i steg 6 videreutviklet for implementering i HIL- tester.

Første test er satt opp på samme måte, som da friksjonsmodellen ble testet. Deretter legges det til/skiftes ut komponenter i de ulike steg. For alle tester ser vi for oss en normallast på 1000 mT lagt på en skiddeskinne.

Under følger en gjennomgang testoppsett og resultater for 5 av de 6 steg som er gjennomført i testen. Steg nummer 6 er i sin helhet rapportert i hovedrapporten. Og til slutt en kort tolkning av resultatene. Alle bildefiler ligger vedlagt rett etter denne rapporten.

# Steg 1      Optimal posisjonsaktuator

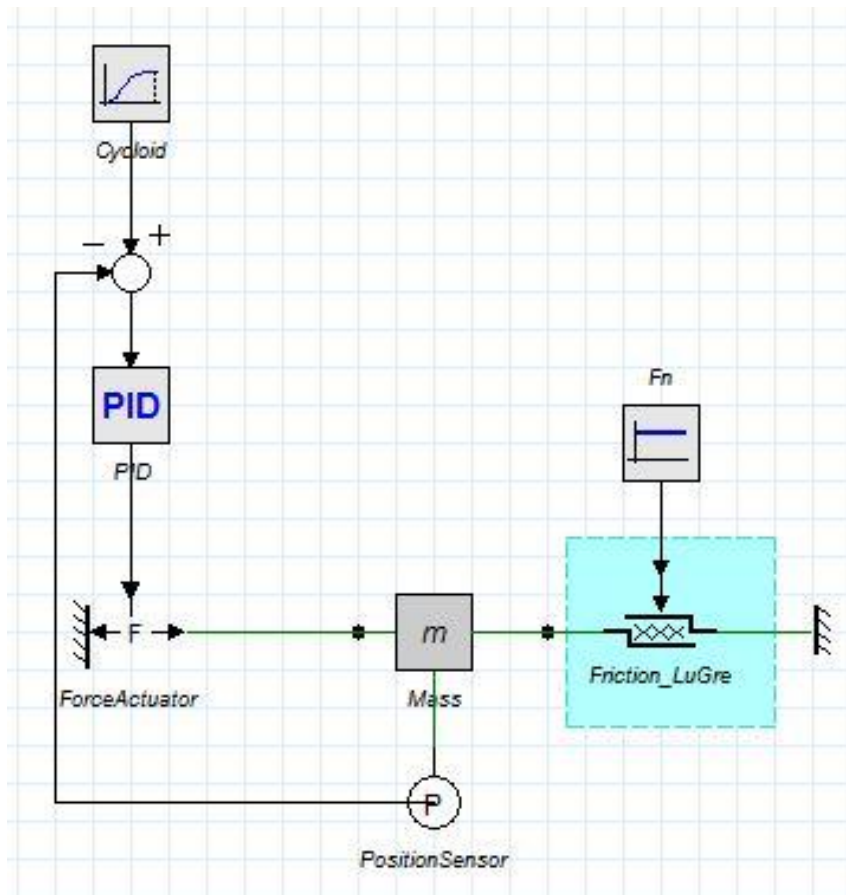
Dette er likt oppsett som under testing av friksjonsmodellen. Testen er kun kjørt for normale friksjonsverdier.



Figur 1: Simuleringsoppsett Step 1 i 20-Sim.

## Steg 2      Ideell kraftgenerator med PID

Her var en viktig del oppsett og tuning av en PID regulator, som regulerte på massens posisjon. Testen er kun kjørt for normale friksjonsverdier.



Figur 2: Steg 2. Optimal kraftgenerator styrt av PID

## Steg 3      Ideell volumstrømkilde

Her byttes posisjonsaktuatoren med et lite hydraulisk system, bestående av en ideell volumstrømkilde og en enkeltvirkende hydraulisk sylinder. Systemet styres av en PID regulator. Testen er kun kjørt for normale friksjonsverdier.

For å dimensjonere dette enkle systemet. Ble det satt følgende rammebetingelser.

$$P_{ringline} = 3000 \text{ psi} = 20,68 \text{ MPa}$$

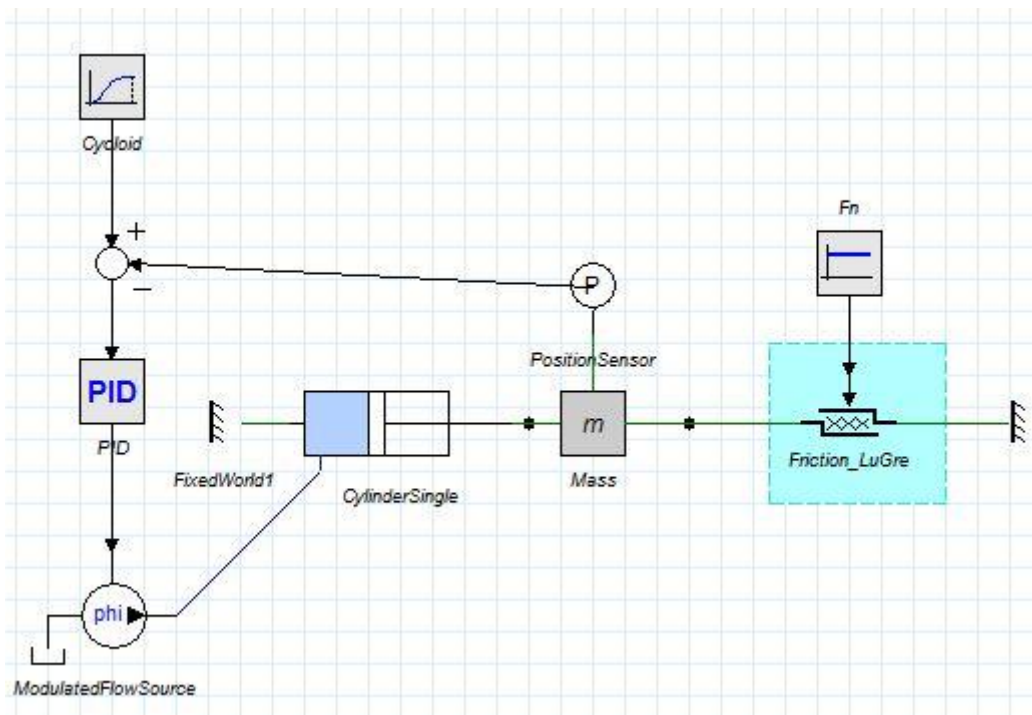
$$\eta_{Smh} = 0,9$$

$$F_{aktuator} = 420 \text{ mT} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 4120 \text{ 200 N}$$

På bakgrunn av dette ble sylinder diameter avgjort;

$$A_{stempel} = \frac{F_{aktuator}}{\eta_{Smh} * P_{ringline}} = \frac{4120 \text{ 200 N}}{0,9 * 20,68 \text{ MPa}} = 221 \text{ 373,3 mm}^2$$

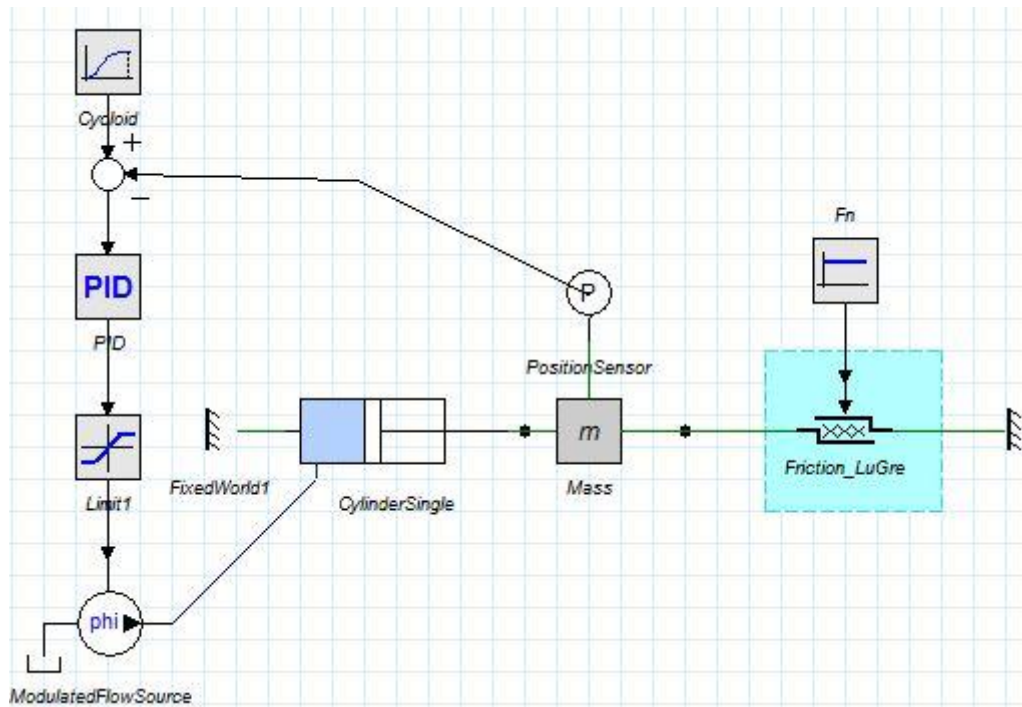
$$D_{stempel} = \sqrt{\frac{4 * A_{stempel}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 221 \text{ 373,3}}{\pi}} \text{ mm} \approx 531 \text{ mm}$$



Figur 3: Steg 3. Ideell volumstrømskilde styrt av PID regulator

## Steg 4      Ideell volumstrømkilde med begrensning

Oppsettet er likt som i steg 3 med unntak av volumstrømbegrenseren satt inn etter PID regulatoren. Volumstrømbegrenseren skal sørge for at massens hastighet ligger innenfor realistiske og forsvarlige verdier, og er satt til å være  $0,011 \text{ m}^3/\text{s}$ . Dette gir en potensiell maks hastighet på ca  $0,05 \text{ m/s}$ .



Figur 4: Steg 4. Ideell volumstrømskilde styrt av PID regulator m/begrensning på volumstrøm

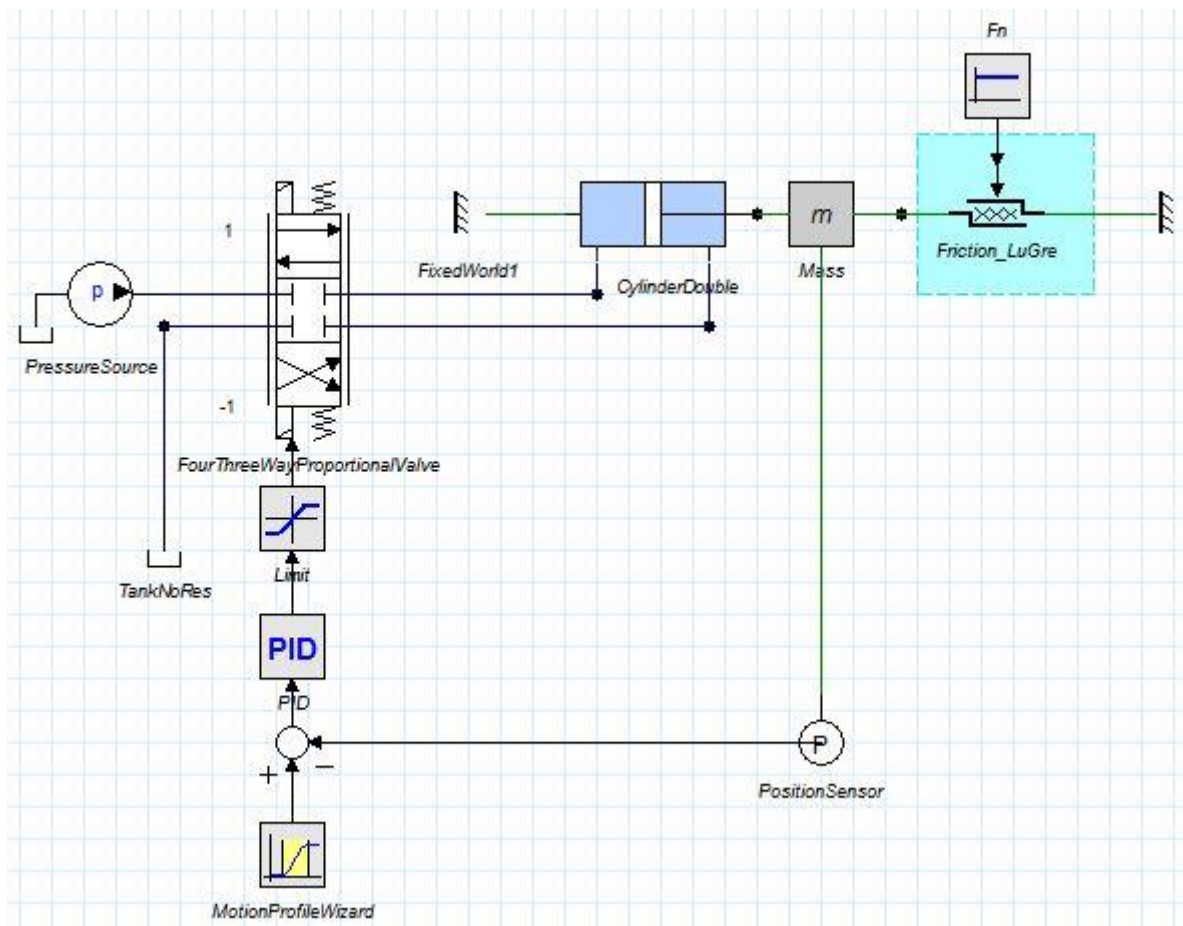


## Steg 5 Trykkilde og retningsventil

Dette er et meget omfattende steg, hvor kompleksiteten og dynamikken økes betraktelig. Ved slutt-tilstand for dette steget presenteres det en fullgod dynamisk modell for en skiddeskinne, kjørt i sin helhet i 20 Sim.

Før testene kunne utføres måtte systemet tunes for å sikre en fornuftig ytelse. For detaljer rundt denne prosessen vises det til kapitel 5 hovedrapporten, samt vedlegg om utvikling av hydraulikkmodell.

For dette steget benyttes normale friksjonskoeffisienter.



Figur 5: Steg 5. Trykkilde, retningsventil og dobbeltvirkende sylinder er inkludert

## Steg 6 Dynamisk modell klargjort for HIL

Dette steget er i sin helhet rapportert i hovedrapporten.

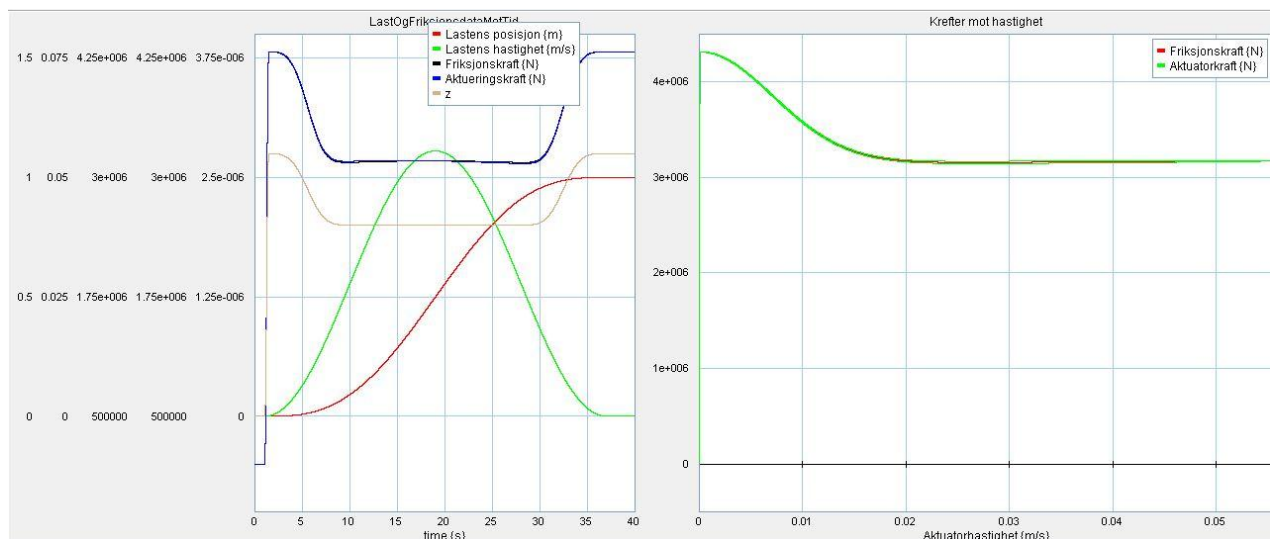
I testene benyttes normale friksjonskoeffisienter, vist i Tabell 1.

Coulombkoeffisient, $\mu_c$	Stiksjonskoeffisient, $\mu_s$	
0,34	0,51	Worst case
0,2	0,275	Normal

Tabell 1: Friksjonskoeffisientene som benyttes i testene.

## Testresultater

### Steg 1 *Optimal posisjonsaktuator*



Figur 6: Steg1. Resultater

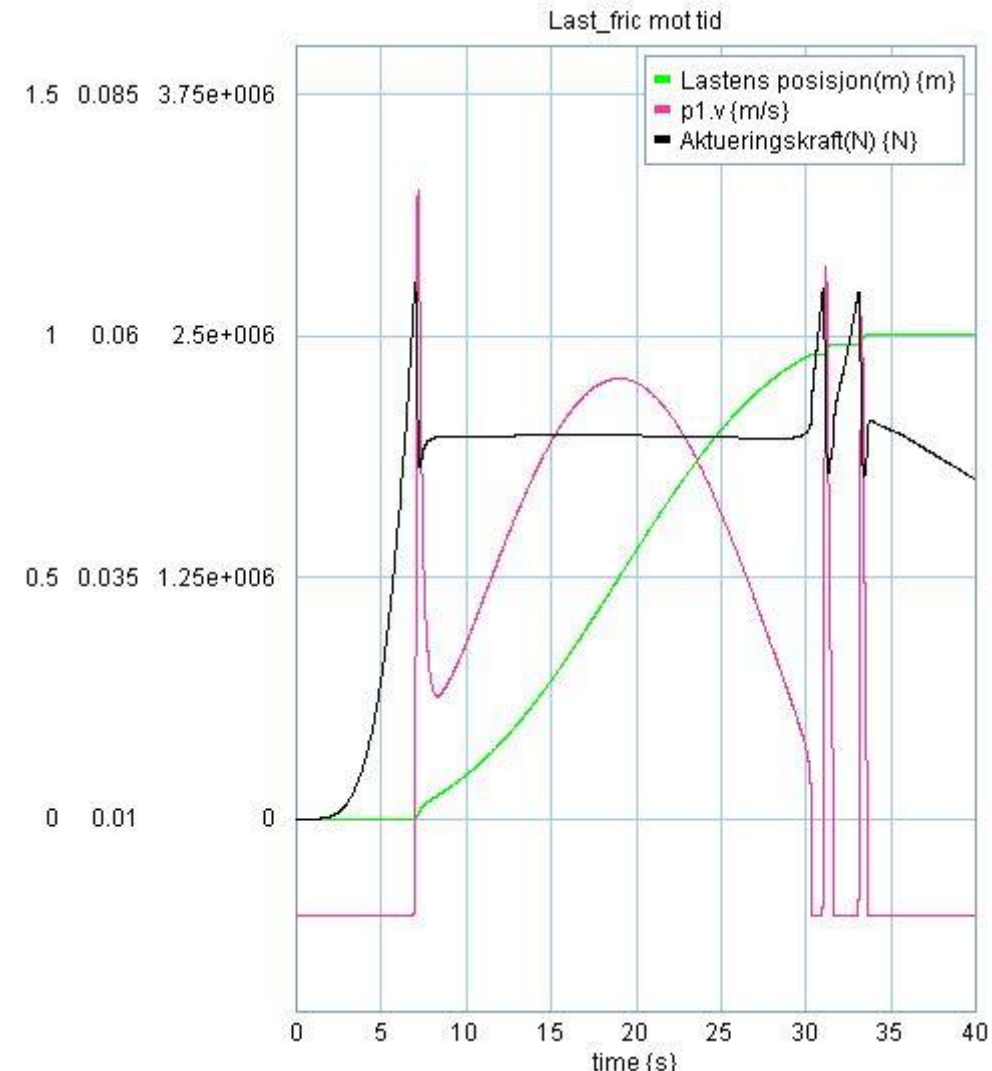
I testen forflyttes lasten fra 0 m til 1 m i løpet av ca 35 sekunder.

Som forventet gir denne testen et meget forutsigbart resultat, uten noen form for oscillasjoner. Grunnen til dette er den perfekte karakteristikken til posisjonsaktuatoren. Så det eneste som påvirker formen på disse kurvene er innstillingene av LuGre friksjonsmodellen.

## Steg 2

## Ideell kraftgenerator med PID

I testen forflyttes lasten fra 0 m til 1 m i løpet av ca 35 sekunder.



Figur 7: Steg 2. Resultater

Som disse grafene viser er det nå kommet noe mer dynamikk inn i systemet. Det er som følge av kraftgeneratoren, som styres av en PID. Det kommer noen oscillasjoner idet massen akselereres og retarderes, fordi aktuatoren må overvinne stiksjonkreftene.

PID innstillinger for denne testen er etter forsøk satt til;  $K_p = 30\,000\,000$ ,  $T_i = 0,9$ ,  $T_d = 0,4$ . Årsaken til at proporsjonalleddet her blir meget høyt, er at det er PID regulatoren som foreskriver kreftene aktuatoren leverer.

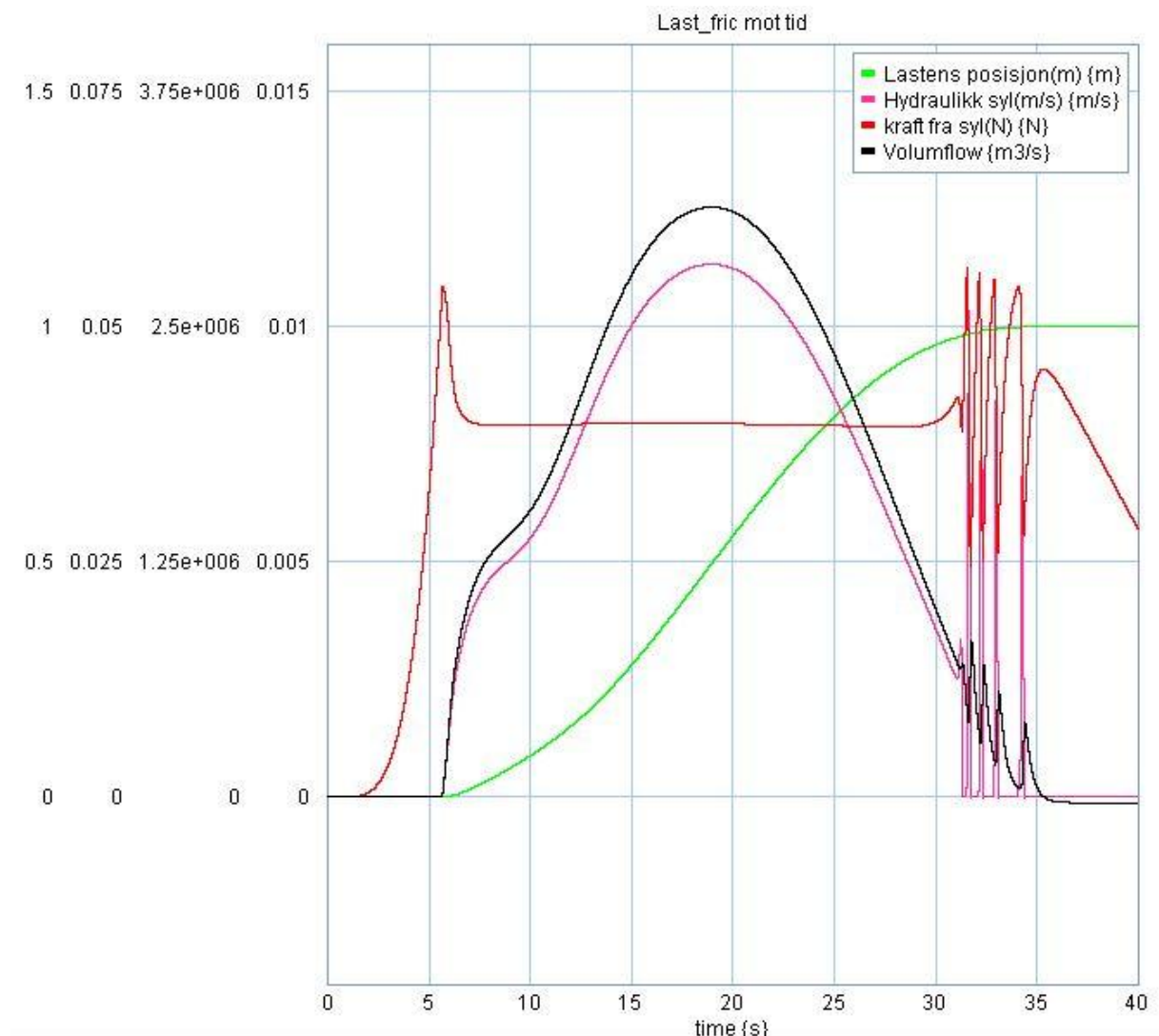
### Steg 3 *Ideell volumstrømkilde*

I testen forflyttes lasten fra 0 m til 1 m i løpet av ca 35 sekunder.

Denne konfigurasjonen gir en meget fin systemrespons da, det systemet er enkelt regulert. Volumstrømmen tvinges til å følge referansen, og med gitte PID parameter blir resultatet bra.

PID innstillinger for denne testen er etter forsøk satt til;  $K_p= 0,1$ ,  $T_i= 6$ ,  $T_d= 0,4$ .

Som Figur 8 viser er det lite å kommentere før slutten av forløpet. Oscilleringene i sylinderkraft og hastighet kommer som følge av at lasten lugger på grunn av stick/slip effekten.



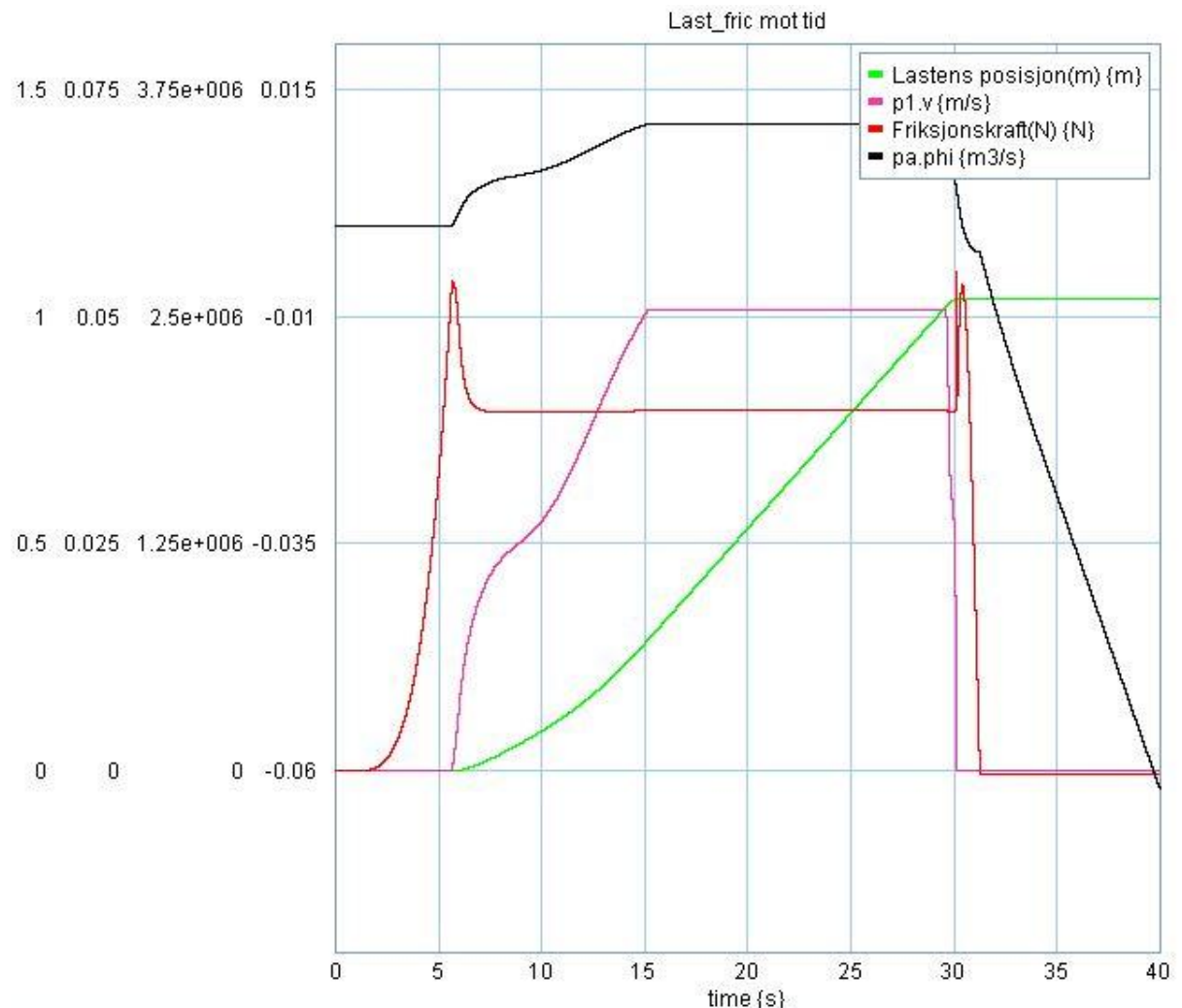
Figur 8: Steg3. Resultater.

## Steg 4 *Ideell volumstrømkilde med begrensnng*

I testen forflyttes lasten fra 0 m til 1 m i løpet av ca 40 sekunder, hvilket er en økning fra steg 3 på grunn av volumsstrømsbegrensning.

Som Figur 9 viser er resultatene her forholdsvis like som i Steg 3 sett bort ifra, volumstrømmen er begrenset. Dette gjør at systemet raskt oppnår en tilnærmet konstant hastighet.

Innstillinger av PID regulator er som i Steg 3.

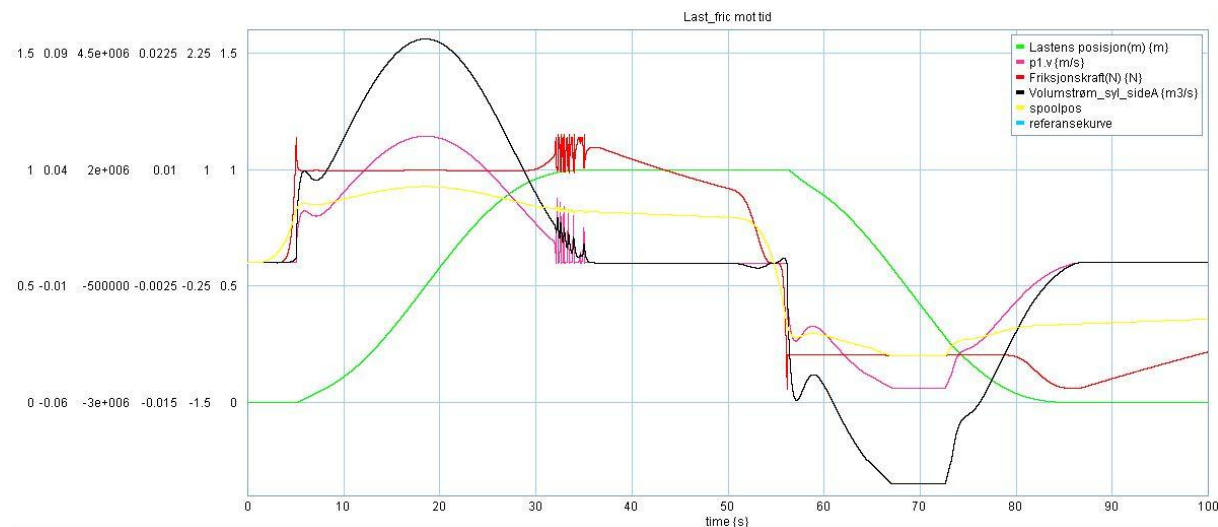


Figur 9: Steg4. Resultater

## Steg 5 Trykkilde og retningsventil

I dette steget er et komplett hydraulikksystem implementert. Under utvikling av hydraulikksystemet blir det gjort en rekke avveininger for at trykkilde, ventil, sylinder etc skal jobbe sammen på en god måte. I testen forflyttes lasten fra 0 m til 1 m og fra 1m til 0m. Begge veier ved hjelp av en sykloidformet referansekurve.

PID parameter for denne modellen;  $K_p=15$ ,  $T_i=1$ ,  $T_d=0,06$ . Det vil i praksis si at vi her kjører en PI regulator, da D legget med gitt verdi har meget liten virkning.



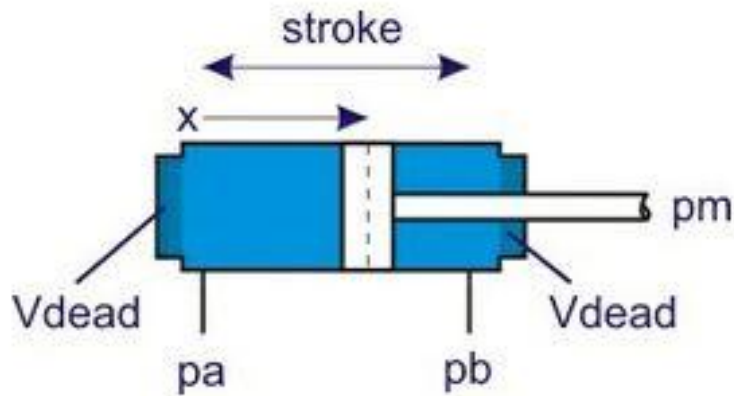
Figur 10: Steg 5. Resultater ved kjøring 0-1-0 meter. Her er hele sylinderslaget i bruk.

Det er helt tydelig at med et utvidet hydraulikksystem vil det være større fare for oscillasjon. For å vise dette ble det også kjørt tester hvor simuleringen startet med initial stempelposisjon halvveis ut i sylindereen. Dette skaper et mye større volum mellom ventil og stempel ved oppstart (ref. Figur 11), noe som gjør systemet mer utsatt for oscillasjon. Under følger noen verdier for denne testen:

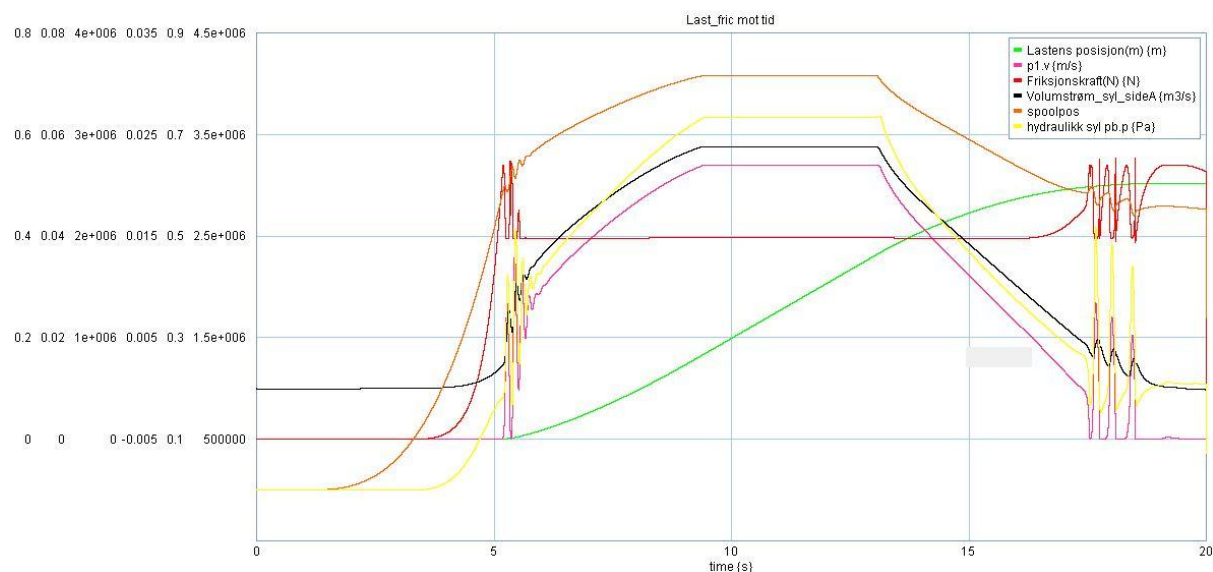
$$\text{Slaglengde} = 1,1 \text{ m}$$

$$X_{\text{initial}} = 0,5 \text{ m}$$

Referanseverdien som systemet kjører etter er en sykloid, som går fra 0 til 0,5. Det vil gi en absolutt sluttposisjon på  $X=1$  m og total posisjonsendring på 0,5 m.



Figur 11: Hydraulikksylinder hentet fra 20-Sim.



Figur 12: Resultater fra simulering med  $X_{initial}=0,5$  meter, og en syklويد referanse som flytter lasten 0,5 meter.

Som resultatene av Figur 12 viser, er det nå mer oscillasjoner i forhold til når vi startet i endeslag(vist i Figur 10). Denne effekten av dødvolumet ved akslerasjon og retardasjon, er viktig å merke seg.

## Steg 6 *Dynamisk modell klargjort for HIL*

Steg 6 er i sin helhet rapportert direkte i rapporten under kapittel 5.2.

# Tolkning av resultatene

Så lenge systemet kjøres fra endeslag, er oscillasjon tilnærmet fraværende. Men når en simulering startes opp med stempelposisjon midt i slaget, ser vi at død volumet mellom ventil og stempel har en signifikant effekt. Død volumet gir oss ugunstige oscillasjoner.

Det er også viktig å merke seg hastighetsområdene hvor stick-slip opptrer. Her er erfaringene de samme som for undersøkelsene av friksjonsmodellen. Det gjelder altså å kjøre systemet effektivt forbi hastighetsområdene hvor stick-slip opptrer, for å unngå mye oscillasjoner. Dette blir løst ved å generere et velegnet referansesignal til bruk under HIL testingen.

En annen bekreftelse er at aktuatorer med en skyvkraftekivalent på 420 mT, ikke vil være tilstrekkelig. Gitt de ramme betingelsene som er satt for normallast, friksjonskoeffisienter, og hastighet. Som dataene fra arbeidet med friksjonsmodellen og utvikling av hydraulikkmodellen viser, er det ønskelig å ha aktuatorer med en skyvkraftekivalent på ca 510 mT.

Etter dette arbeidet har vi en akseptabel dynamisk modell for en skinne. Modellen fra Steg 6 brukes videre i arbeidet med HIL simulering.



# **Vedlegg 5:**

# **Hydraulisk system**

---

# Testoppsett og formål

Under arbeidet med dynamisk modell ble det tydelig at det måtte legges ned et omfattende arbeid i å utvikle hydraulikk systemet på en god måte, selv om systemet er forholdsvis lite. Hydraulikk modellen inngår som en del av den dynamiske modellen for steg 5 og steg 6, men utviklingen av hydraulikkmodellen er rapportert separat da det ble den mest ryddige måten.

I testen ser vi kun på den ene siden av understrukturens skiddingsystem (langs den ene skiddeskinnen), da motsatt side vil bli lik. Det er videre kun arbeidet med understrukturens hydraulikk system, og ikke med boredekkets system.

Formålet var å utvikle et hydraulikk system, som kunne sette understrukturen i bevegelse i begge retninger under worst case friksjonsforhold, ved 1000 mT normallast og holde en maksimal hastighet på ca 0,05 m/s.

I testene benyttes friksjonskoeffisienter vist i Tabell 1.

Coulombkoeffisient, $\mu_c$	Stiksjonskoeffisient, $\mu_s$	
0,34	0,51	Worst case
0,2	0,275	Normal

Tabell 1: Friksjonskoeffisientene som benyttes i testene.

## Dimensjonering av systemet

Fra testene av friksjonsforbindelsen er aktuator- minstekravet bestemt. Med utgangspunkt i normallast på 1000 mT, worst case friksjonskoeffisienter og stribeckhastighet på 0,01 m/s, er kravet definert;

$$F_{syl\_maks} = 510 \text{ mT} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 5002,3 \text{ kN}$$

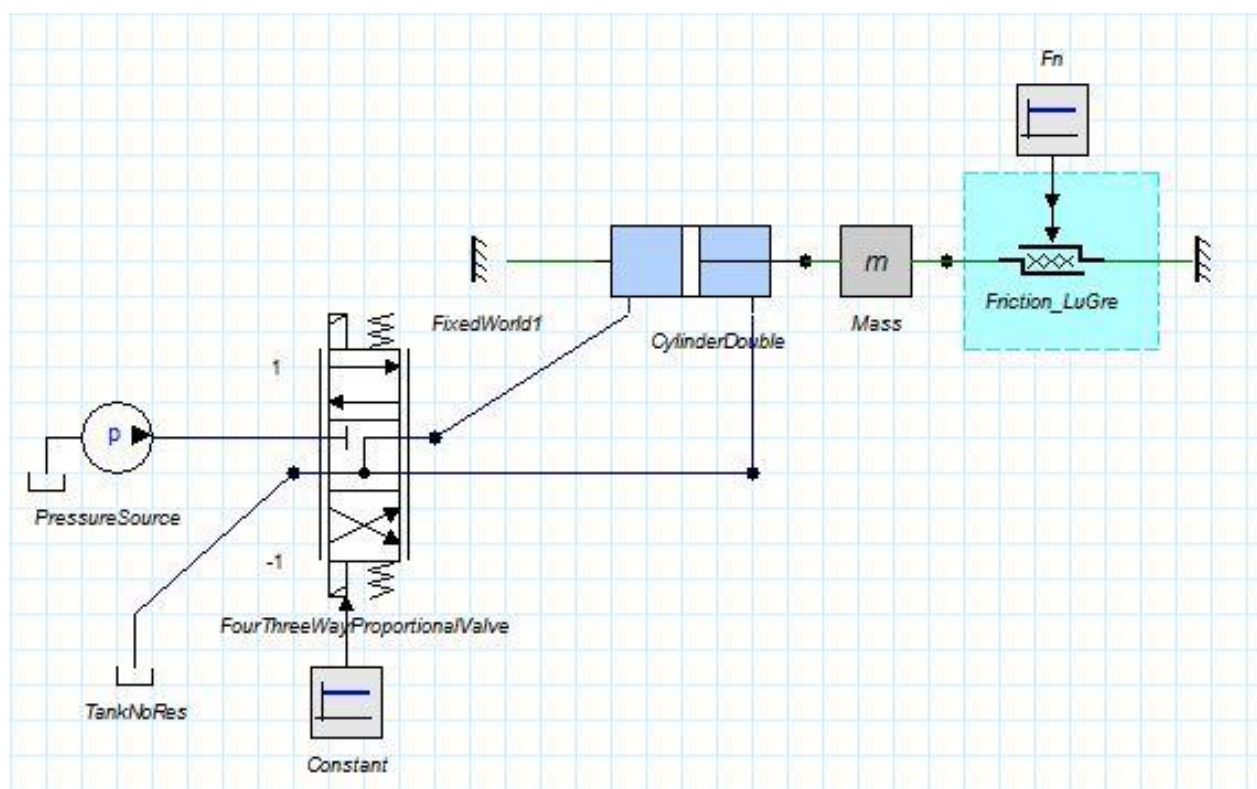
Dette er kraften som skal til for å overvinne stiksjonskreftene. Videre er det et krav at hydraulikksylinderen skal overvinne denne kraften i begge retninger, noe som medfører at stangside blir dimensjonerende. På bakgrunn av dette tallet ble det satt opp 3 sett med parametere, som ble testet ut ved hjelp av 20 Sim. Arealforholdet mellom stempelside og stangside, ble satt til;  $\varphi = 0,6$ . Dette er en verdi som gir en kraftig stempelstang, noe som er avgjørende for vårt system. Diameter sylinder er gitt ved D1, og diameter stempelstang er gitt ved D2. Testsettene er vist i Tabell 2.

Testsett nr	1	2	3
D1(mm)	650	700	750
D2(mm)	411	443	474

Tabell 2: Data for hydraulikksylindere

## Testoppsett

Programmet 20 Sim ble benyttet til testene. Parametere, som strupingsareal i ventil, ventilåpning, sylinder diameter og friksjonskoeffisienter ble justert i forhold til hverandre frem til ønsket ytelse ble oppnådd.



Figur 1: Testoppsett i 20 Sim

## Testresultater

Bilder av plot for alle tester, samt excel regneark med utfyllende resultater ligger vedlagt rett etter denne rapporten, merket med de forskjellige lasttilfellene.

For hvert testsett ble det kjørt 4 simuleringer. Nærmere bestemt frem(stempelside) og tilbake(stangside) med både normale og worst case friksjonsverdier. Under følger en gjennomgang av resultater fra de 3 testsett.

Etter testene ble det klart at testsett 3 gir oss ønsket ytelse for systemet, da det er kun dette oppsettet som gir mulighet for å flytte lasten ved hjelp av stangside under worst case friksjon. Figur 6 viser resultatene fra denne testen, test 3\_4.

Under gjennomgårs resultatene for de tre testsettene. Grafer er vist for test 4 i hvert testsett, da denne testen er dimensjonerende. I test 4 i de ulike testsettene, kjøres stangside mot worst case friksjonskoeffisienter.

I Figur 2 ligger data for testsett 1, samt resultatene.

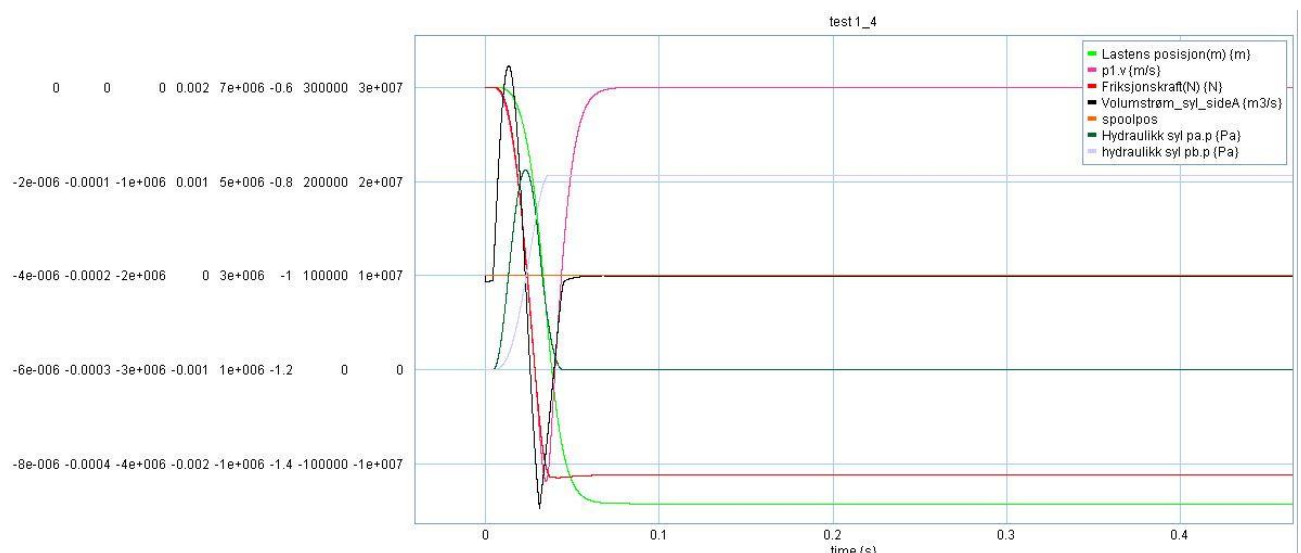
Testsett 1												
test nr	D1 (mm)	A1 (mm <sup>2</sup> )	A2 (mm <sup>2</sup> )	A_stang	D2 (mm)	μ_c	μ_s	A_orifice_valve(mm <sup>2</sup> )	Ventil åpning	F_s (kN)	F_c (kN)	V_sliding
1_1_stempelside	650	331663	198998	132665	411	0,2	0,275	270	0,81	3140	1983	0,054
1_2_stangside	650	331663	198998	132665	411	0,2	0,275	270	-1	3258	1983	0,054
1_3_stempelside	650	331663	198998	132665	411	0,34	0,51	270	0,81	5180	3354	0,041
1-4_stangside	650	331663	198998	132665	411	0,34	0,51	270	-1	4144	na	0

test nr	Kommentar
1_1_stempelside	ok
1_2_stangside	ok
1_3_stempelside	ok. Hastighet kan justeres opp ved å øke ventil åpning
1-4_stangside	ingen bevegelse

Figur 2: Resultater fra testsett 1

Figur 3 viser test 1\_4. Og det blir tydelig hvorfor dimensjonene i testsett 1 ikke er tilstrekkelige. Lastens posisjon (grønn kurve) viser tydelig at lasten aldri blir satt i bevegelse (iht y-aksen forflyttes lasten ca  $8 \cdot 10^{-6}$  m). Lasten står altså i ro, noe som også bekreftes i Figur 2. Her ser vi at maksimal aktuator kraft stangside ( $F_s$ ) blir målt til 4144 kN. Dette er mye lavere enn minste kravet på 5002,3 kN.



Figur 3: Resultater fra test 1\_4. Igangkjøring er ikke mulig.

Testsett 1 er altså underdimensjonert for å klare oppgavene. Derfor økes sylinderdiameteren med 50 mm, og de samme testene kjøres på nytt. Figur 4 viser resultatene fra testsett 2.

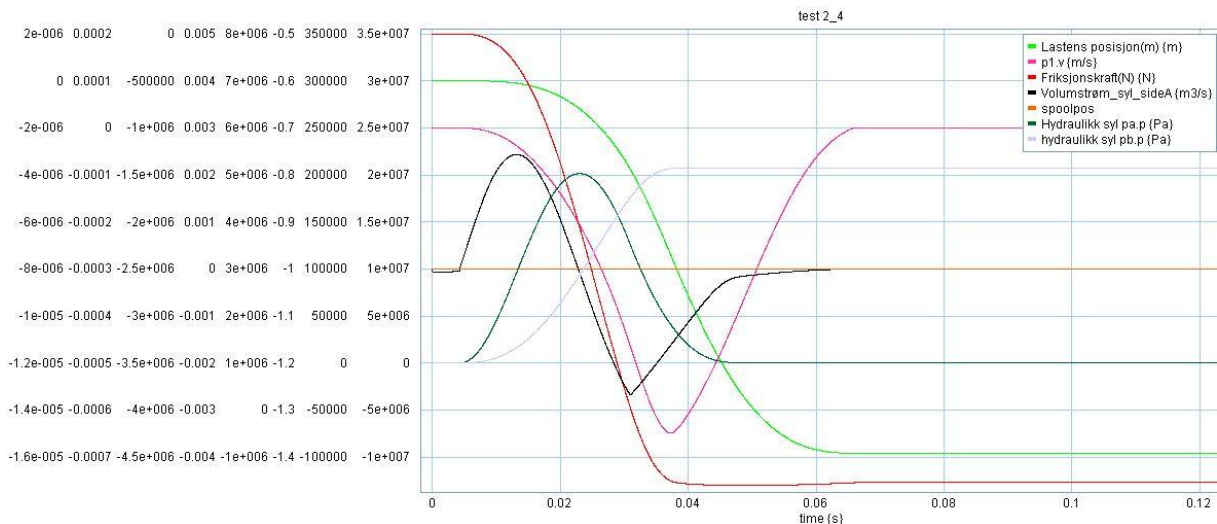
Testsett 2													
test nr	D1 (mm)	A1 (mm <sup>2</sup> )	A2 (mm <sup>2</sup> )	A_stang	D2 (mm)	μ_c	μ_s	A_orifice_valve(mm <sup>2</sup> )	Ventil åpning	F_s (kN)	F_c (kN)	V_sliding	
2_1_stempelside	700	384650	230790	153860	443	0,2	0,275	295	0,813	3203	1983	0,054	
2_2_stangside	700	384650	230790	153860	443	0,2	0,275	295	-1	3345	1984	0,054	
2_3_stempelside	700	384650	230790	153860	443	0,34	0,51	295	0,813	5290	3353	0,044	
2-4_stangside	700	384650	230790	153860	443	0,34	0,51	295	-1	4803	na	0	

test nr	Kommentar
2_1_stempelside	ok
2_2_stangside	ok
2_3_stempelside	ok. Hastighet kan justeres opp ved å øke ventil åpning
2-4_stangside	ingen bevegelse

Figur 4: Resultater fra testsett 2

Figur 5 viser hvorfor dimensjonene i testsett 2 ikke er tilstrekkelige. Lastens posisjon (grønn kurve) viser tydelig at lasten aldri blir satt i bevegelse (iht y-aksen forflyttes lasten ca  $1,5 \cdot 10^{-5}$  m). Lasten står altså i ro, noe som også bekreftes i Figur 4. Her ser vi at maksimal aktuator kraft stangside ( $F_s$ ) blir målt til 4803 kN. Dette er litt lavere enn minste kravet på 5002,3 kN.



Figur 5: Resultat fra test 2\_4. Igangkjøring er ikke mulig.

Ut fra tallene for testsett 3, vist i Figur 6, kommer det frem at maksimal ytelse er over 5002,3 kN i begge retninger. Dette er første testsett hvor systemet kan settes i bevegelse ved hjelp av stangside under worst case friksjonsforhold (test 3\_4).

Testsett 3													
test nr	D1 (mm)	A1 (mm <sup>2</sup> )	A2 (mm <sup>2</sup> )	A_stang	D2 (mm)	μ_c	μ_s	A_orifice_valve(mm <sup>2</sup> )	Ventil åpning	F_s (kN)	F_c (kN)	V_sliding	
3_1_stempelside	750	441563	264938	176625	474	0,2	0,275	322	0,815	3261	1983	0,054	
3_2_stangside	750	441563	264938	176625	474	0,2	0,275	322	-1	3418	1983	0,054	
3_3_stempelside	750	441563	264938	176625	474	0,34	0,51	322	0,815	5354	3351	0,041	
3-4_stangside	750	441563	264938	176625	474	0,34	0,51	322	-1	5298	3351	0,042	

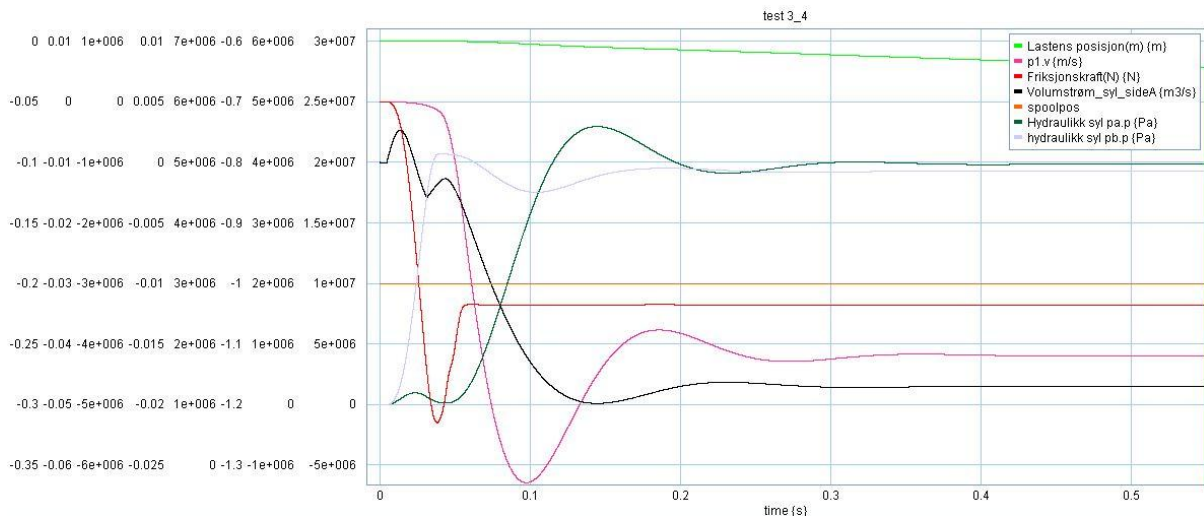
  

test nr	Kommentar
3_1_stempelside	ok
3_2_stangside	ok
3_3_stempelside	ok. Hastighet kan justeres opp ved å øke ventil åpning
3-4_stangside	ok. Maks hastighet er gitt ved 0,042

Figur 6: Resultater fra testsett 3

Figur 6/test 3\_4 viser at maksimal aktuatorkraft er tilstrekkelig til å sette systemet i bevegelse. Maksimal ytelse på stangside er 5298 kN, mot et minstekrav på 5002,3 kN. At dimensjonene er tilstrekkelige fremkommer også tydelig av Figur 7. Lastens posisjon (grønn kurve) endres jevnt, og

friksjonskraften(rød kurve) har fått den karakteristiske formen, som indikerer at statisk friksjon er høyere en glidefriksjon.



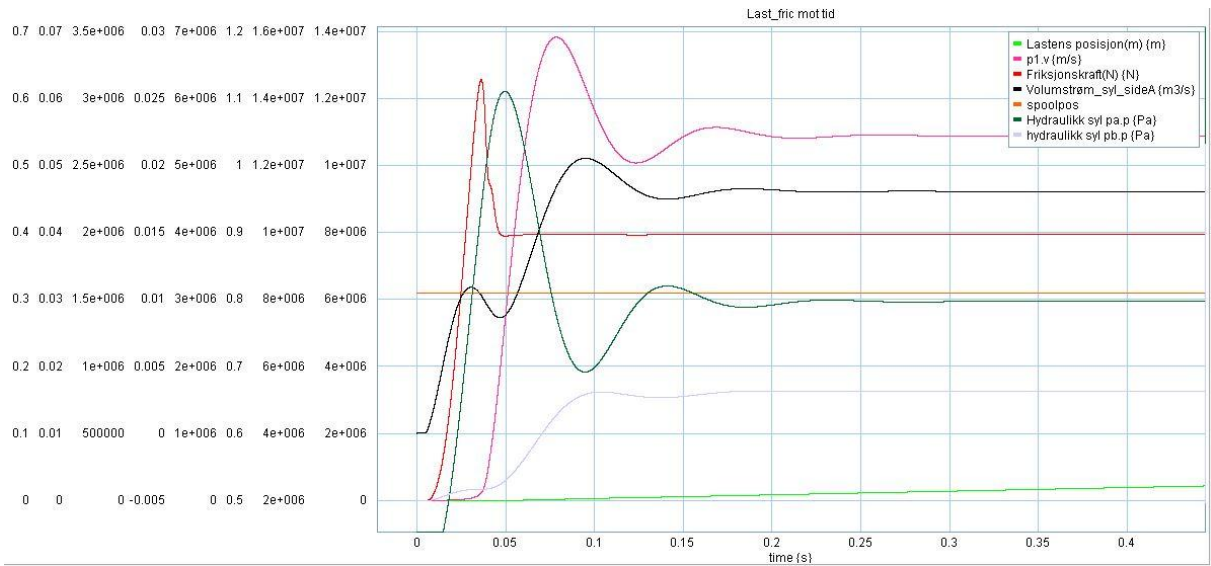
Figur 7: Resultat fra test 3\_4. Igangkjøring er mulig.

## Tolkning av resultatene

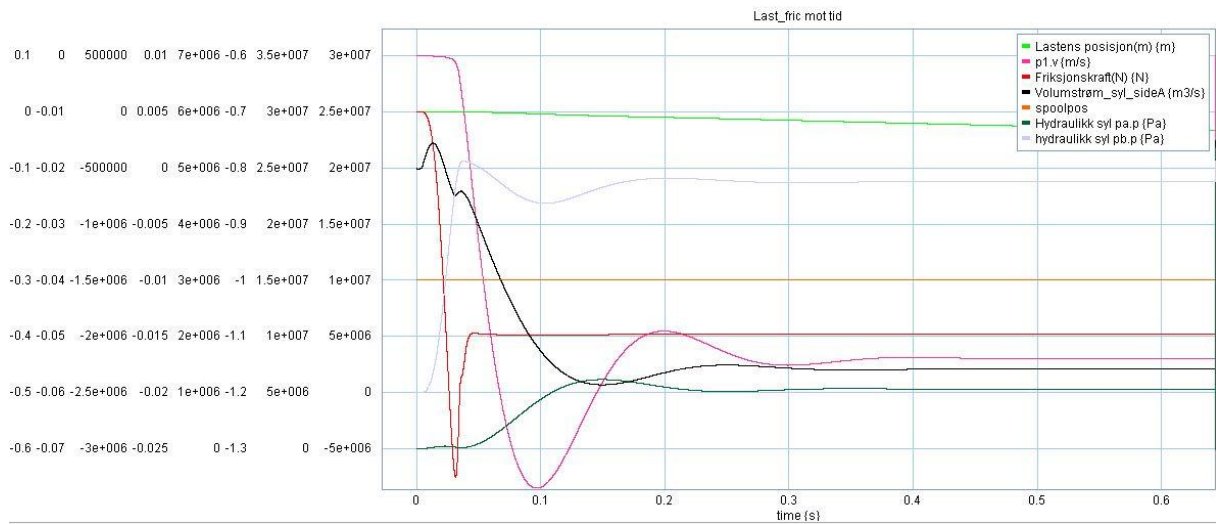
I samtlige testsett, kan systemet i gang kjøres ved hjelp av stempelside under worst case friksjonstilfelle. Men dimensjonerende tilfelle skal være ytelse på stangside, der sylindren er svakest.

Og for å sikre en systemytelse som gjør at igangkjøring kan gjøres i begge retninger, under worst case friksjonsforhold ble dimensjonene fra testsett 3 valgt.

På de neste sidene følger plot for alle testene som ikke allerede er gjengitt.

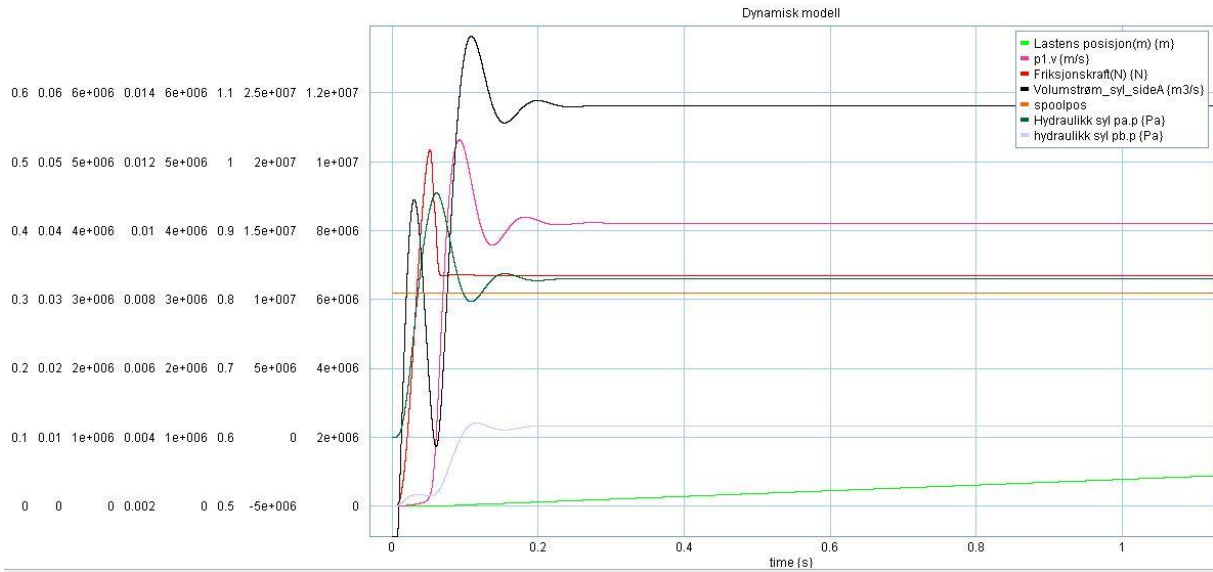


Figur 8: Test 1\_1

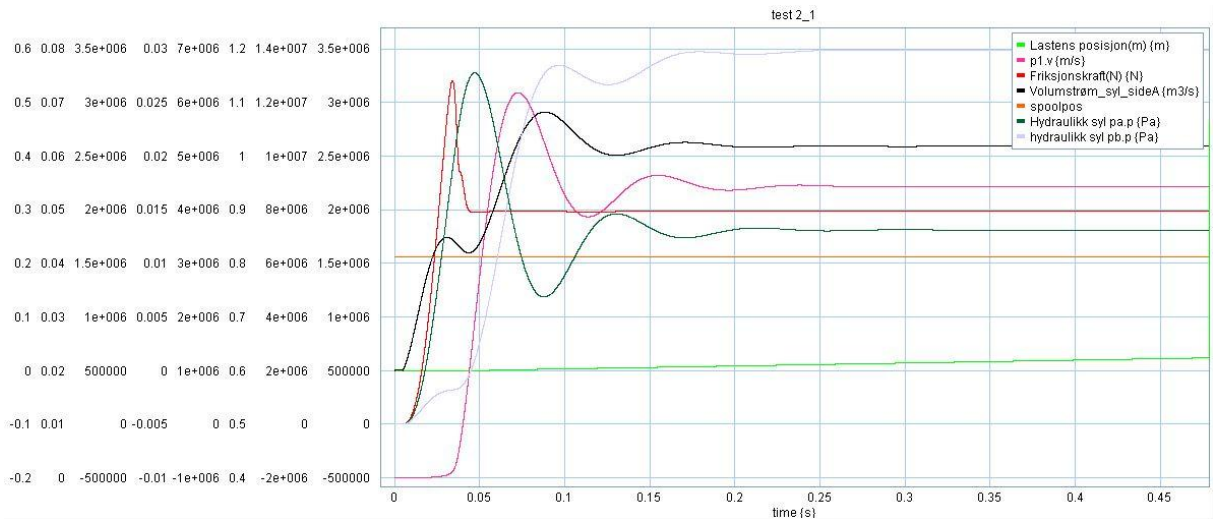


Figur 9: Test 1\_2

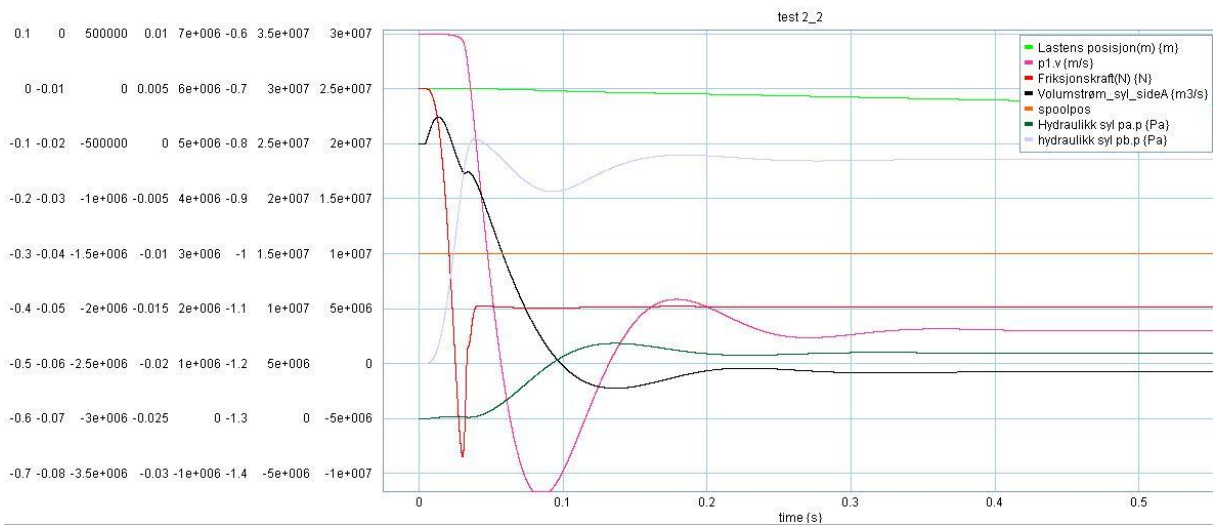




Figur 10: Test 1\_3

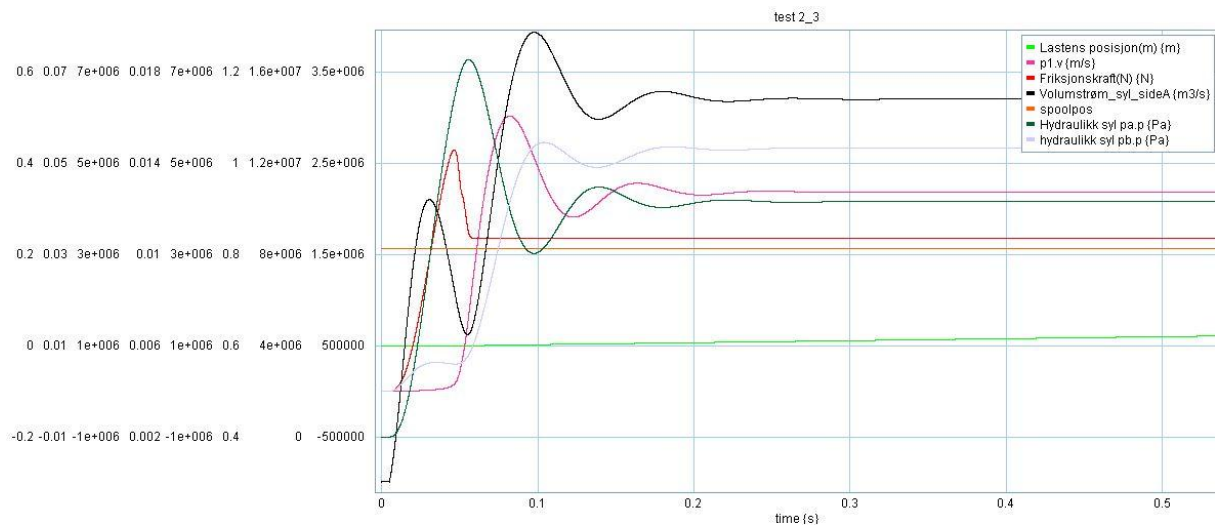


Figur 11: Test 2\_1

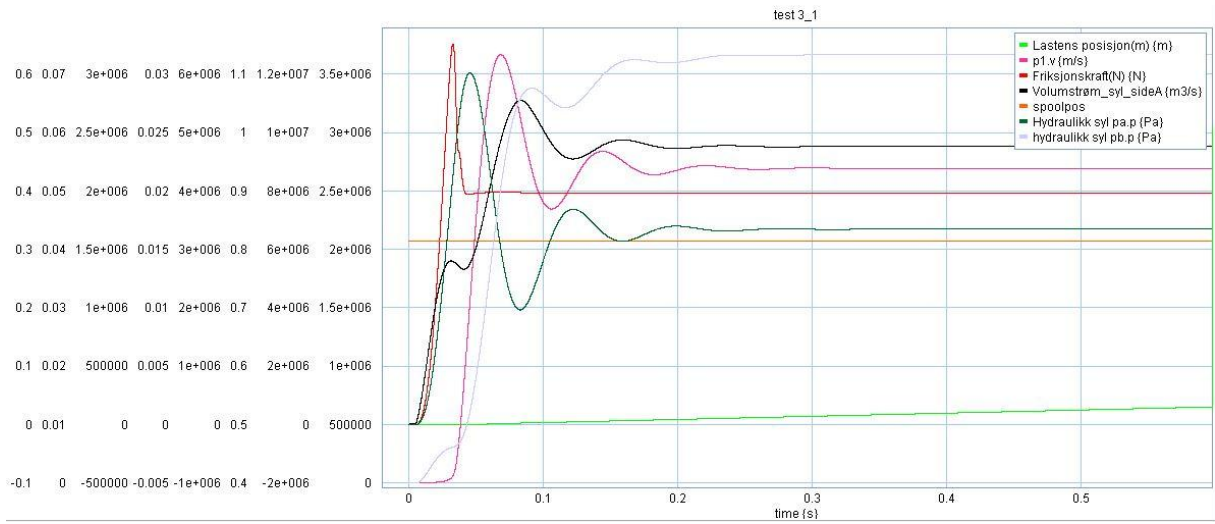


Figur 12: Test 2\_2

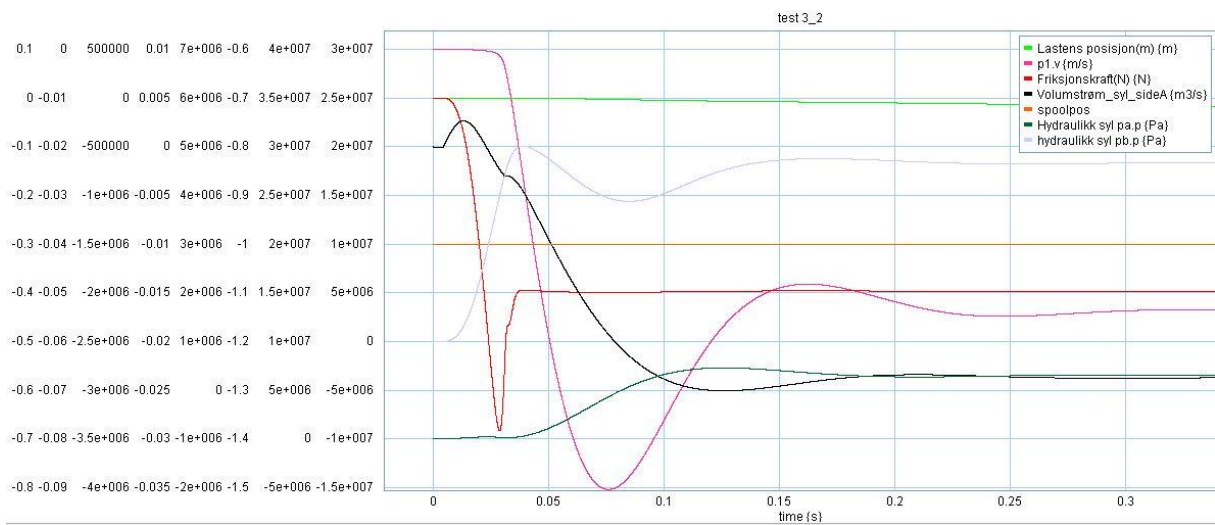




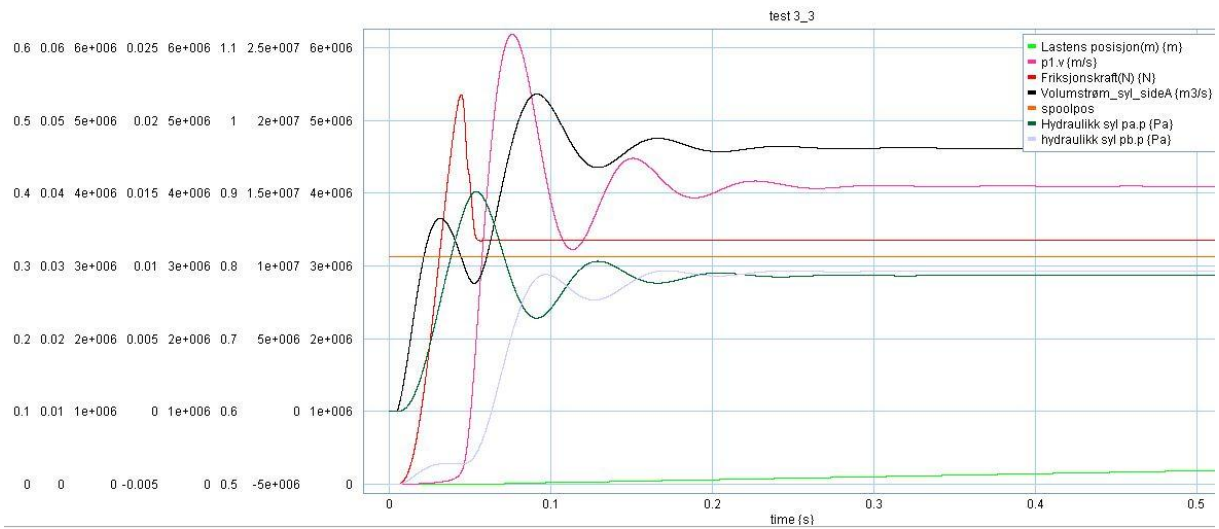
Figur 13: Test 2\_3



Figur 14: Test 3\_1



Figur 15: Test 3\_2

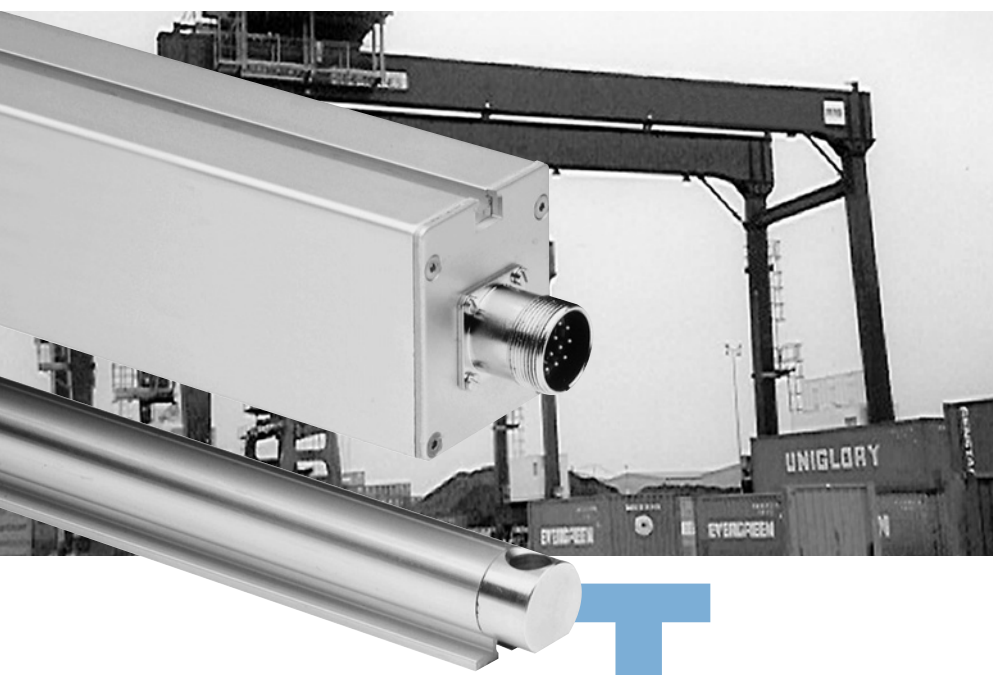


Figur 16: Test 3\_3

**Vedlegg 6:**  
**SICK Pomux KH53**

---

# KH53/KH53 Advanced: Absolute Linear Encoders. Wear-free for rough environmental conditions



which can always detect the position of at least 3 permanent magnets to determine the absolute position.

The measuring elements are manufactured from aluminium and are referred to as measuring elements: These are mounted in a row at fixed intervals with the aid of a mounting gauge until the desired measuring length is reached. Fitted within each measuring element are permanent magnets, whose spacing from one another represents the unique encoding of a portion of the measurement section. The read head moves parallel to these measuring elements. The separation of read head and measuring element is 25 mm resp. 55 mm.

With a measuring length of up to 1,700 m, the KH53 is particularly suitable for use in cranes, in storage and conveyor engineering and on rail-bound vehicles. As a result of the non-contact principle of operation, this system operates without wear even under the harshest environmental conditions.

	<b>Resolution</b> <b>0.1 mm</b>
<b>Linear Encoder</b>	

The POMUX KH53 absolute linear encoder functions on the transmitter/receiver principle. Because of the absolute position detection, an initialising reference run is not necessary.

The measuring method: A read head determines without contact, the absolute position of a series of scale sections, which are mounted along the measurement section. The read head consists of a series of magnetoresistive sensors,

## POMUX®

# SICK | STEGMANN

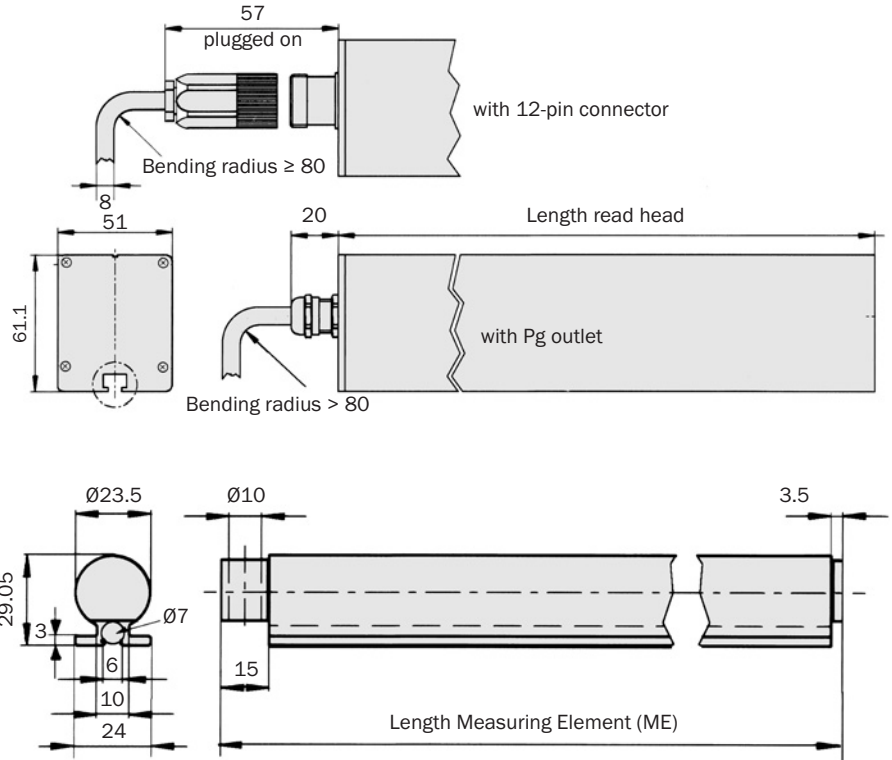
Resolution  
**0.1 mm**

Linear Encoder

- Measuring length up to 1.7 km
- Non-contact length measuring system, wear free
- Absolute position measurement no initialising reference run
- Choice of electrical interfaces
- Position sampling time independent of length
- Degree of protection up to IP 66



## Dimensional drawing Linear Encoder KH53 SSI

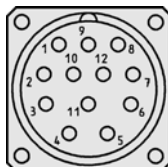


## PIN and wire allocation Interface <sup>1)</sup>

PIN	Signal	Colour of wires	Explanation
<b>(cable outlet)</b>			
1	GND	blue	Earth (ground) connection
2	data +	white	Interface signal
3	clock +	yellow	Interface signal
4	R x D +	grey	RS 422 Programming lines
5	R x D -	green	RS 422 Programming lines
6	T x D +	pink	RS 422 Programming lines
7	T x D -	black	RS 422 Programming lines
8	+ U <sub>s</sub>	red	Supply voltage
9	N. C.	orange	Not connected
10	data -	brown	Interface signal
11	clock -	violet	Interface signal
12	N. C.	-	Not connected



Accessories
Connection Systems
Mounting Systems
Adapter Module
Programming Tool



View of the connector M23 fitted to the encoder body SSI

<sup>1)</sup> Other Interfaces on request

Technical data		SSI	KH53	KH53									
				Advanced									
<b>System resolution</b>	0.1 mm												
<b>Reproducibility</b>	0.3 mm												
	1.0 mm												
<b>Measurement accuracy <sup>1)</sup></b>	$\pm 1000 + ME (Tu - 25 \text{ °C}) T_k \text{ } \mu\text{m}$												
	$\pm 2000 + ME (Tu - 25 \text{ °C}) T_k \text{ } \mu\text{m}$												
<b>Position tolerances</b>	$\pm 10 \text{ mm}$												
(see diagram page 5)	$\pm 20 \text{ mm}$												
<b>Coefficient of thermal expansion Tk</b>	28 $\mu\text{m}/\text{°C}/\text{m}$												
<b>Mass</b>													
Read head	38	2.4 kg											
	107	2.7 kg											
	354	3.6 kg											
	1700	5.2 kg											
	54	4.4 kg											
	548	6.7 kg											
Measuring element		Approx. 0.5 kg/m											
		Approx. 0.65 kg/m											
<b>Material</b>													
Read head		AlMgSiPbF28											
Measuring element		AlMgSiO.5F22											
<b>Resistance to shocks <sup>2)</sup></b>													
Read head		30/10 g/ms											
Measuring element		50/10 g/ms											
<b>Resistance to vibration <sup>3)</sup></b>													
Read head		10/20 ... 250 g/Hz											
Measuring element		30/20 ... 250 g/Hz											
<b>Working temperature range</b>													
		- 20 ... + 60 °C											
		- 30 ... + 70 °C											
<b>Storage temperature range</b>													
Read head		- 40 ... + 85 °C											
<b>Protection class acc. IEC 60529</b>													
Read head with cable		IP 66											
Read head with screw-in system		IP 65 <sup>4)</sup>											
<b>Max. movement speed <sup>5)</sup></b>		6.6 m/s											
<b>Initialisation time</b>		2 s											
<b>Position forming time</b>		0.8 ms											
<b>Supply voltage</b> 10 ... 32 V													
<b>Operating current</b> SSI		120 mA											
<b>Interface for parameterising</b>													
		Four wire transmission, asynchrony, full duplex											
		Data format: 1 start bit, 8 data bits, 1 stop bit, no parity											
		Data protocol: ASCII, Baud rate 9600	RS 422										
<b>Interface digital, serial</b>			SSI 24 bits format										
<b>Standart (Default setting SSI standard)</b>			RS 422 OFF										
<b>Electrical connection</b>													
			Cable outlet										
			Screw-in connector system M23										

<sup>1)</sup> If the read head and measuring element are mounted within  $\pm 1 \text{ mm}$  of the nominal mounting distance in the N and Y directions. The figures quoted related to the accuracy within a measuring element with reference to the start of that measuring element.  
ME = length measuring element  
Tu = Ambient temperature °C  
(see diagram page 5)

<sup>2)</sup> According to DIN EN 61000-2-27 the shock resistance can be considerably increased in special variants.

<sup>3)</sup> According to DIN EN 61000-2-6 the vibration resistance can be considerably increased in special variants.

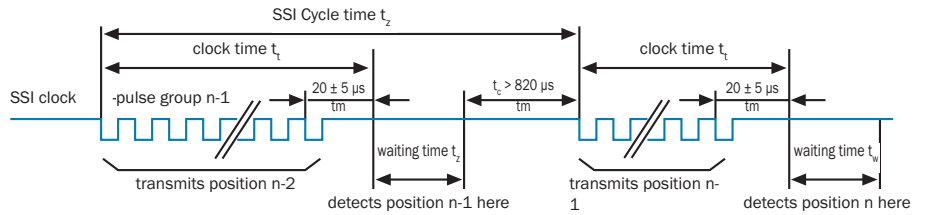
<sup>4)</sup> With mating connector fitted  
<sup>5)</sup> If the max. movement speed is exceeded or the read head cannot detect a measuring element the error message FF FF FE Hex is produced.

	<b>Resolution</b> <b>0.1 mm</b>
<b>Linear Encoder</b>	

- Measuring length up to 1.7 km
- Non-contact length measuring system, wear free
- Absolute position measurement no initialising reference run
- Choice of electrical interfaces
- Position sampling time independent of length
- Degree of protection up to IP 66



## SSI Interface description



$t_m$  = Monoflop time  
 $t_c$  = Read head scanning interval with deactivated asynchronous interface (Default).

A number of special features must be observed for use of this interface in POMUX KH53 :

### Standard operation

The digital angle information cannot be read directly from a coding disc but is formed by complex computation algorithm from a number of analog voltages, it is not possible to detect the position value associated with this time when first trailing edge of the clock signal occurs.

During standard operation, the KH53 forms a position value cyclically every 800 µs irrespective of the SSI read cycle, and places this value in the output register provided for this purpose, for recovery by the interface. Since the SSI read cycle and the position forming cycle can never be the same, this results in a continuous shift in the time position assignment.

In other words:

**The time assignment of the position value fluctuates from 5 µs to 800 µs in this operating mode.**

### Synchronous SSI-Operation

The synchronous SSI operating mode can be connected via the parametrising interface in order to avoid the fluctuation of the time position assignment, which can lead to highly unpredictable behaviour of the control loop. In this operating mode, position detection is started on the first trailing edge of the SSI pulse, and the position is detected using the last pulse group. In order to keep the delay time of between position measurement and position transmission as short as possible, the position measurement can be delayed by parameterising a waiting time. This ensures that the current position is measured as shortly as possible before the SSI clock group.

The waiting time  $t_w$  must be less than the SSI cycle time  $t_z$  minus the clock time  $t_t$  minus 820 µs.

### Waiting time condition

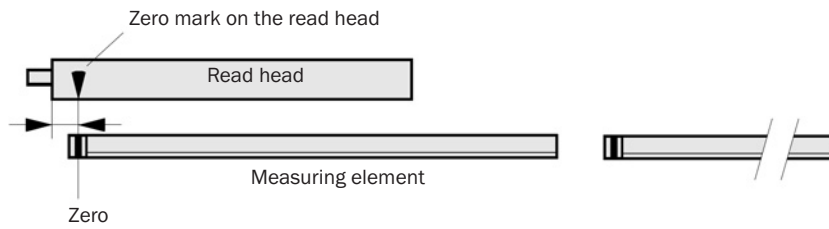
$$t_w < t_z - t_t - t_c$$

$$t_c = 820 \mu s$$

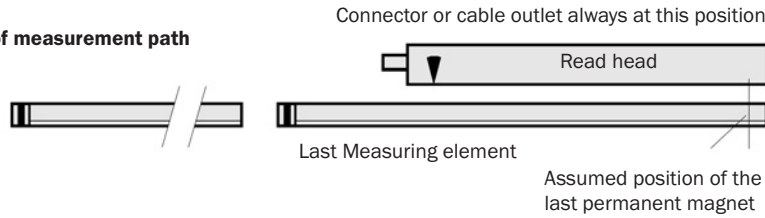
<b>Accessories</b>
Connection Systems
Mounting Systems
Adapter Module
Programming Tool

**Position tolerances**

**Start of measuring path**

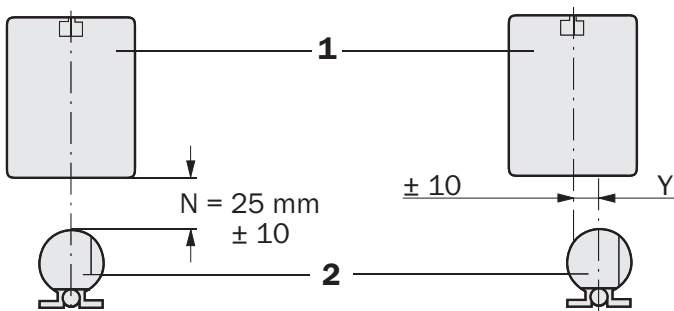


**End of measurement path**



**KH53**

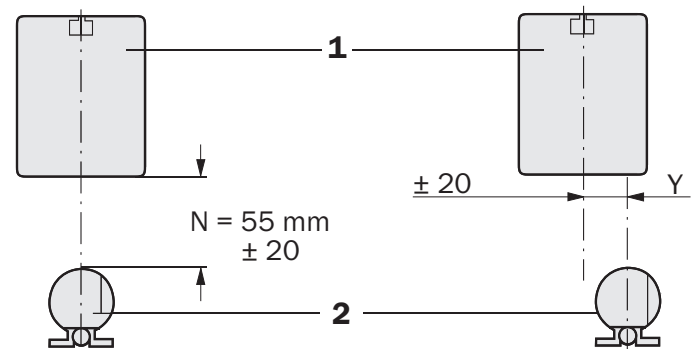
- 1 Read head
- 2 Measuring element



The reliability and accuracy of the measuring system are dependent upon maintaining the mounting tolerances! Magnetic and materials that can be magnetised, are not allowed within a radius of 80 mm of the measuring elements and the sensing face of the encoder.

**KH53 Advanced**

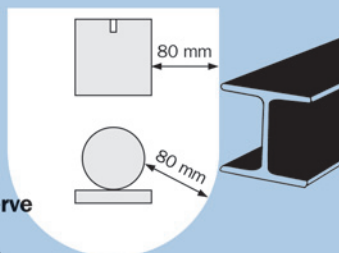
- 1 Read head
- 2 Measuring element



The reliability and accuracy of the measuring system are dependent upon maintaining the mounting tolerances! Magnetic and materials that can be magnetised, are not allowed within a radius of 80 mm of the measuring elements and the sensing face of the encoder.

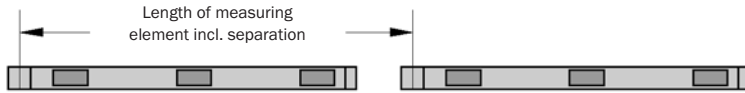
**Montage Lesekopf + Maßverkörperung: Mindestabstand zu ferromagnetischen Materialien einhalten!**

**Read head + measuring element mounting: Observe the min. distance to ferromagnetic materials!**





## Order information



### Dimension and calculation table KH53

Measuring length up to	Read head length	Length of measuring element incl. separation	Mounting equipment per measuring element (proposed)
39.90 m	0.886 m	2.304 m Identification letters A1 ... ≤ A18	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps
107.40 m	1.051 m	1.8688 m Identification letters B1 ... ≤ B58	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps
351.20 m	1.376 m	2.5088 m Identification letters C1 ... ≤ C141	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps
1676.40 m	2.026 m	1.9072 m Identification letters D1 ... ≤ D880	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps

### Dimension and calculation table KH53 Advanced

Measuring length up to	Read head length	Length of measuring element incl. separation	Mounting equipment per measuring element (proposed)
53.50 m	1.58 m	1.408 m Identification letters F1 ... ≤ F39	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps
546.40 m	2.506 m	2.3552 m Identification letters G1 ... ≤ G233	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps

The dimensions given are slightly rounded.

## Order information

### Calculation example for a measuring length of 100 m

Choose the system with a max. measuring length of 107 m

$$\text{Number of measuring elements required} = \frac{\text{Desired measuring length}}{\text{Length of measuring element (according to table above)}}$$

Number of measuring element =  $100 \text{ m} / 1.8688 \text{ m} = 53.51$

Ordering quantity is therefore **54 pcs measuring elements** and  **$54 * 3 = 162$  spacer supports**

If **two separate measuring lengths** are required, then please order as **2 x 54** measuring elements (**not 108** measuring elements)

**Caution!** For valid position determination, the reading head must not travel over the end of the last measuring element. The part of the calculated measurement path which can actually be used for position determination is thus shortened by the length of the reading head.

## Length measuring systems

### Length measuring system KH53 - absolute, linear; measuring length up to 38 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXR00038	1030048	Read head 38, SSI, cable 1.5 m
KHK53-AXS00038	1030049	Read head 38, SSI, cable 3.0 m
KHK53-AXT00038	1030050	Read head 38, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXU00038	1030051	Read head 38, SSI, cable 10.0 m
KHK53-AXB00038	1030052	Read head 38, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX00038	1030055	Measuring element up to 38 m, coded
KHU53-XXX00038	1030056	Measuring element up to 38 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00038	1030057	Mounting gauge 38

<sup>1)</sup> For temporary replacement of damaged measuring elements

## Order information

## Length measuring systems KH53

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 38 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXR00107	1030058	Read head 107, SSI, cable 1.5 m
KHK53-AXS00107	1030059	Read head 107, SSI, cable 3.0 m
KHK53-AXT00107	1030060	Read head 107, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXU00107	1030061	Read head 107, SSI, cable 10.0 m
KHK53-AXB00107	1030062	Read head 107, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX00107	1030065	Measuring element up to 107 m, coded
KHU53-XXX00107	1030066	Measuring element up to 107 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00107	1030067	Mounting gauge 107

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 354 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXR00354	1030068	Read head 354, SSI, cable 1.5 m
KHK53-AXS00354	1030069	Read head 354, SSI, cable 3.0 m
KHK53-AXT00354	1030070	Read head 354, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXU00354	1030071	Read head 354, SSI, cable 10.0 m
KHK53-AXB00354	1030072	Read head 354, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX00354	1030075	Measuring element up to 354 m, coded
KHU53-XXX00354	1030076	Measuring element up to 354 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00354	1030077	Mounting gauge 354

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 1700 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXR01700	1030078	Read head 1700, SSI, cable 1.5 m
KHK53-AXS01700	1030079	Read head 1700, SSI, cable 3.0 m
KHK53-AXT01700	1030080	Read head 1700, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXU01700	1030081	Read head 1700, SSI, cable 10.0 m
KHK53-AXB01700	1030082	Read head 1700, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX01700	1030085	Measuring element up to 1700 m, coded
KHU53-XXX01700	1030086	Measuring element up to 1700 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX01700	1030087	Mounting gauge 1700

## Length measuring systems KH53 Advanced

## Length measuring systems KH53 Advanced – absolute, linear; measuring length up to 54 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXT00054	1035442	Read head 54, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXB00054	1035443	Read head 54, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX00054	1035445	Measuring element up to 54 m, coded
KHU53-XXX00054	1035446	Measuring element up to 54 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00054	1035447	Mounting gauge 54

## Length measuring systems KH53 Advanced – absolute, linear; measuring length up to 548 m

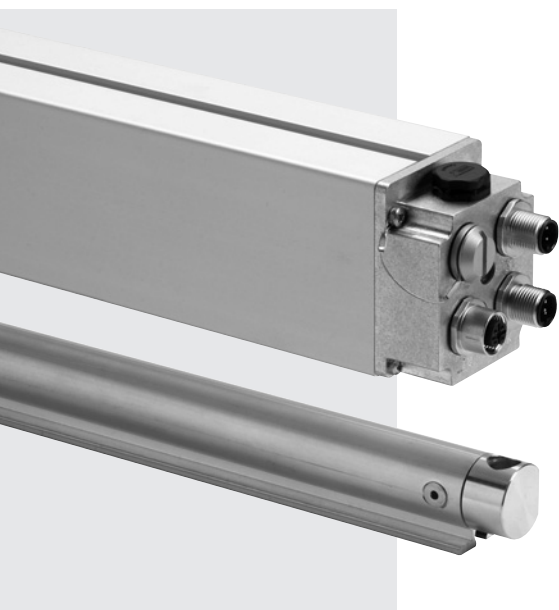
Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-AXT00548	1035448	Read head 548, SSI, cable 5.0 m
KHK53-AXB00548	1035449	Read head 548, SSI, connector M23, 12-pin
KHT53-XXX00548	1035451	Measuring element up to 548 m, coded
KHU53-XXX00548	1035452	Measuring element up to 548 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00548	1035453	Mounting gauge 548

<sup>1)</sup> For temporary replacement of damaged measuring elements

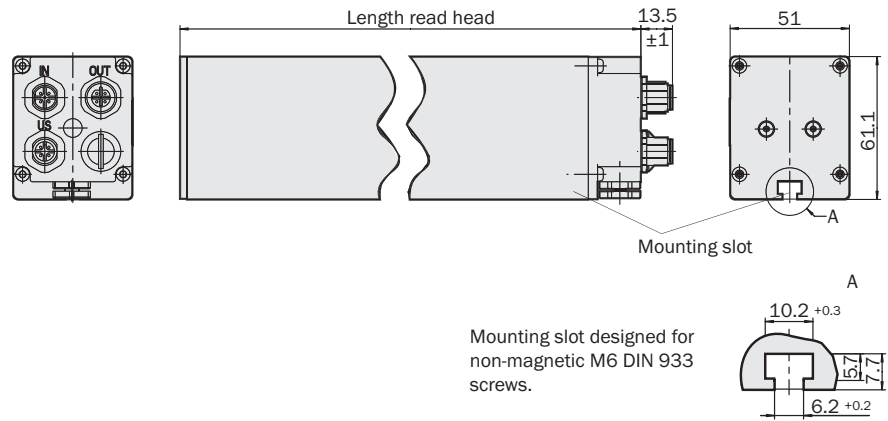
Resolution  
**0.1 mm**

Linear Encoder

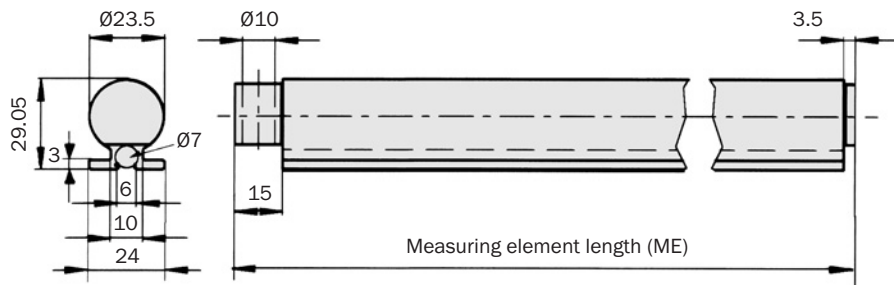
- Measuring length up to 1.7 km
- Non-contact length measuring system, wear free
- Absolute position measurement no initialising reference run
- Choice of electrical interfaces
- Position sampling time independent of length
- Degree of protection up to IP 67



## Dimensional drawing read head



## Dimensional drawing measuring element



## PIN allocation for Profibus interface

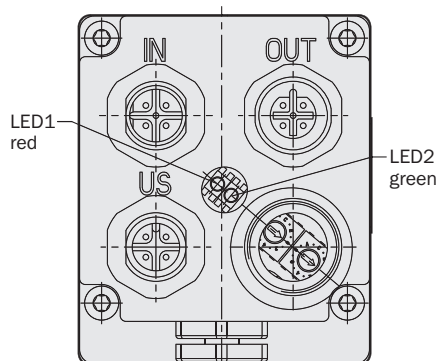
Connect.	Connect.	Connect.	Signal	Explanation
4-pin (Male)	5-pin (Male)	5-pin (Female)		
1	-	-	Us (24V)	Supply voltage 10 ... 32V
3	-	-	0V (GND)	Ground (0V)
-	-	4	B	B-cable Profibus DP (OUT)
-	-	2	A	A-cable Profibus DP (OUT)
-	4	-	B	B-cable Profibus DP (IN)
-	2	-	A	A-cable Profibus DP (IN)
-	-	1	2P5 <sup>1)</sup>	+ 5V (potential free)
-	-	3	2M <sup>1)</sup>	0V (potential free)
-	-	-	RTS <sup>2)</sup>	Request to Send
2	1	-	N. C.	-
4	3	-	N. C.	-
-	5	5	Screen	Housing potential



Accessories

Mounting Systems

Connection Systems



- <sup>1)</sup> For the connection of external bus termination or to supply the transmitter/receiver of a fibre optic data transfer system.
- <sup>2)</sup> This signal is optional for the direction acknowledgement for a fibre optic connection.

Technical data		Profibus	KH53	KH53										
				Advanced										
<b>System resolution</b>	0.1 mm													
<b>Reproducibility</b>	0.3 mm													
	1.0 mm													
<b>Measurement accuracy <sup>1)</sup></b>	$\pm 1000 + ME (Tu - 25 \text{ }^\circ\text{C}) T_k \text{ } \mu\text{m}$													
	$\pm 2000 + ME (Tu - 25 \text{ }^\circ\text{C}) T_k \text{ } \mu\text{m}$													
<b>Position tolerances</b>	$\pm 10 \text{ mm}$													
(see diagram page 11)	$\pm 20 \text{ mm}$													
<b>Coefficient of thermal expansion <math>T_k</math></b>	28 $\mu\text{m}/^\circ\text{C}/\text{m}$													
<b>Mass</b>														
Read head	38	2.4 kg												
	107	2.7 kg												
	354	3.6 kg												
	1700	5.2 kg												
	54	4.4 kg												
	548	6.7 kg												
Measuring element		Approx. 0.5 kg/m												
		Approx. 0.65 kg/m												
<b>Material</b>														
Read head		AlMgSiPbF28												
Measuring element		AlMgSiO.5F22												
<b>Resistance to shocks <sup>2)</sup></b>														
Read head		30/10 g/ms												
Measuring element		50/10 g/ms												
<b>Resistance to vibration <sup>3)</sup></b>														
Read head		10/20 ... 250 g/Hz												
Measuring element		30/20 ... 250 g/Hz												
<b>Working temperature range</b>														
		- 20 ... + 60 $^\circ\text{C}$												
		- 30 ... + 70 $^\circ\text{C}$												
<b>Storage temperature range</b>														
Read head		- 40 ... + 85 $^\circ\text{C}$												
<b>Protection class acc. IEC 60529</b>														
Read head with link connector		IP 67 <sup>4)</sup>												
<b>Max. movement speed <sup>5)</sup></b>		6.6 m/s												
<b>Initialisation time</b>		2 s												
<b>Position forming time</b>		1.1 ms												
<b>Supply voltage</b>		10 ... 32 V												
<b>Operating power consumption</b>		2.0 W												
<b>Bus interface Profi-Bus DP</b>														
<b>Elektrische interface <sup>6)</sup></b>		RS 485												
<b>Protokoll</b>		Profibus DP basic functions												
		Profile for Encoders (07hex) – Class 2												
<b>Address setting (node number)</b>		0 ... 127 (Hex switches or Protocol)												
<b>Data transmission rate (baud rate)</b>		9.6 kBaud ... 12 MBaud												
		automatic detection												
<b>Electronic adjustment (number SET)</b>		Via Protocol												
<b>Status information</b>		Operation (green LED), bus activity (red LED)												
<b>Bus termination <sup>7)</sup></b>		Via external switches												
<b>Electrical connection</b>		Screw-in connector system M23 (3x)												

<sup>1)</sup> If the read head and measuring element are mounted within  $\pm 1 \text{ mm}$  of the nominal mounting distance in the N and Y directions. The figures quoted related to the accuracy within a measuring element with reference to the start of that measuring element.  
ME = length measuring element  
Tu = Ambient temperature  $^\circ\text{C}$   
(see diagram page 5)

<sup>2)</sup> According DIN EN 61000-2-27 the shock resistance can be considerably increased in special variants.  
<sup>3)</sup> According DIN EN 61000-2-6 the vibration resistance can be considerably increased in special variants.

<sup>4)</sup> With mating connectors fitted  
<sup>5)</sup> If the max. movement speed is exceeded or the read head cannot detect a measuring element an error message is produced.

<sup>6)</sup> Acc. EN 50 170-2 (DIN 19245 part 1-3) DC isolated via opto-couplers  
<sup>7)</sup> Activation only at the last bus subscriber of the line.

## Implementation

### DP Functionalities

In acc. with the Profibus DP basic functions.

#### DP services

- Data interchange (Write\_Read\_Data)
- Address allocation (Set\_Slave\_Address)
- Control commands (Global\_Control)
- Read the inputs (Read\_Inputs)
- Read the outputs (Read\_Outputs)
- Read diagnostic data (Slave\_Diagnosis)
- Send configuration data (Set\_Param)
- Check configuration data (Chk\_Config)

#### Communication

- Cyclic Master-Slave Data transfer

#### Protective mechanisms

- Data transfer with HD = 4
- Time monitoring of the data traffic

### Configuration

Settings in accordance with encoder profile

- Counting direction (CW, CCW)
- Class-2 functionality (ON, OFF)
- Scaling function (ON, OFF)

- „Activation of SSA-service“ <sup>2)</sup>
- Selection of the station address <sup>2)</sup>

### Configuration

Setting the formats (IN/OUT) for the cyclic-data interchange via one configuration byte (K-1).

2 words IN/OUT data (I-1/O-1) <sup>1)</sup>

4 words IN/OUT data (I-1, I-2, I-3/O-1) <sup>2)</sup>

#### Data interchange: - Input Data (IN)

I-1 Position value <sup>1)</sup> 4 bytes

I-2 Speed (0,1m/min) <sup>2)</sup> 2 bytes

I-3 Time stamp <sup>2)</sup> 2 bytes

#### Data interchange: - Output data (OUT)

O-1 PRESET Value <sup>1)</sup> 4 bytes

#### Diagnostic information

Station-related diagnosis (63 bytes in accordance with Encoder Profil Class-2)

#### Setting: - PRESET value

The PRESET function is used for commissioning, and to allocate a specific position value to the current physical position.

The following settings are possible:

- by software: – (see Output data )

#### Setting: - Counting direction

- by hardware via Hex switch S2
- by software via telegram

Counting direction increasing:

When the encoder travels in the direction of measuring element n to measuring element n+1.

#### Setting: - Station Address

- by hardware via Hex switch S1/S2
- by software via telegram

The setting by software is carried out only if the „SSA-service“ has been previously activated.

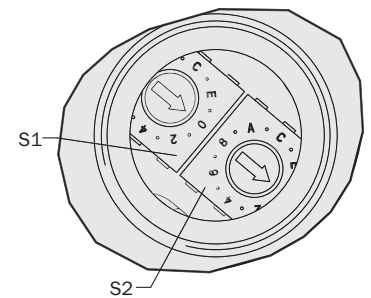
Device specific file (\*.GS\_)

For the purpose of automatic commissioning of the encoder, use is made of the \*.GS\_ file. All the characteristic features of the device are defined in it.

STEG05F6.GSD German  
STEG05F6.GSE English

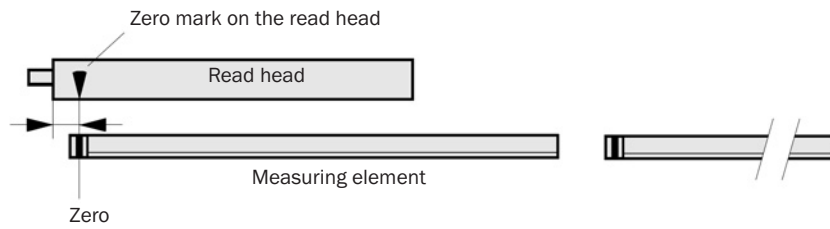
<sup>1)</sup> As per Encoder Profile

<sup>2)</sup> Manufacturer-specific function

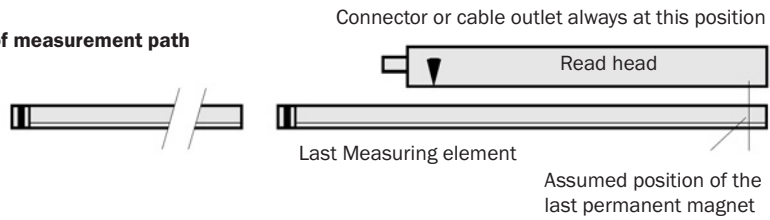


**Position tolerances**

**Start of measuring path**

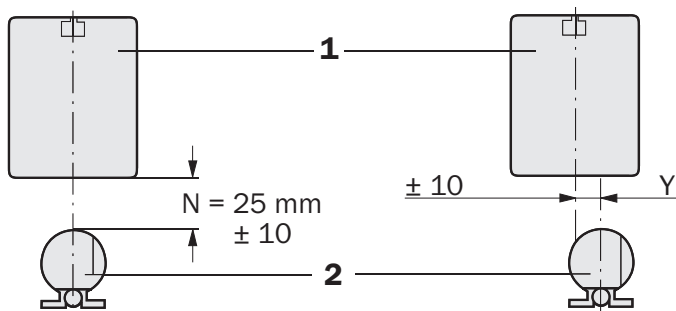


**End of measurement path**



**KH53**

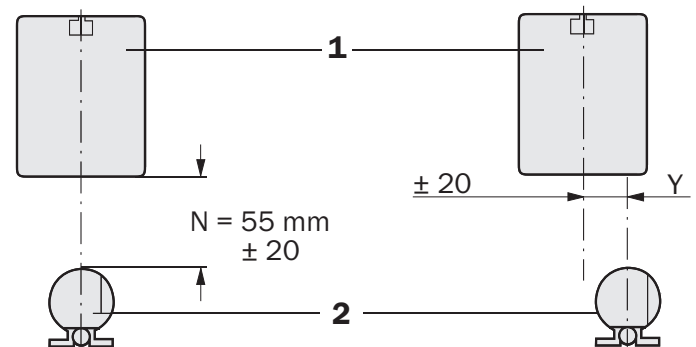
- 1 Read head
- 2 Measuring element



The reliability and accuracy of the measuring system are dependent upon maintaining the mounting tolerances! Magnetic and materials that can be magnetised, are not allowed within a radius of 80 mm of the measuring elements and the sensing face of the encoder.

**KH53 Advanced**

- 1 Read head
- 2 Measuring element

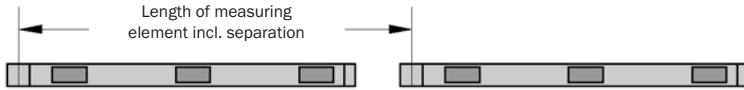


The reliability and accuracy of the measuring system are dependent upon maintaining the mounting tolerances! Magnetic and materials that can be magnetised, are not allowed within a radius of 80 mm of the measuring elements and the sensing face of the encoder.

**Montage Lesekopf + Maßverkörperung: Mindestabstand zu ferromagnetischen Materialien einhalten!**

**Read head + measuring element mounting: Observe the min. distance to ferromagnetic materials!**

**Dimensional drawing and order information**



**Dimension and calculation table KH53**

Measuring length up to	Read head length	Length of measuring element incl. separation	Mounting equipment per measuring element (proposed)
39.90 m	0.905 m	2.304 m Identification letters A1 ... ≤ A18	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps
107.40 m	1.070 m	1.8688 m Identification letters B1 ... ≤ B58	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps
351.20 m	1.395 m	2.5088 m Identification letters C1 ... ≤ C141	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps
1676.40 m	2.045 m	1.9072 m Identification letters D1 ... ≤ D880	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps

**Dimension and calculation table KH53 Advanced**

Measuring length up to	Read head length	Length of measuring element incl. separation	Mounting equipment per measuring element (proposed)
53.50 m	1.599 m	1.408 m Identification letters F1 ... ≤ F39	3 Spacer supports or 6 Fastening clamps
546.40 m	2.525 m	2.3552 m Identification letters G1 ... ≤ G233	4 Spacer supports or 8 Fastening clamps

The dimensions given are slightly rounded.

**Order information**

**Calculation example for a measuring length of 100 m**

Choose the system with a max. measuring length of 107 m

$$\text{Number of measuring elements required} = \frac{\text{Desired measuring length}}{\text{Length of measuring element (according to table above)}}$$

Number of measuring element = 100 m / 1.8688 m = **53.51**

Ordering quantity is therefore **54 pcs measuring elements** and **54 \* 3 = 162 spacer supports**

If **two separate measuring lengths** are required, then please order as **2 x 54** measuring elements (**not 108** measuring elements)

**Caution!** For valid position determination, the reading head must not travel over the end of the last measuring element. The part of the calculated measurement path which can actually be used for position determination is thus shortened by the length of the reading head.

## Order information

## Length measuring system

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 38 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF00038	1036163	Read head 38, Profibus DP
KHT53-XXX00038	1030055	Measuring element up to 38 m, coded
KHU53-XXX00038	1030056	Measuring element up to 38 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00038	1030057	Mounting gauge 38

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 107 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF00107	1036164	Read head 107, Profibus DP
KHT53-XXX00107	1030065	Measuring element up to 107 m, coded
KHU53-XXX00107	1030066	Measuring element up to 107 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00107	1030067	Mounting gauge 107

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 354 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF00354	1036165	Read head 354, Profibus DP
KHT53-XXX00354	1030075	Measuring element up to 354 m, coded
KHU53-XXX00354	1030076	Measuring element up to 354 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00354	1030077	Mounting gauge 354

## Length measuring system KH53 – absolute, linear; measuring length up to 1700 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF01700	1036166	Read head 1700, Profibus DP
KHT53-XXX01700	1030085	Measuring element up to 1700 m, coded
KHU53-XXX01700	1030086	Measuring element up to 1700 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX01700	1030087	Mounting gauge 1700

## Length measuring system KH53 Advanced

## Length measuring system KH53 Advanced – absolute, linear; measuring length up to 54 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF00054	1036167	Read head 54, Profibus DP
KHT53-XXX00054	1035445	Measuring element up to 54 m, coded
KHU53-XXX00054	1035446	Measuring element up to 54 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00054	1035447	Mounting gauge 54

## Length measuring system KH53 Advanced – absolute, linear; measuring length up to 548 m

Type	Part no.	Measuring element length
KHK53-PXF00548	1036168	Read head 548, Profibus DP
KHT53-XXX00548	1035451	Measuring element up to 548 m, coded
KHU53-XXX00548	1035452	Measuring element up to 548 m, universal, configurable <sup>1)</sup>
KHM53-XXX00548	1035453	Mounting gauge 548

<sup>1)</sup> For temporary replacement of damaged measuring elements



## Switch settings

The following settings are possible via Hex switch:

S1/S2	Address setting (0 ... 127)
S2	Counting direction (CW/CCW)

## Status Information via LEDs

LED-1	Bus activity (red)
LED-2	Operating voltage (green)

Access is provided via a screw cap on the connector side of the read head.

## General

The KH53 Profibus is an absolute length measuring system with a resolution of 100 µm. The Bus coupling is realised within the encoder and is a Profibus DP slave in accordance with EN 50170 Vol. 2. The realisation of the Profibus interface is performed by the Profibus ASIC SPC3 from Siemens.

The KH53 Profibus encompasses all Class 2 functions in accordance with Encoder Profile (1.1)

The encoder is implemented as a DP slave with general DP functions.

The conformance of the encoder with Profibus DP was verified by the PNO certified test centre.

The following options are available:

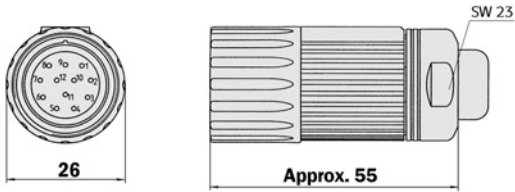
- Screw-in connector system M12

**Dimensional drawings and order information**

**Screw-in system M23, 12-pin for KH53 with SSI-Interface**

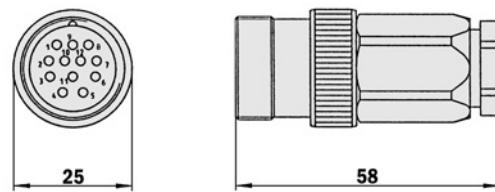
**Connector M23 female, 12-pin**

Type	Part no.	Contacts
DOS-2312-G	6027538	12



**Connector M23 male, 12-pin**

Type	Part no.	Contacts
STE-2312-G	6027537	12



**Connector M23 female, 12-pin, straight, cable 12 cores, 4 x 2 x 0.25 + 2 x 0.5 + 2 x 0.14 mm<sup>2</sup>, SSI and programming, with screening, capable of being dragged, not salt water and UV resistant**

Type	Part no.	Contacts	Cable length
DOL-2312-G1M5MA1	2029200	12	1.5 m
DOL-2312-G03MMA1	2029201	12	3.0 m
DOL-2312-G05MMA1	2029202	12	5.0 m
DOL-2312-G10MMA1	2029203	12	10.0 m
DOL-2312-G20MMA1	2029204	12	20.0 m
DOL-2312-G30MMA1	2029205	12	30.0 m

**Cable 12-core, per meter, 4 x 2 x 0.25 + 2 x 0.5 + 2 x 0.14 mm<sup>2</sup> with screening, flexible, cable diameter 7.8 mm**

Type	Part no.	Cores	Explanation
LTG-2512-MW	6027531	12	
LTG-2612-MW	6028516	12	Salt water and UV resistant

## Screw-in system M12 for KH53 Profibus interface

### Cable receptacle/cable plug M12, for Profibus voltage supply

Type	Part no.	Contacts	Explanation
DOS-1204-G	6007302	4	Female connector, M12, 4-pin, straight

### Cable receptacle/cable plug M12, for Profibus data cable

Type	Part no.	Explanation
PR-DOS-1205-G	6021353	Profibus female connector, M12, 5-pin, straight, screened, B-coded
PR-STE-1205-G	6021354	Profibus male connector, M12, 5-pin, straight, screened, B-coded

### Female connector M12, 4-pin, straight, with cable 4-core for Profibus voltage supply

Type	Part no.	Explanation
DOL-1204-G05M	6009866	Cable 5.0 m, PVC

### Female connector M12, 5-pin, straight, with cable 2-core, screened, for Profibus data cable

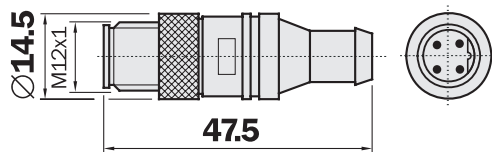
Type	Part no.	Explanation
DOL-12PR-G05M	6026006	Cable 5.0 m, B-coded
DOL-12PR-G10M	6026008	Cable 10.0 m, B-coded

### Male connector, 5-pin, straight, with cable 2-core, screened, for Profibus data cable

Type	Part no.	Explanation
STL-12PR-G05M	6026005	Cable 5.0 m, B-coded
STL-12PR-G10M	6026007	Cable 10.0 m, B-coded

### Profibus terminal resistor

Type	Part no.
PR-STE-END	6021156



### Data cable for Profibus, 2-core, by the meter, screened

Type	Part no.	Cores
LTG-2102-MW	6021355	2

**Dimensional drawings and order information**

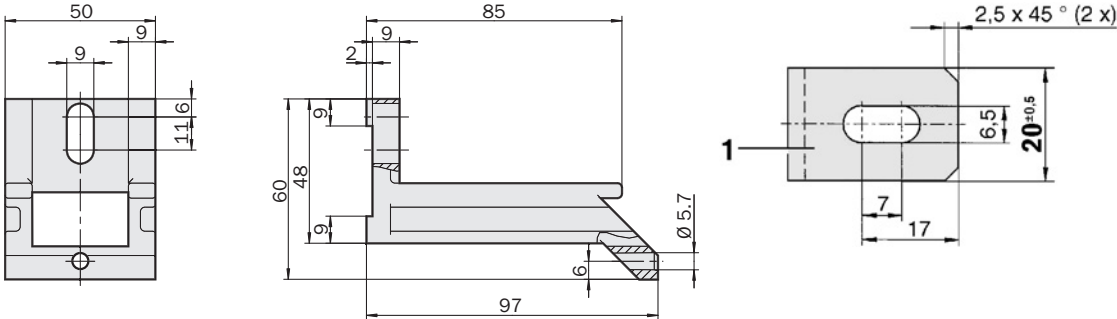
**Mounting systems**

**Spacer support for KH53, bored with screws**

Type	Part no.
BEF-KHA-KHT53	2042468

**Fastening clamp for KH53, screws not included**

Type	Part no.
BEF-WK-KHT53	2029159



General tolerances according to DIN ISO 2768-mk

General tolerances according to DIN ISO 2768-mk

**Adapter module for SSI interface**

**Serial Parallel Adapter**

Type	Part no.	Explanation
AD-SSIG-PA	1030106	SSI Parallel Adapter module, with plastic housing
AD-SSI-PA	1030107	SSI Parallel Adapter module, without plastic housing

**Connection system Sub-D for Adapter modules**

**Cable connector Sub-D male, 15-pin, straight, screened**

Type	Part no.	Contacts
STE-0D15-G	2029223	15

**Cable connector Sub-D female, 37-pin, straight, screened**

Type	Part no.	Contacts
DOS-0D37-G	2029224	37

**Programming Tool**

**Programming Tool for KH53 (with SSI Interface)**

Type	Part no.
PGT-01-S	1030111

**Australia**

Phone +61 3 9497 4100  
1 800 33 48 02 – toll free  
E-Mail sales@sick.com.au

**Austria**

Phone +43 (0)22 36 62 28 8-0  
E-Mail office@sick.at

**Belgium/Luxembourg**

Phone +32 (0)2 466 55 66  
E-Mail info@sick.be

**Brazil**

Phone +55 11 3215-4900  
E-Mail sac@sick.com.br

**China**

Phone +852-2763 6966  
E-Mail ghk@sick.com.hk

**Czech Republic**

Phone +420 2 57 91 18 50  
E-Mail sick@sick.cz

**Denmark**

Phone +45 45 82 64 00  
E-Mail sick@sick.dk

**Finland**

Phone +358-9-25 15 800  
E-Mail sick@sick.fi

**France**

Phone +33 1 64 62 35 00  
E-Mail info@sick.fr

**Germany**

Phone +49 211 5301-250  
E-Mail info@sick.de

**Great Britain**

Phone +44 (0)1727 831121  
E-Mail info@sick.co.uk

**India**

Phone +91-22-4033 8333  
E-Mail info@sick-india.com

**Israel**

Phone +972-4-999-0590  
E-Mail info@sick-sensors.com

**Italy**

Phone +39 02 27 43 41  
E-Mail info@sick.it

**Japan**

Phone +81 (0)3 3358 1341  
E-Mail support@sick.jp

**Korea**

Phone +82-2 786 6321/4  
E-Mail kang@sickkorea.net

**Netherlands**

Phone +31 (0)30 229 25 44  
E-Mail info@sick.nl

**Norway**

Phone +47 67 81 50 00  
E-Mail austefjord@sick.no

**Poland**

Phone +48 22 837 40 50  
E-Mail info@sick.pl

**Russia**

Phone +7 495 775 05 34  
E-Mail info@sick-automation.ru

**Singapore**

Phone +65 6744 3732  
E-Mail admin@sicksgp.com.sg

**Spain**

Phone +34 93 480 31 00  
E-Mail info@sick.es

**Sweden**

Phone +46 10 110 10 00  
E-Mail info@sick.se

**Switzerland**

Phone +41 41 619 29 39  
E-Mail contact@sick.ch

**Taiwan**

Phone +886 2 2375-6288  
E-Mail sales@sick.com.tw

**Turkey**

Phone +90 216 587 74 00  
E-Mail info@sick.com.tr

**United Arab Emirates**

Phone +971 4 8865 878  
E-Mail info@sick.ae

**USA/Canada/Mexico**

Phone 937-454-1956  
1-800-811-9110 – toll free  
E-Mail sales@sick-stegmann.com

More representatives and agencies  
in all major industrial nations at  
[www.sick.com](http://www.sick.com)



**SICK**

6900 West 110th Street  
Minneapolis, MN 55438  
Ph: 800.325.SICK (7425) • Fax: 952.941.9287  
[www.sickusa.com](http://www.sickusa.com)

**SICK STEGMANN, INC.**

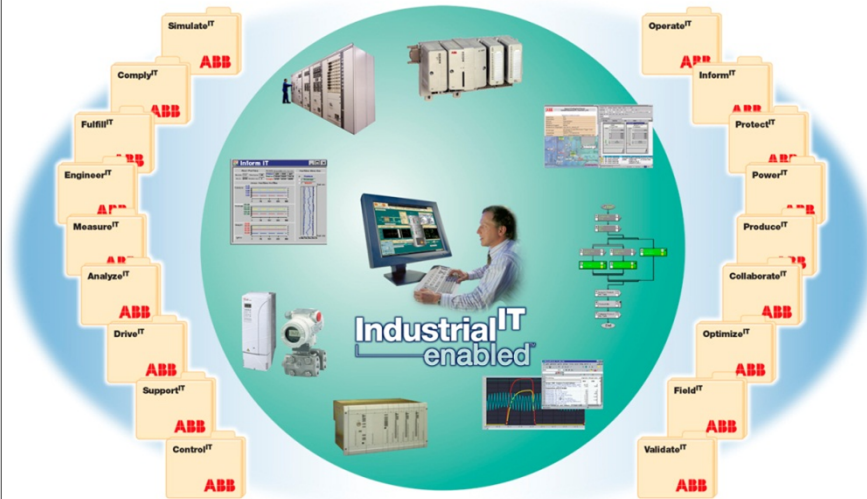
7496 Webster Street  
Dayton, OH 45414  
Ph: 800.811.9110 • Fax: 937.454.1955  
[www.stegmann.com](http://www.stegmann.com)

# **Vedlegg 7:**

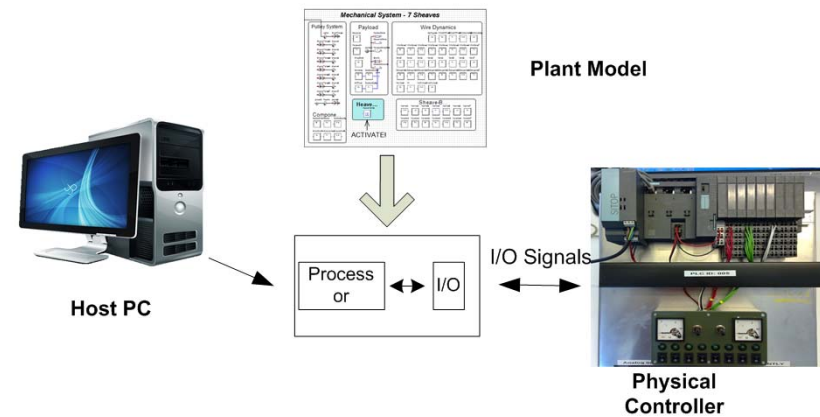
# **HIL-kommunikasjon**

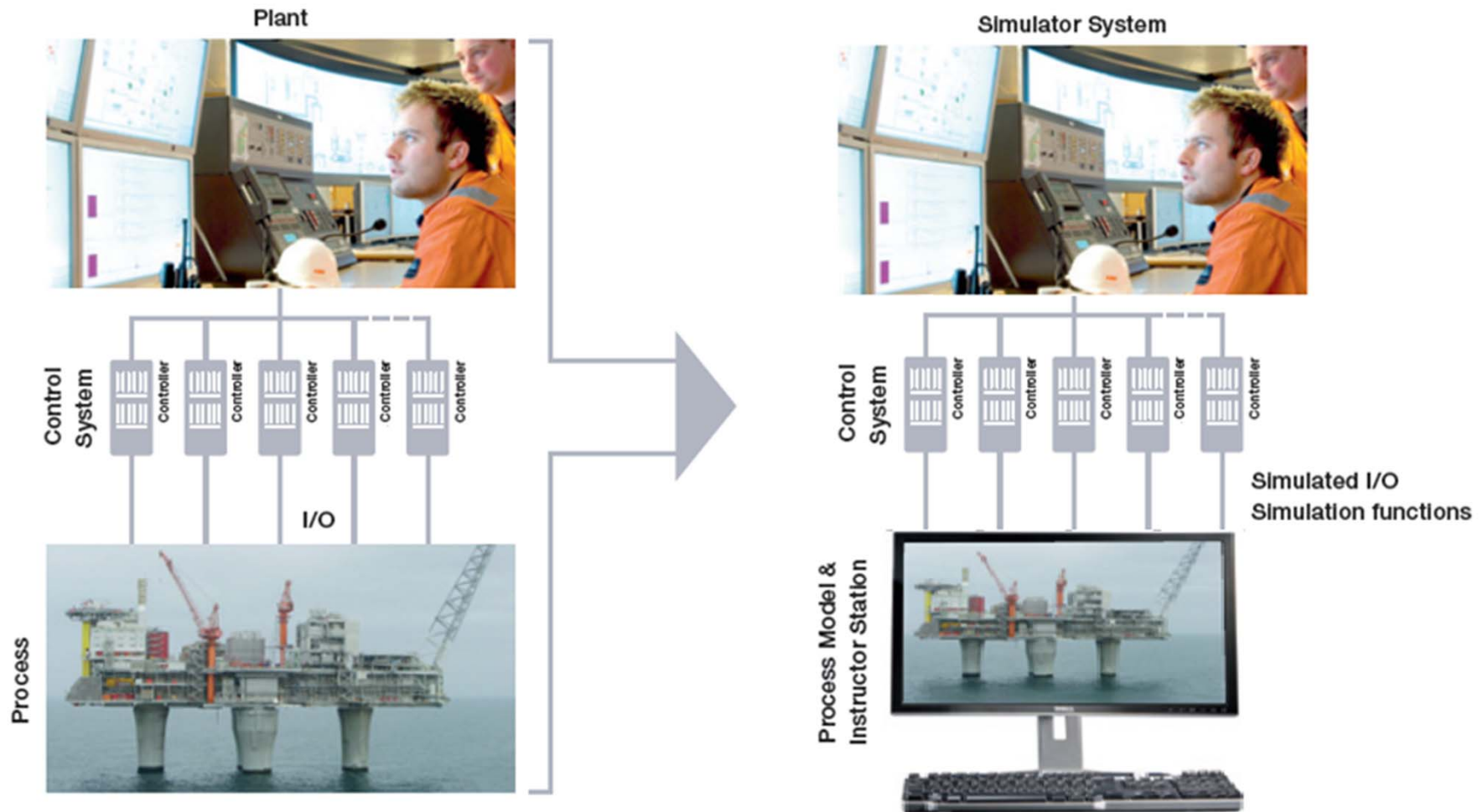
---

av professor Geir Hovland

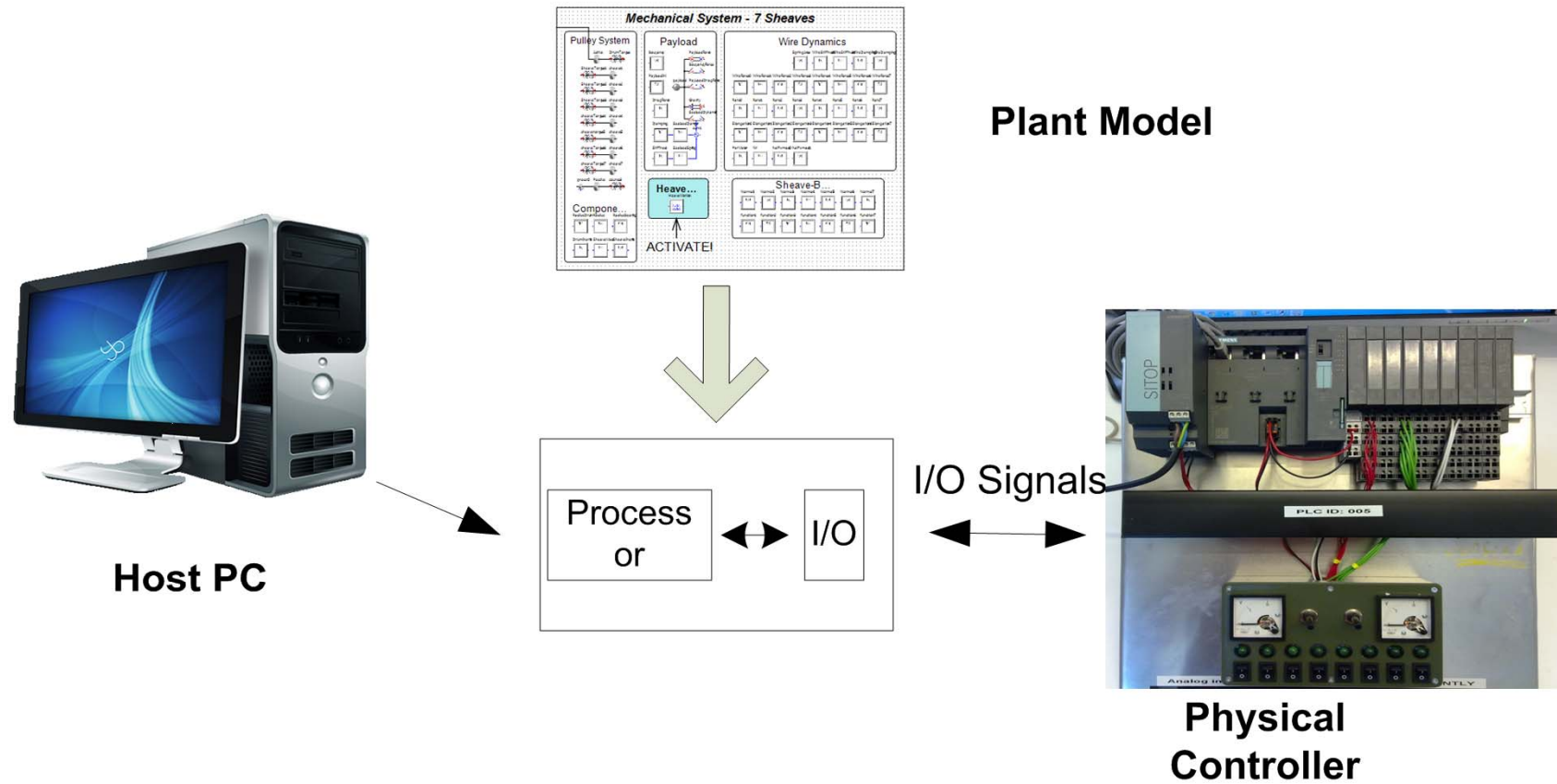


## Lecture 3 – Part 1 20-Sim, 20-Sim 4C, Siemens PLC and Real-Time Linux Hardware-In-Loop setup

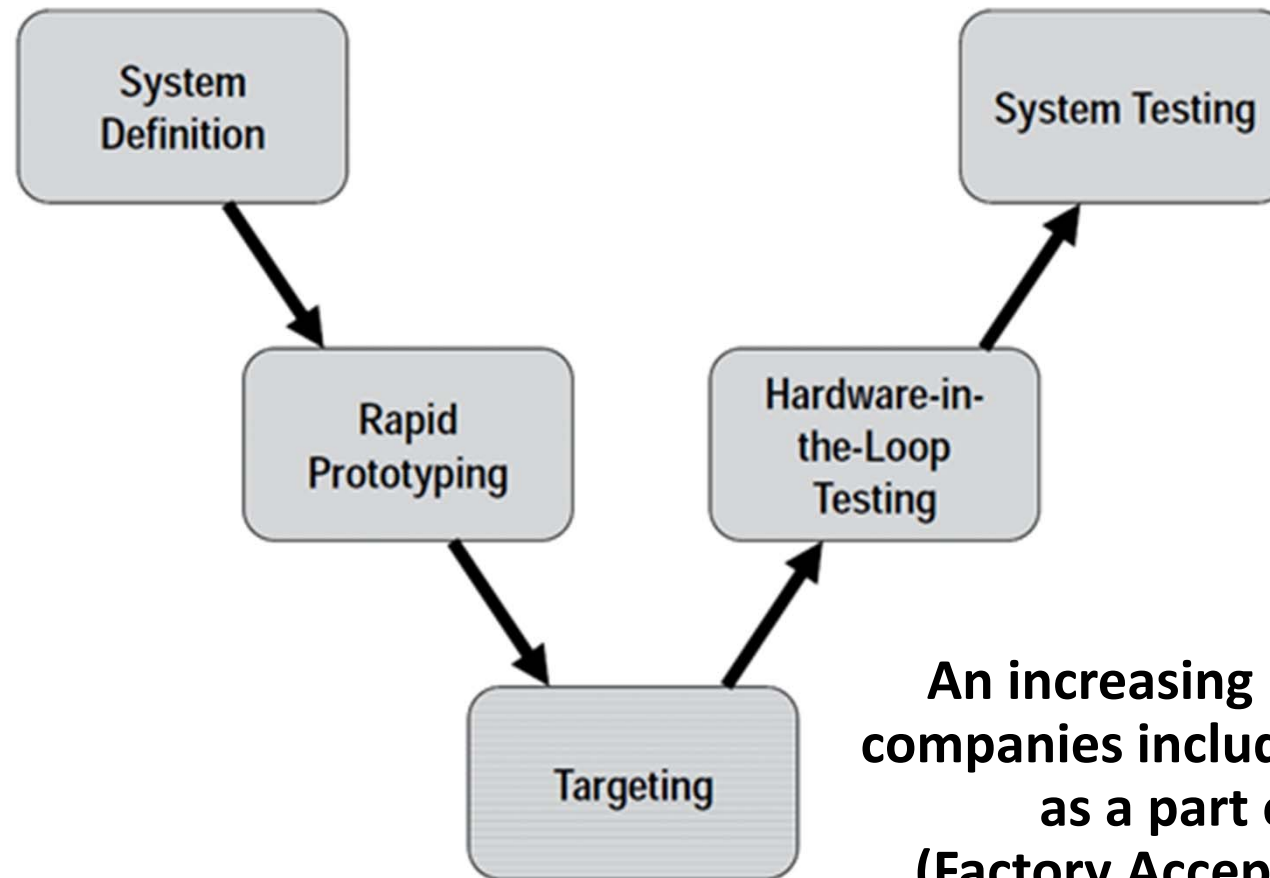








## V-Model for Product Development



**An increasing number of companies include HIL-testing as a part of FAT (Factory Acceptance Test)**

## Some Advantages of HIL Testing

- ✓ Reduced need for expensive prototypes
- ✓ Controller design can be started early, in parallel with mechanical/hydraulic design
- ✓ Possibility for more interaction between control engineering discipline and mechanical/hydraulic disciplines at the design-stage (mechatronics)
- ✓ Unlikely situations can be tested (ex. failures and redundancy)
- ✓ The controller's response to sensor failures can be simulated and tested
- ✓ Potential for reducing commissioning time
- ✓ Increased focus on modelling can be an enabler for remote diagnostics and tuning

## From DNV's website

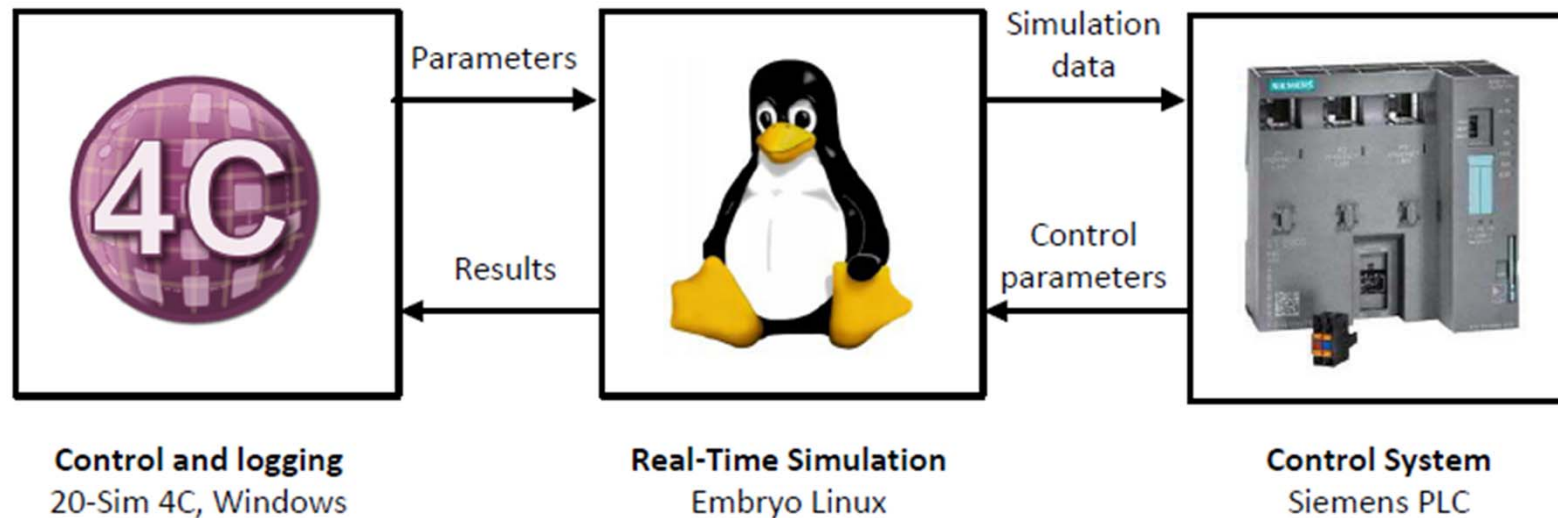
“As a leading class society, DNV is confident that HIL is the best test method currently available and represents a significant step forward,” says Rysst and concludes “Indeed, the process may well become the industry standard, and compared to today’s maritime test standards, enable a significantly improved testing regime. HIL also has the capacity to make systems safer. For these reasons, DNV is committed to HIL testing.”

MAS601 - 20-Sim, 20-Sim 4C, Siemens PLC and Real-Time Linux



# Hardware-in-the-loop Simulation

- Communication setup



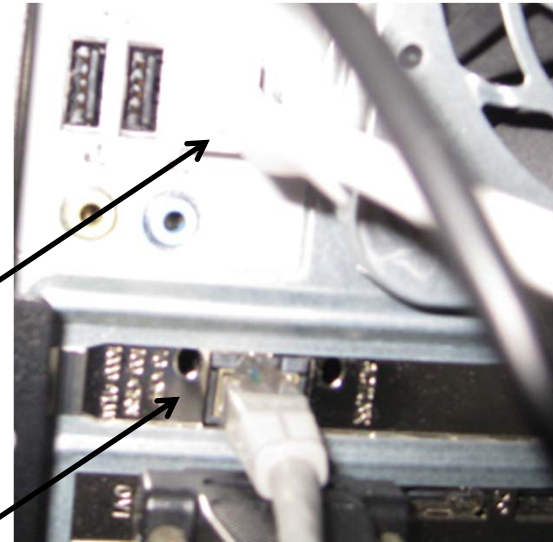
- The Windows PC and the Linux PC are identical and both have two network cards as shown below:

**Card 1:**

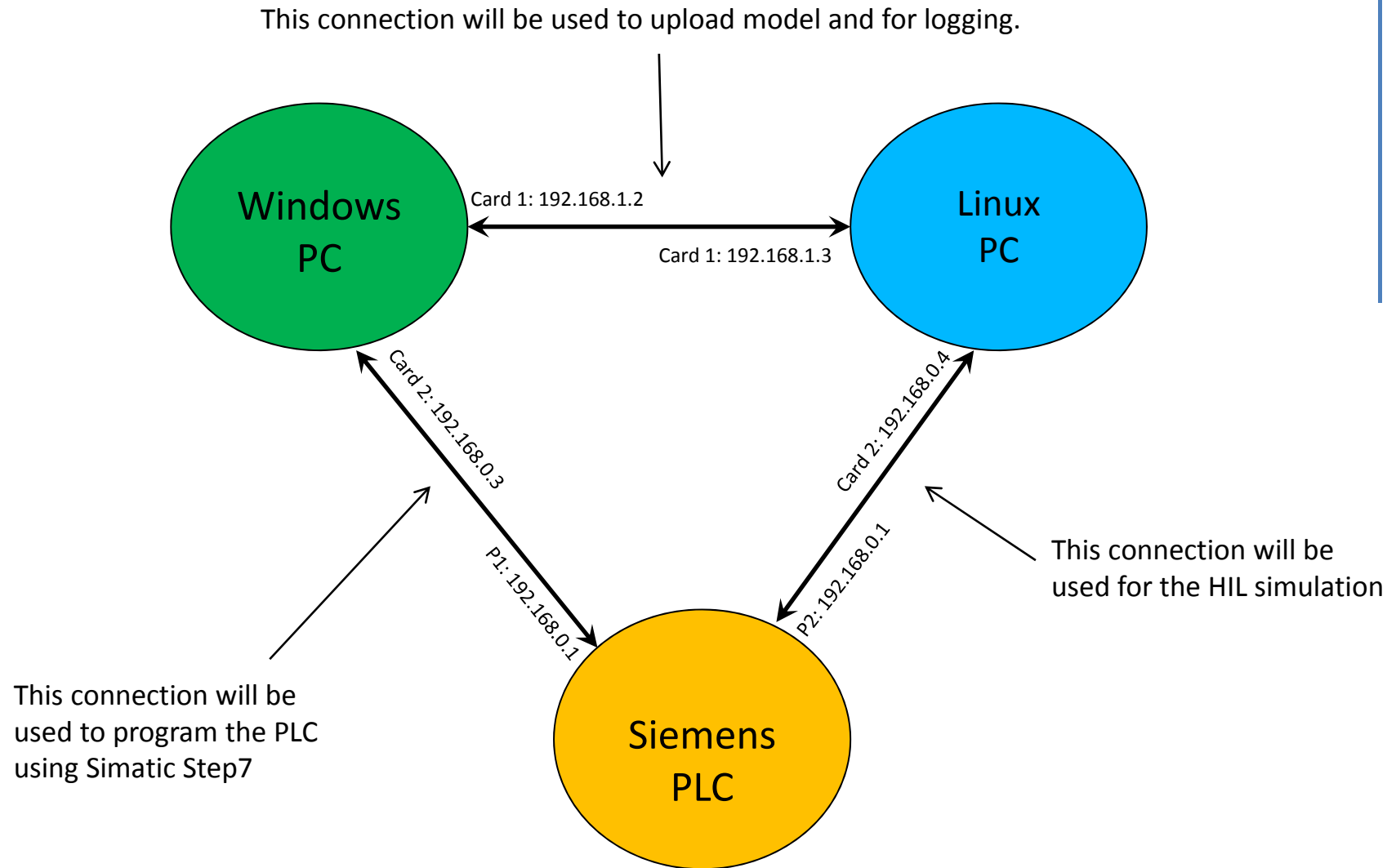
Intel® 82578DM Gigabit  
(Located on Motherboard)

**Card 2:**

Intel® Gigabit CT Desktop  
(External Card)



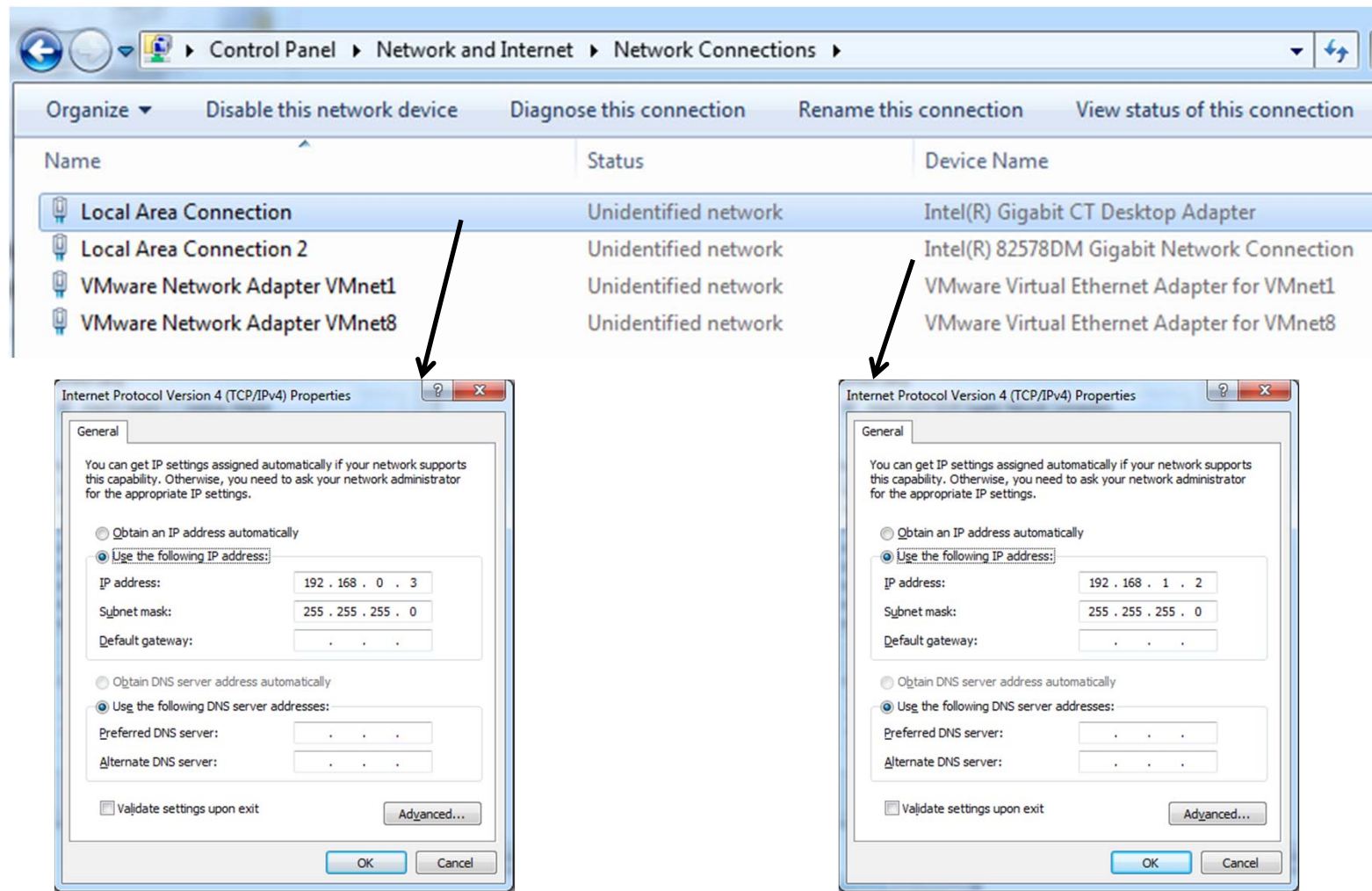






# Embryo Real-Time Linux Setup

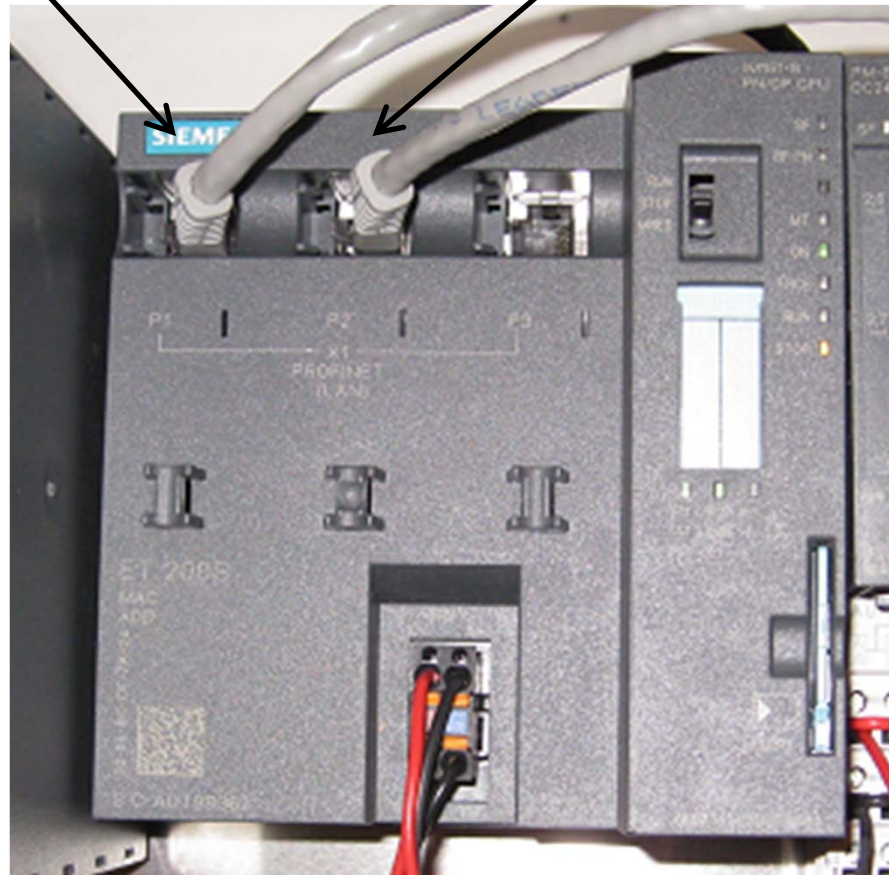
- Username = root
- Password = AgderHILsim
- `ifconfig eth0 192.168.1.3` to set the IP-address of the adapter connected to the Windows PC running 20-Sim and 20-Sim 4C
- `ifconfig eth1 192.168.0.4` to set the IP-address of the adapter connected to the PLC



Note: Boot the PC with Win7, 32-bit. Simatic Step7 v5.5 does not work on x64.

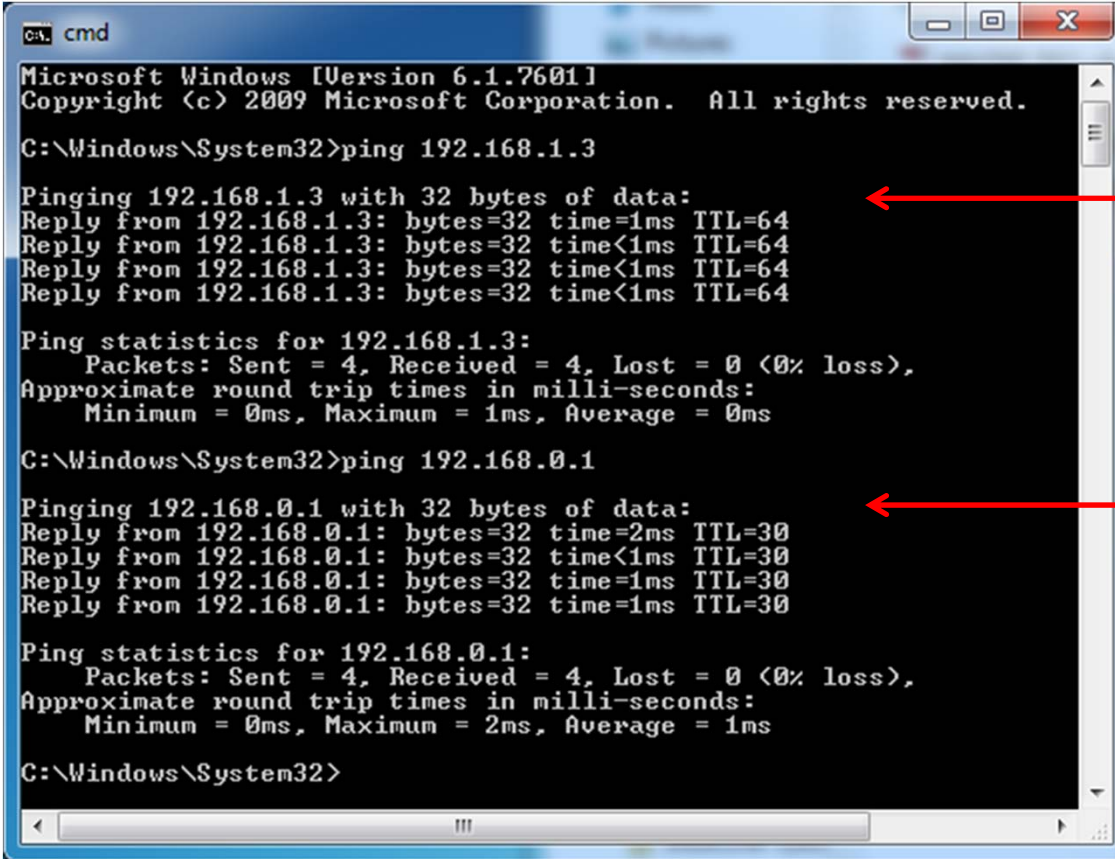
192.168.0.1  
Connect to Windows  
PC – Card 2

192.168.0.1  
Connect to Linux  
PC – Card 2



# Check Ethernet Connections!!

- From Windows PC:



```
cmd
Microsoft Windows [Version 6.1.7601]
Copyright (c) 2009 Microsoft Corporation. All rights reserved.

C:\Windows\System32>ping 192.168.1.3

Pinging 192.168.1.3 with 32 bytes of data:
Reply from 192.168.1.3: bytes=32 time=1ms TTL=64
Reply from 192.168.1.3: bytes=32 time<1ms TTL=64
Reply from 192.168.1.3: bytes=32 time<1ms TTL=64
Reply from 192.168.1.3: bytes=32 time<1ms TTL=64

Ping statistics for 192.168.1.3:
    Packets: Sent = 4, Received = 4, Lost = 0 (0% loss),
    Approximate round trip times in milli-seconds:
        Minimum = 0ms, Maximum = 1ms, Average = 0ms

C:\Windows\System32>ping 192.168.0.1

Pinging 192.168.0.1 with 32 bytes of data:
Reply from 192.168.0.1: bytes=32 time=2ms TTL=30
Reply from 192.168.0.1: bytes=32 time<1ms TTL=30
Reply from 192.168.0.1: bytes=32 time=1ms TTL=30
Reply from 192.168.0.1: bytes=32 time=1ms TTL=30

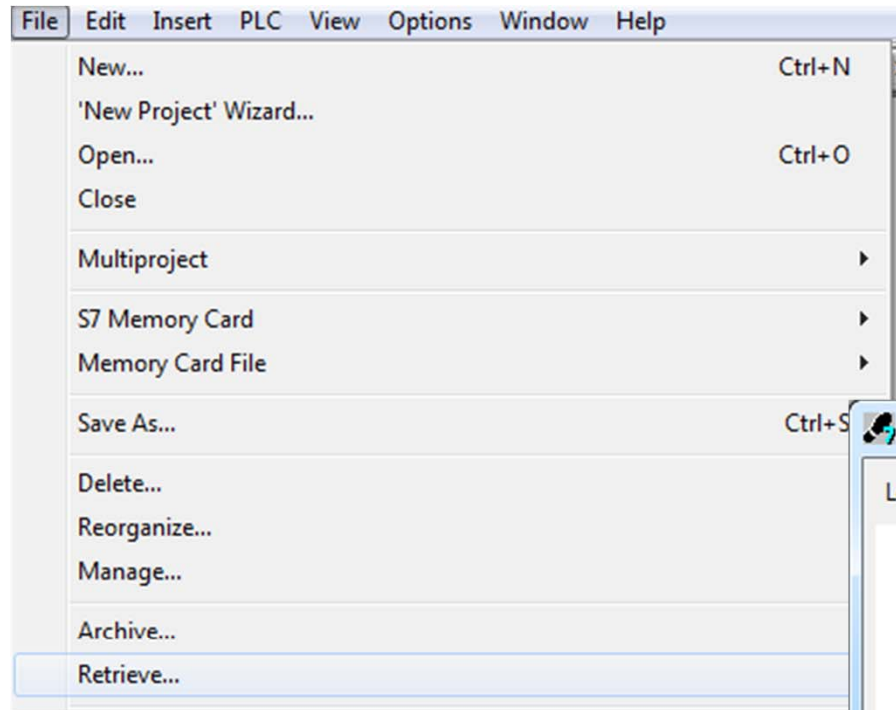
Ping statistics for 192.168.0.1:
    Packets: Sent = 4, Received = 4, Lost = 0 (0% loss),
    Approximate round trip times in milli-seconds:
        Minimum = 0ms, Maximum = 2ms, Average = 1ms

C:\Windows\System32>
```

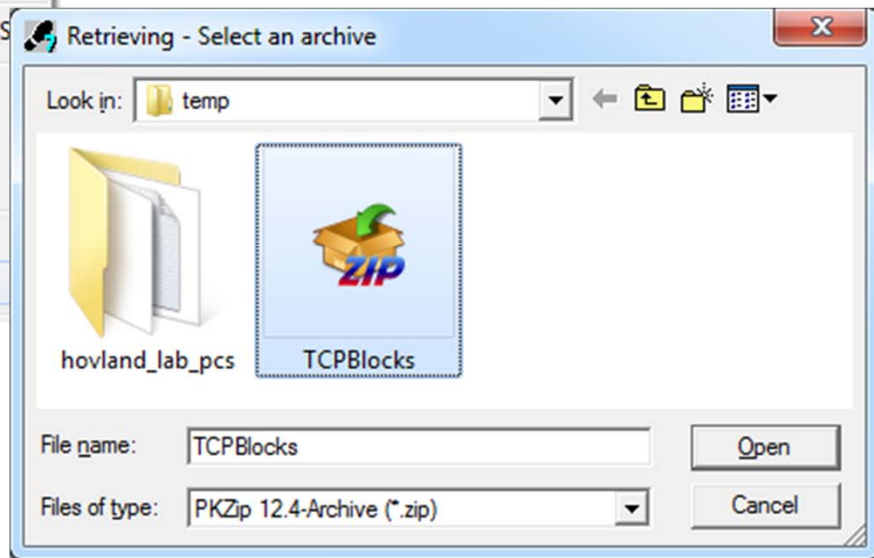
← Connection to Linux PC OK

← Connection to Siemens PLC OK

# Configure TCP/IP Communication

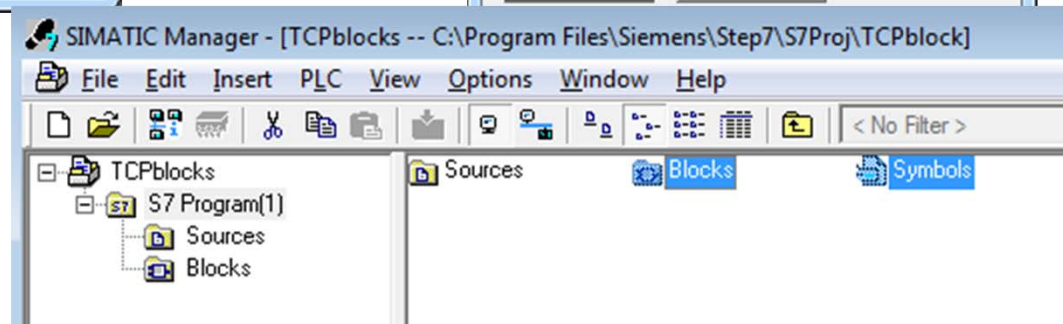
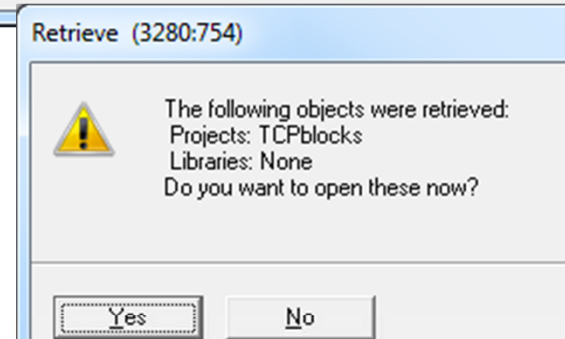
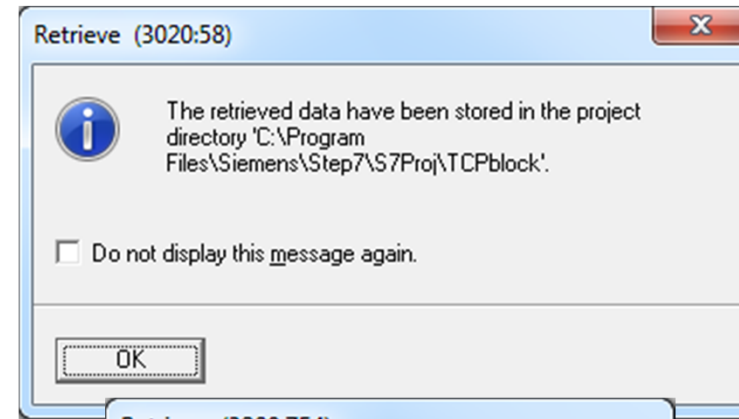
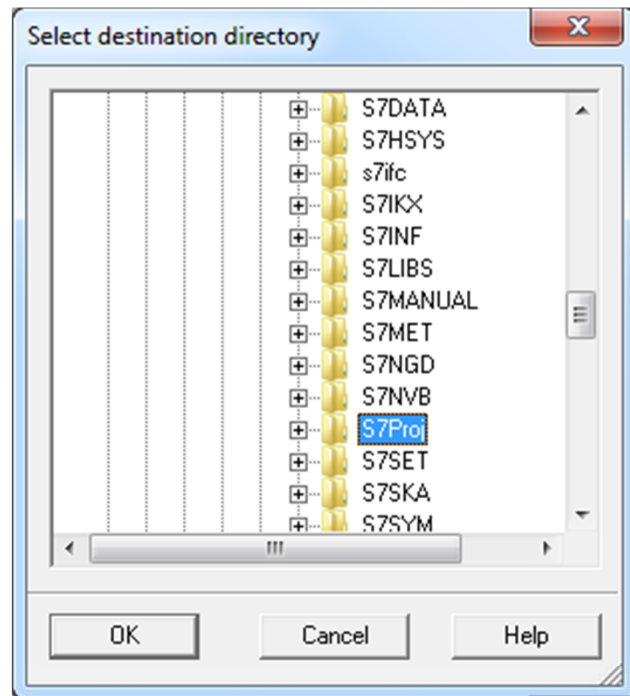


Retrieve TCPBlocks.zip  
located at D:\temp

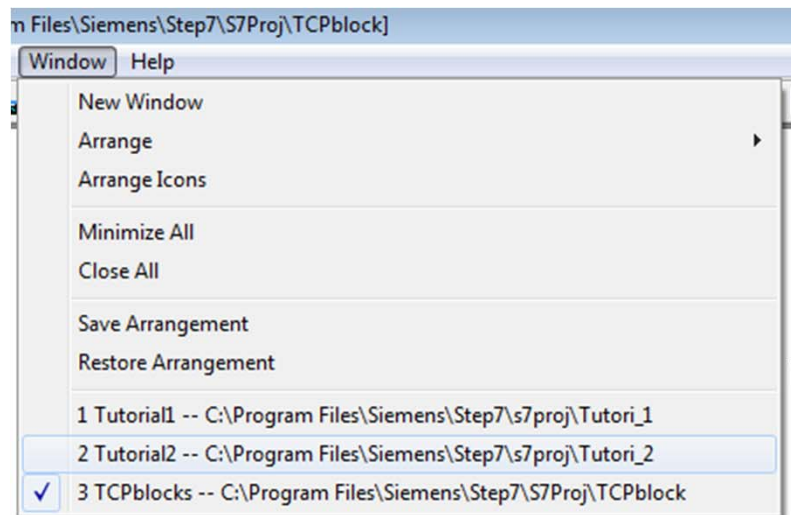
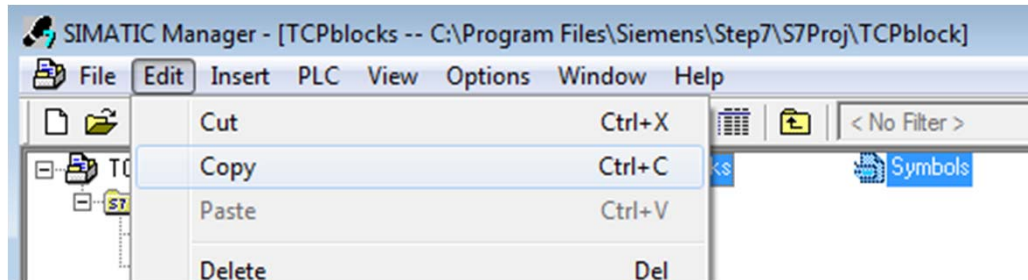




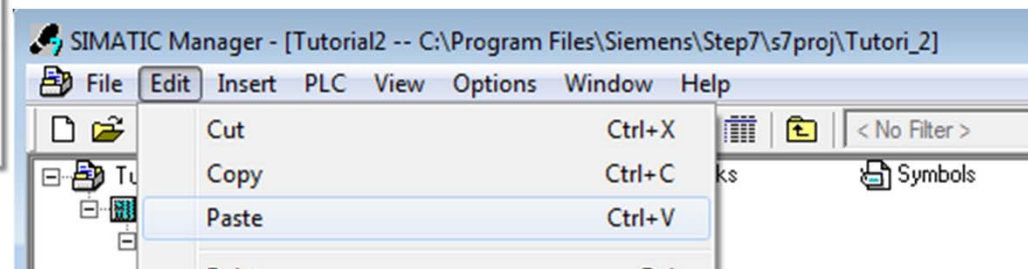
# New Project: TCPBlock



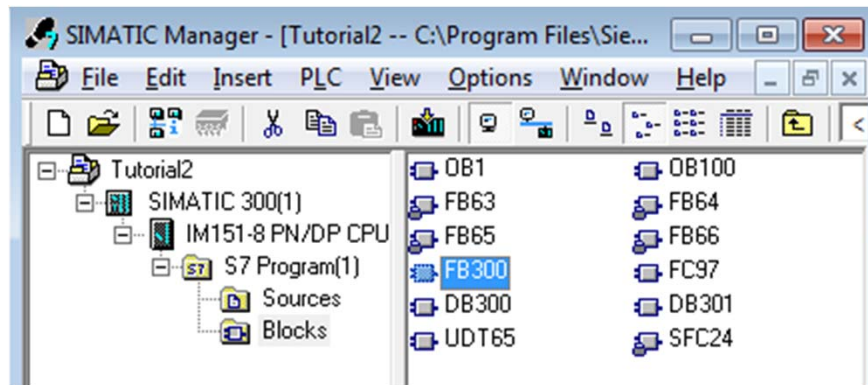
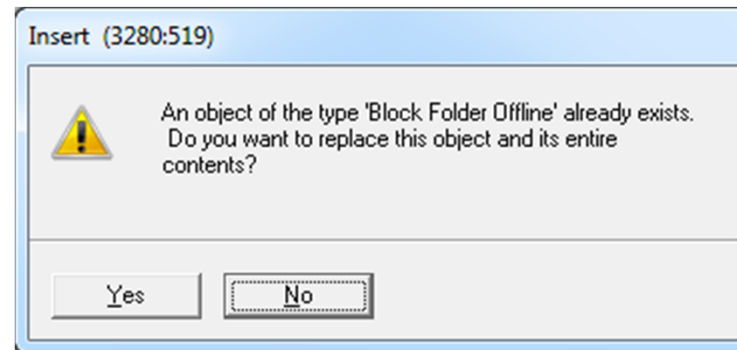
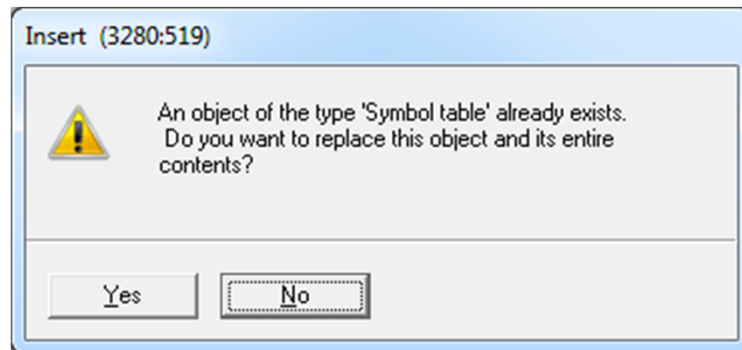
# Copy All Blocks and Symbols from TCPBlock



Paste into the project  
where you have defined  
the CPU and IO.



# Configure FB300



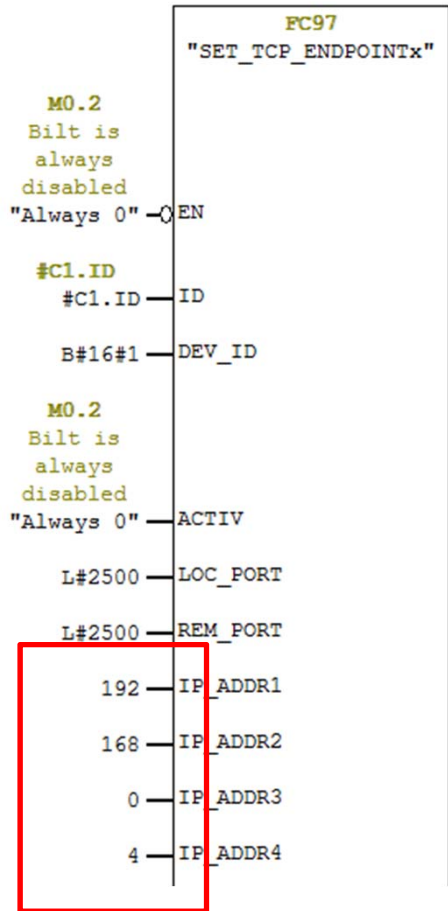
Double-Click



# FB300: Define IO Address/Port of End-Point

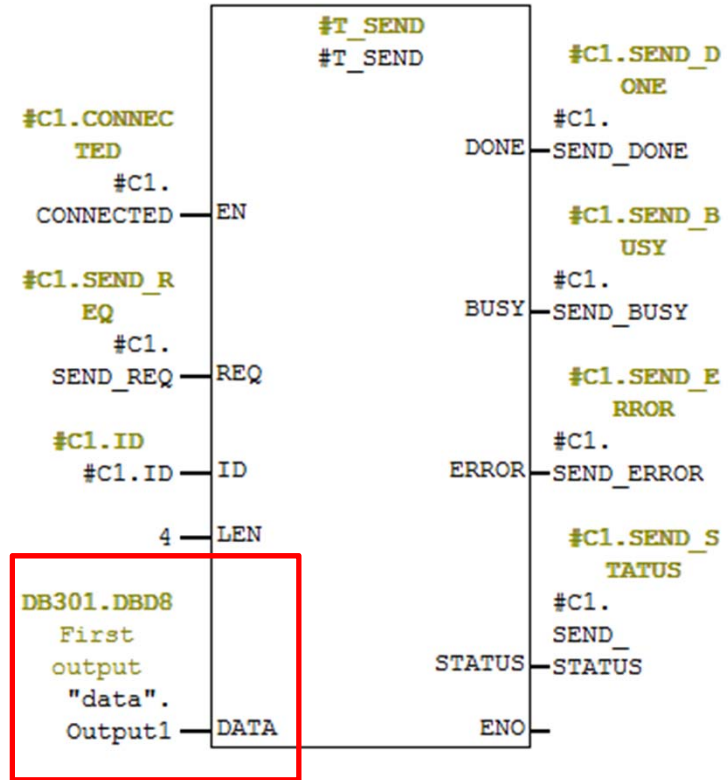
Network 3: Title:

```
#C1.CONNECTED --- EN
```



Network 7: Invoke T\_SEND function

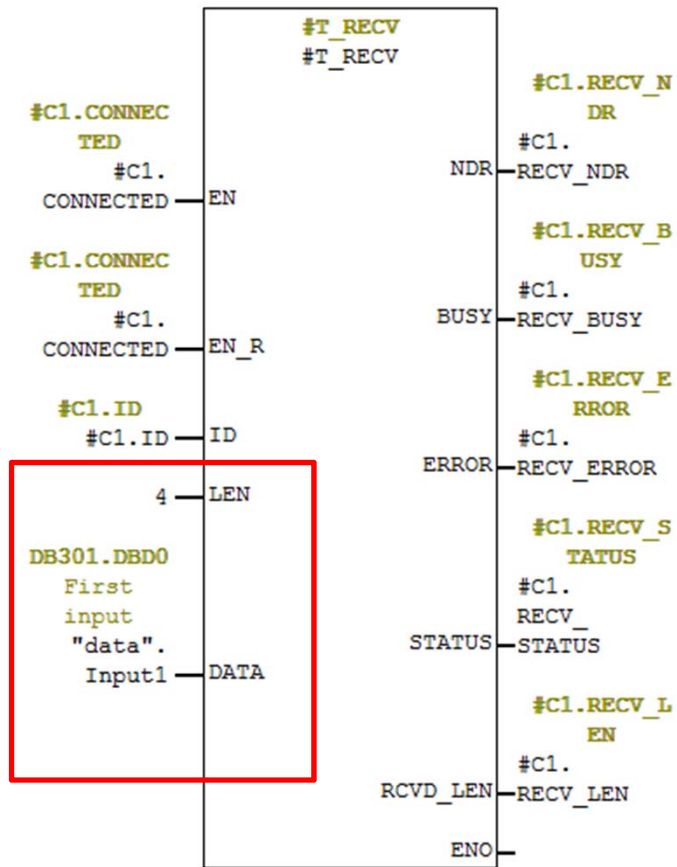
```
Comment:
```



# Define Receiver: 1 Real = 4 Bytes

Network 12: Invoke T\_RECV function

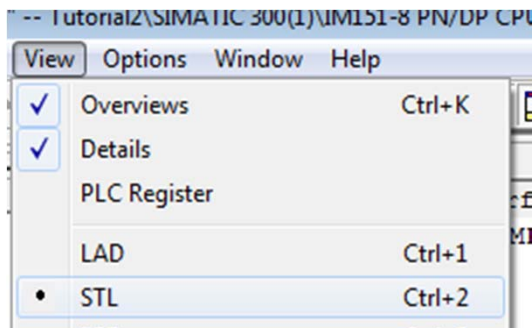
P#DB321.DBX0.0 BYTE 100





# Define bFalse and bTrue at M1.0 and M1.1

Statu	Symbol	Address	Data type	Comment
1	Always 0	M 0.2	BOOL	Bit is always disabled
2	Always 1	M 0.1	BOOL	Bit is always enabled
3	CONT_C	FB 41	FB 41	Continuous Control
4	CYC_INT5	OB 35	OB 35	Cyclic Interrupt 5
5	CYCL_EXC	OB 1	OB 1	Cycle Execution
6	data	DB 301	DB 301	
7	SET_TCP_ENDPO...	FC 97	FC 97	
8	START_UP	OB 100	OB 100	
9	TCON	FB 65	FB 65	Connect
1	TCON_PAR	UDT 65	UDT 65	Connection Parameters for TCON
1	TCP_INSTANCE1	DB 300	FB 300	
1	TDISCON	FB 66	FB 66	Disconnect
1	TEST_DB	SFC 24	SFC 24	Test Data Block
1	TRCV	FB 64	FB 64	Receive Data
1	TSEND	FB 63	FB 63	Send Data
1	TSEND_TRECV_...	FB 300	FB 300	
1	bFalse	M 1.0	BOOL	
1	bTrue	M 1.1	BOOL	



Network 3: Title:

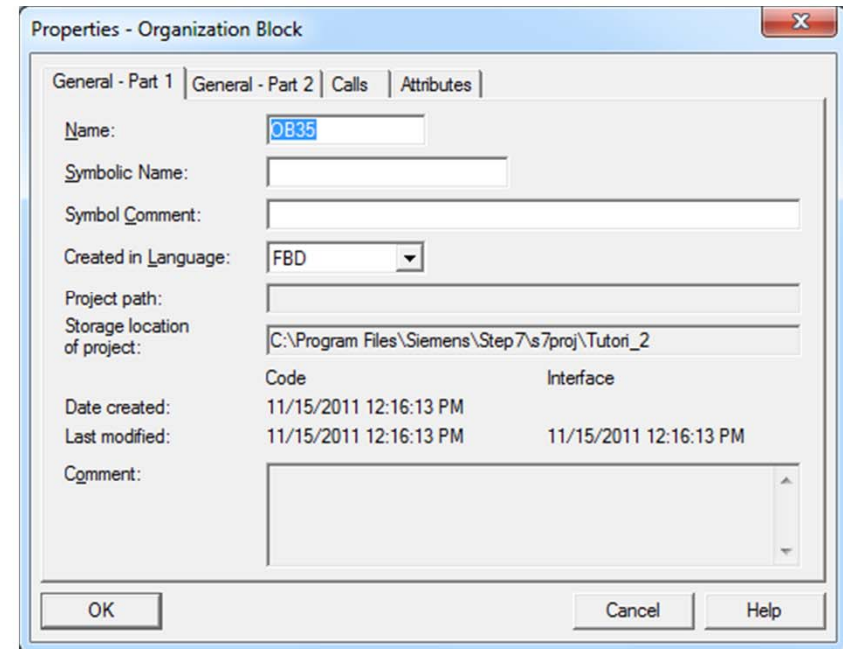
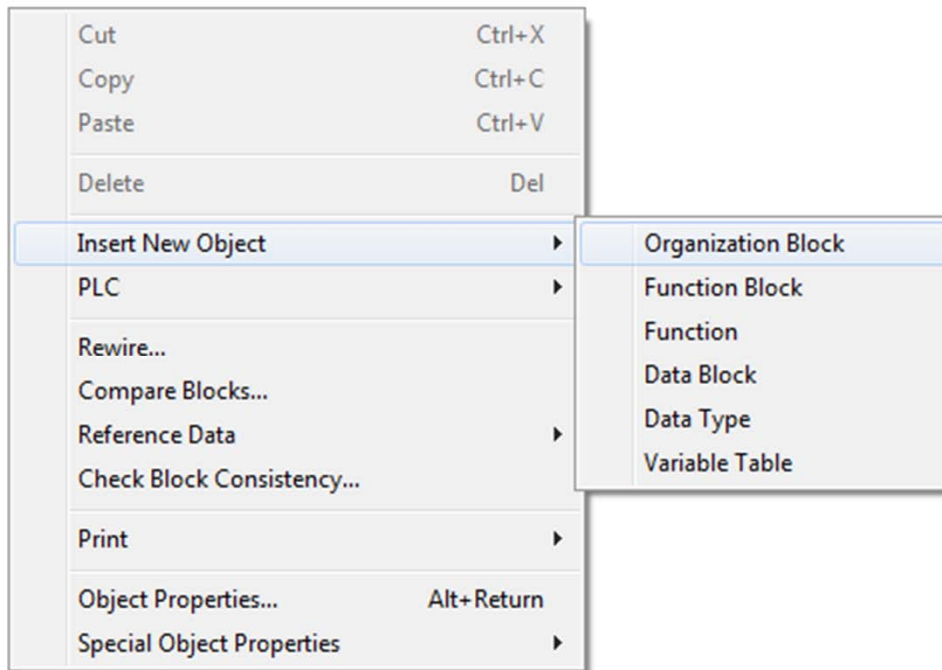
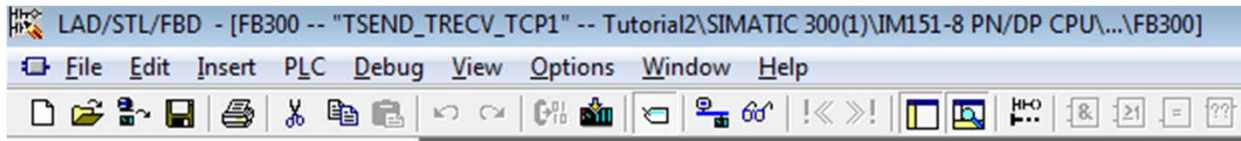
Comment:

```

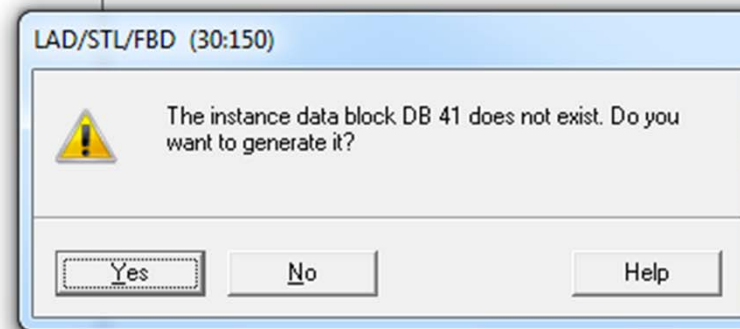
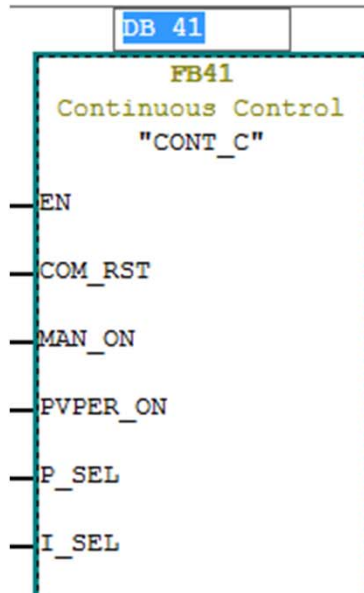
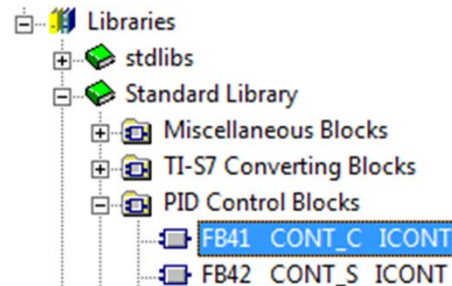
CLR
=   "bFalse"           M1.0
SET
=   "bTrue"            M1.1

```

# New Interrupt Block: OB35 (100ms by default)

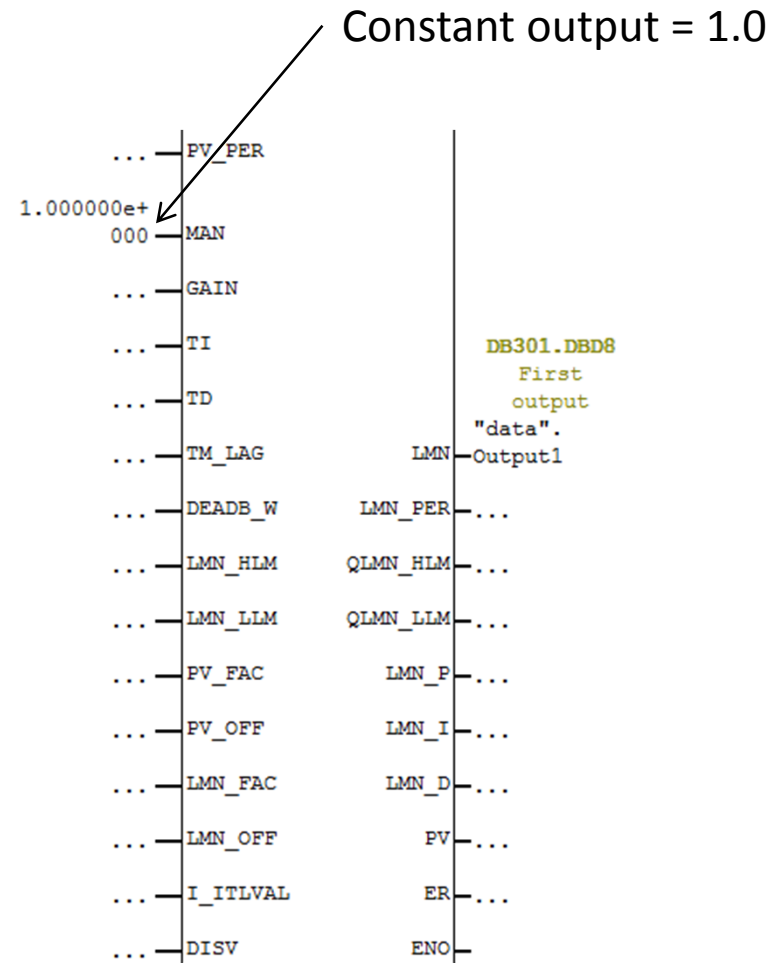
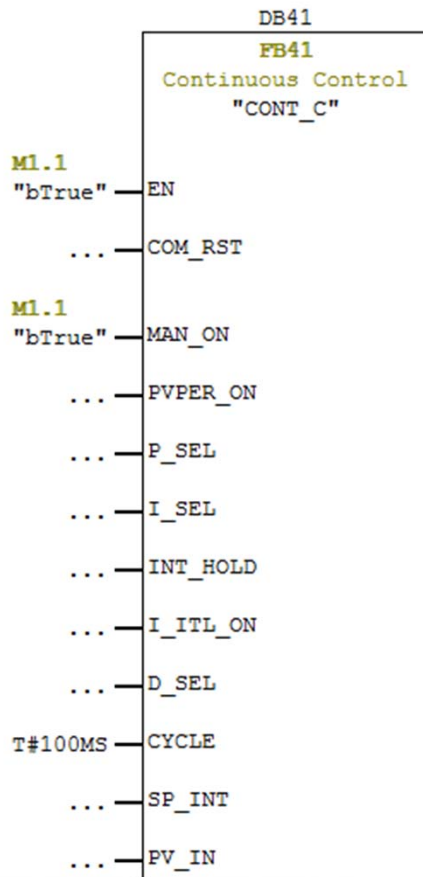


# Insert PID Controller (FB41 and DB41)



# Start with Manual Mode and Constant Output

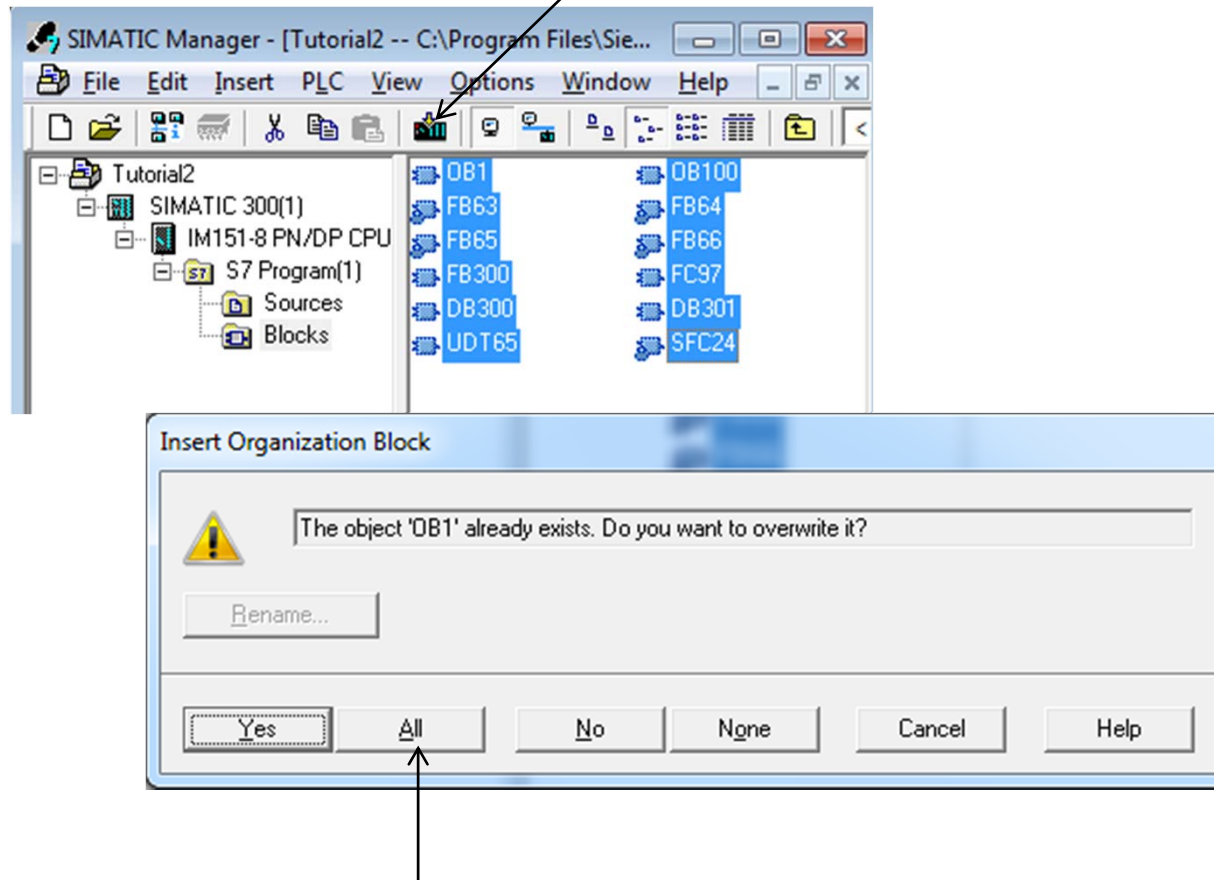
Network 1: Title:  
 Comment:





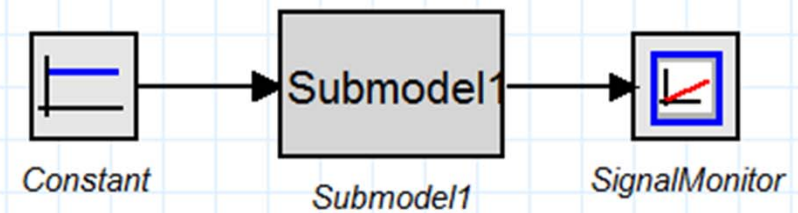
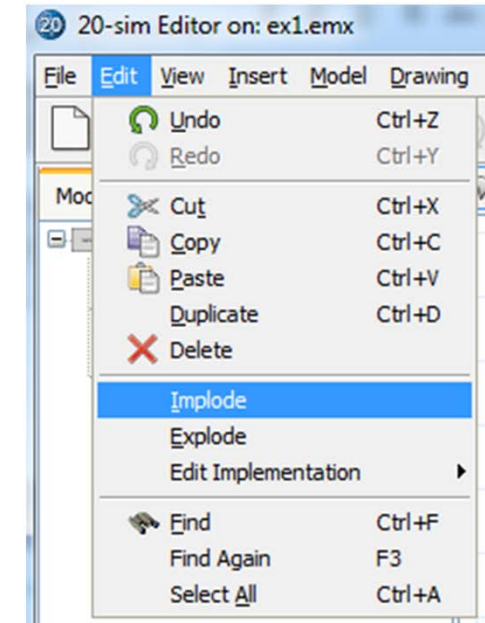
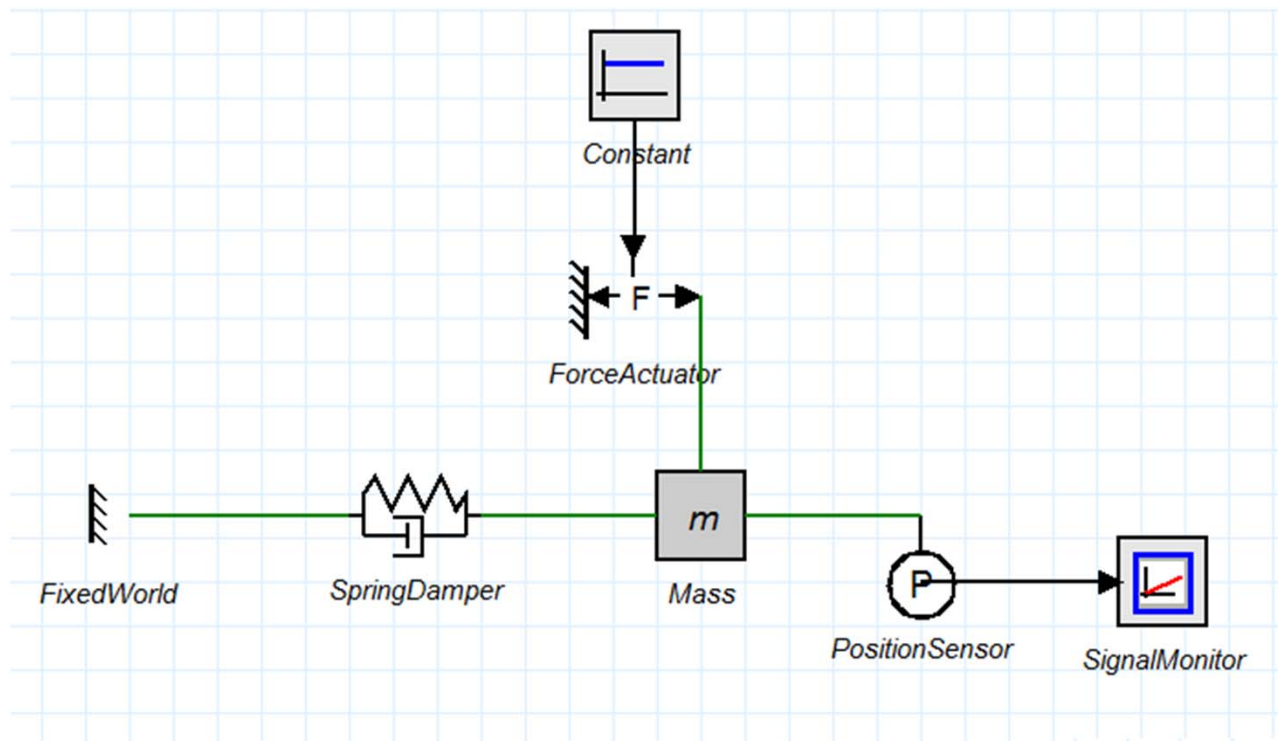
# Upload PLC program

Select all and click upload icon (or CTRL+L)

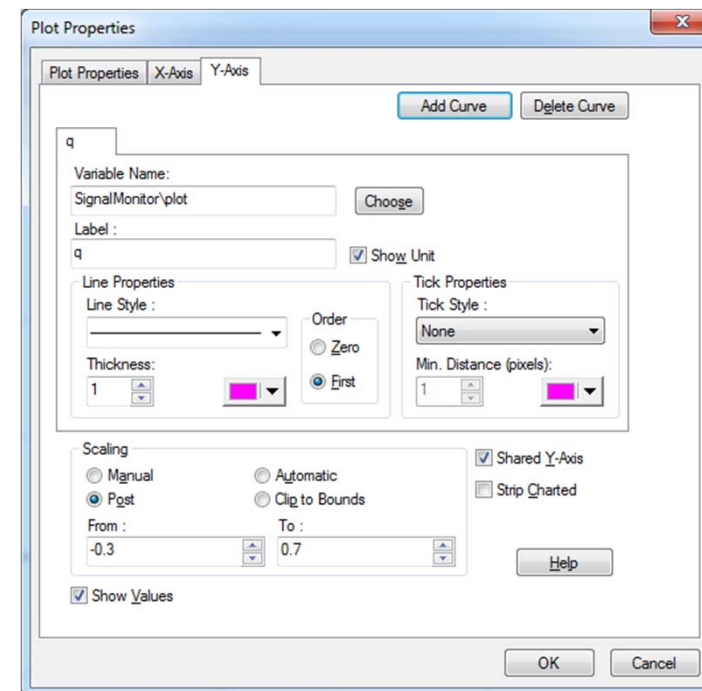
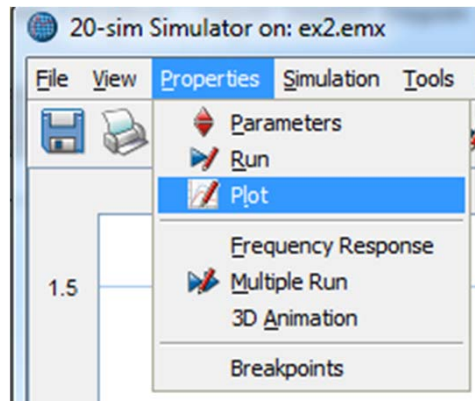
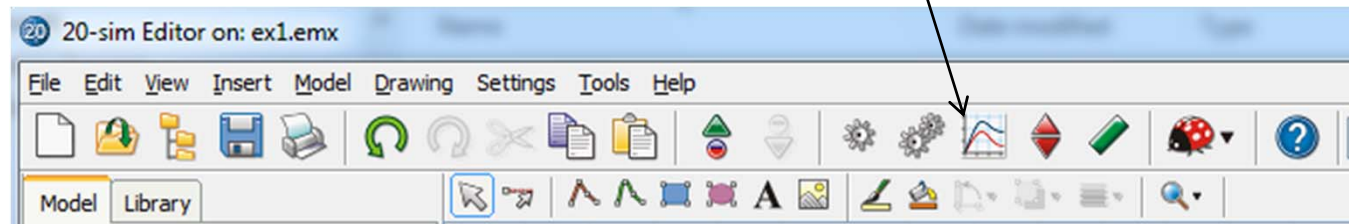




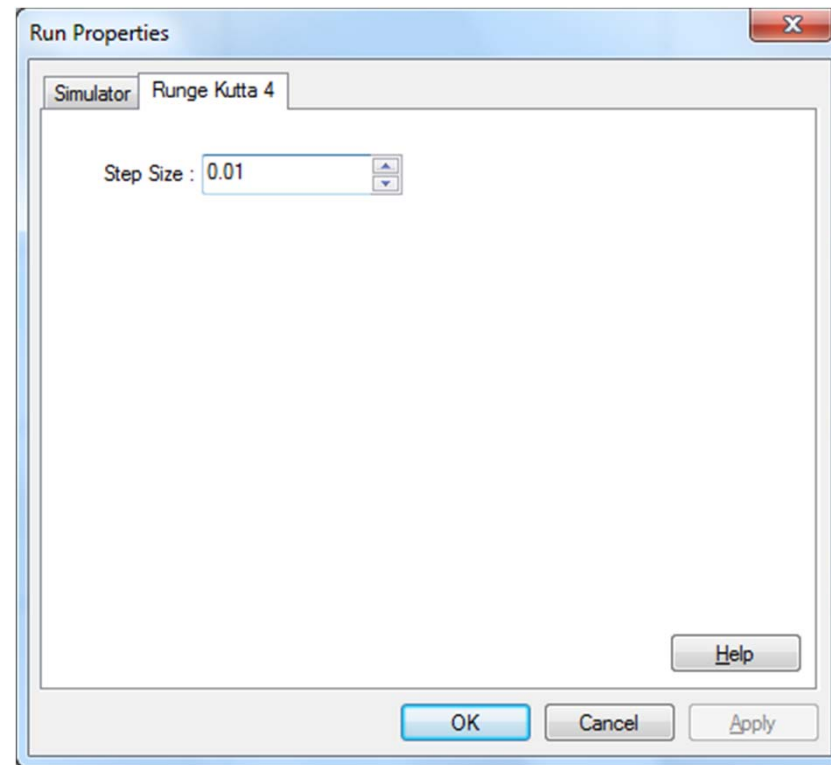
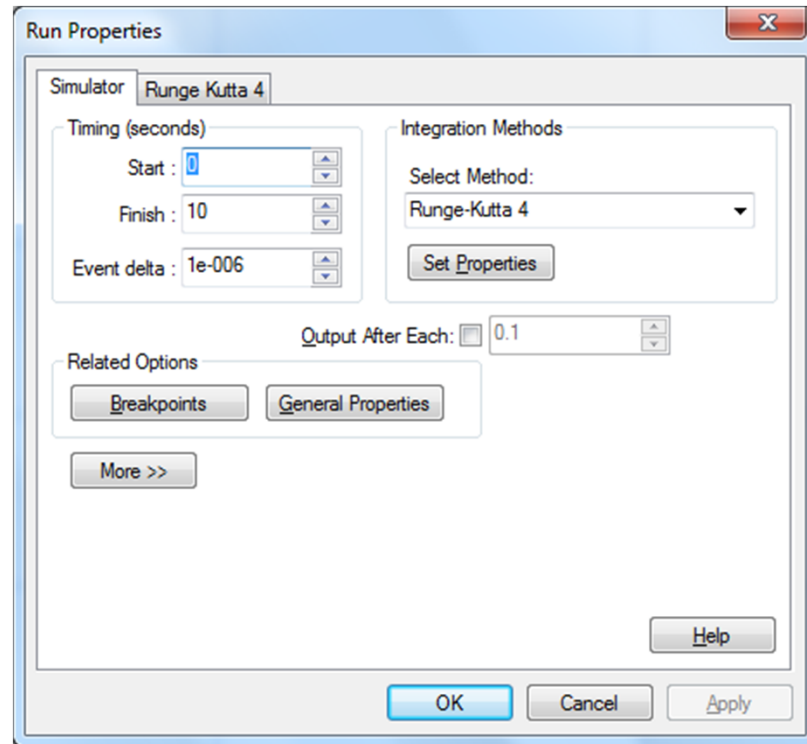
# Define a simple Mass-Spring-Damper Model



## 20-Sim: Plot and Properties

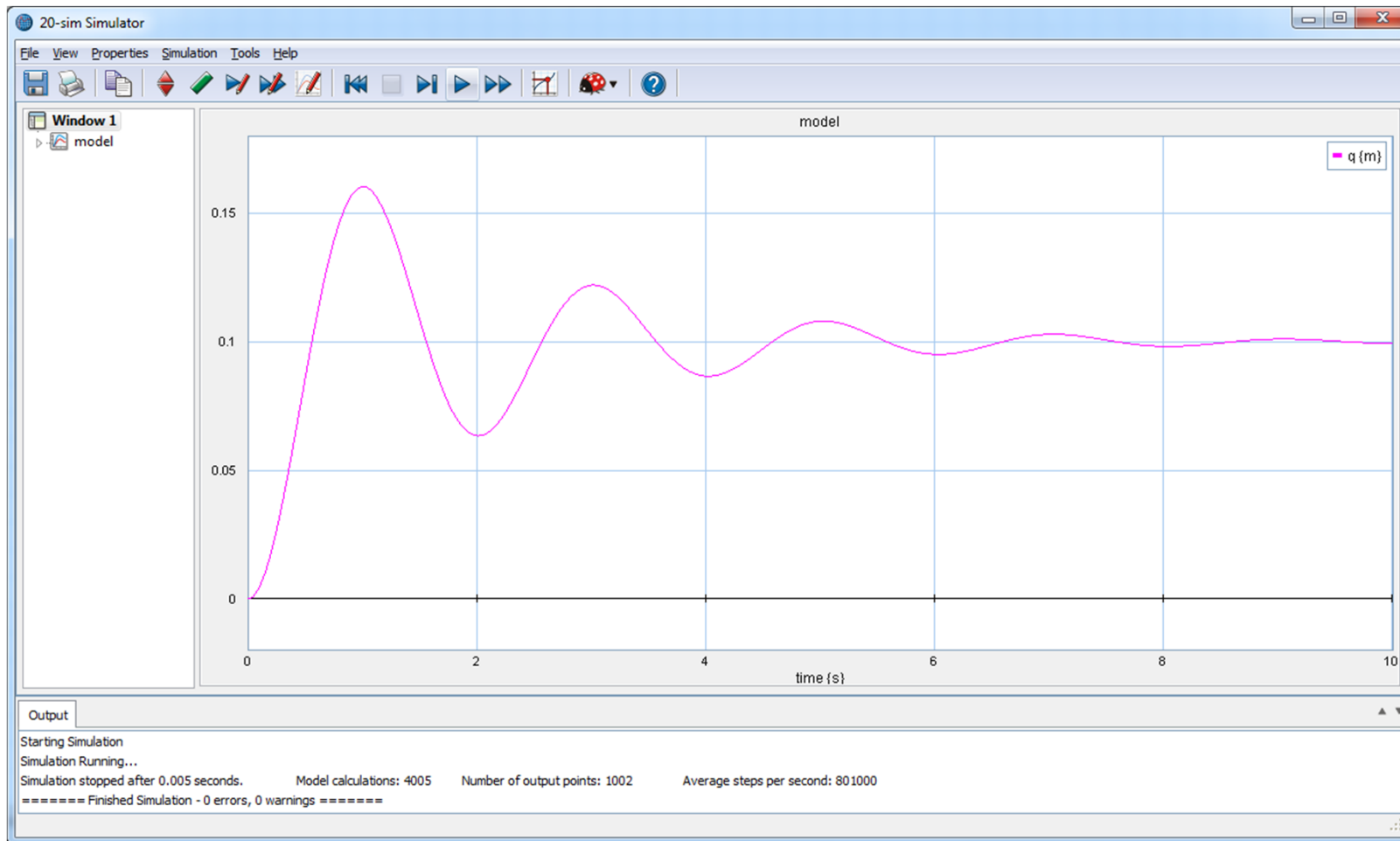


## 20-Sim: Plot and Properties-Run



Runge-Kutta 4 with step size 0.01 (10ms).  
Communication Ratio (haptic\_socket.c) = 10, so  
communication happens at 100ms

# Testing the simulated step response



# Double-check haptic\_socket.h

- `#define NUMBER_OF_VARIABLES_IN 1 //In defines from PLC to RTAI`
- `#define NUMBER_OF_VARIABLES_OUT 1 //Out defines from RTAI to PLC`
- `#define RATIO 10 // Ratio between receiving and sending`  
`// Sending will happen at RATIO*stepsize`

This file is located at:

`C:\Program Files\20-sim4C 2.0\target\x86-rtai\src`

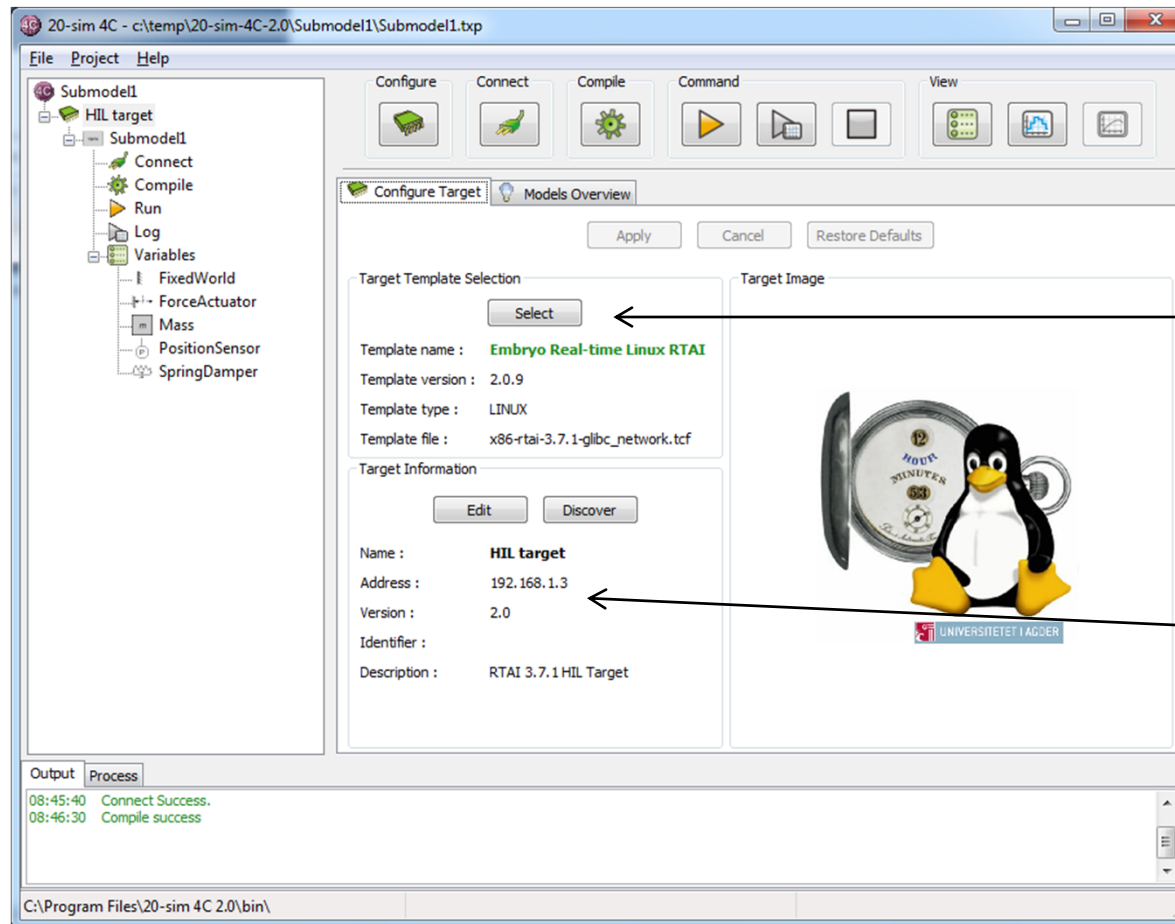
# C-Code Generation for 20-Sim 4C

The screenshot illustrates the process of generating C-code for 20-Sim 4C. The main window shows the 'Tools' menu with 'C-Code Generation' selected under the 'Real Time Toolbox'. The 'C-Code Generation' dialog box is open, displaying a 'Target List' with the following items:

- 20sim Dynamic DLL
- C-Code for 20-sim submodel
- C++ class for 20-sim submodel
- Simulink S-Function
- Stand-Alone C-Code
- 20-sim 4C 2.0** (selected)

The 'Description' field for the selected target is 'C-Code generation for 20-sim 4C.'. Below the target list, the 'Submodel' is set to 'Submodel1'. The 'Output Directory' is set to 'c:\temp\20-sim-4C-2.0\%SUBMODEL\_NAME%', and the 'Converted Output Directory Name' is 'c:\temp\20-sim-4C-2.0\Submodel1\src'. A '20-sim Question' dialog box is also shown, asking: 'Target Directory : "c:\temp\20-sim-4C-2.0\Submodel1\src" does not exist, do you want to create it?' with 'Yes' and 'No' buttons.

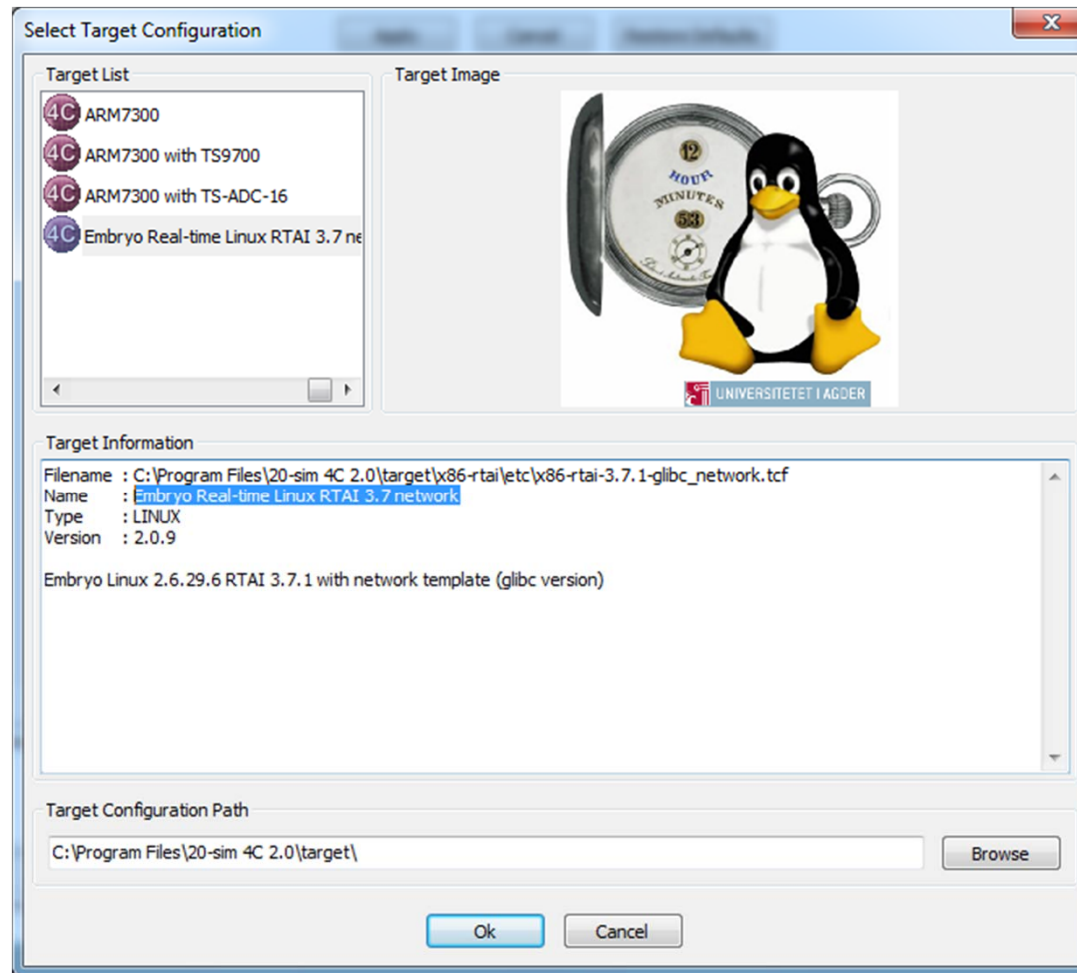
# Select Real-Time Linux RTAI Target



Select the Embryo  
Real-time Linux RTAI 3.7 network

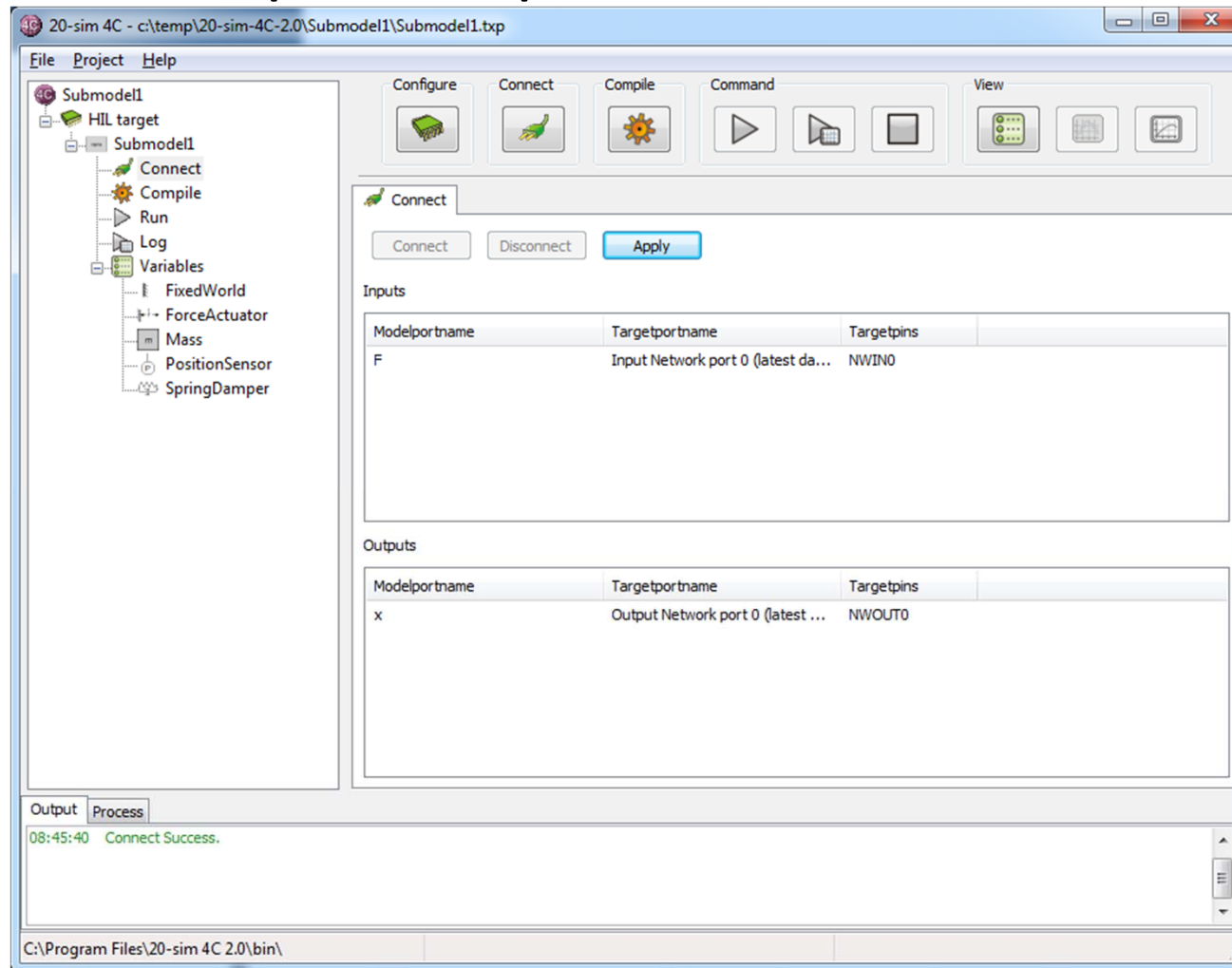
20-Sim4C sometimes  
finds the RTAI through  
the PLC (the 192.168.0.x  
network). In this case,  
select Edit and type the  
address 192.168.1.3 and  
click on Discover. Finally  
Apply.

# Select the Embryo Real-Time RTAI 3.7 target





# Define Input/Output Connections with PLC



# Compile

The screenshot shows the 20-Sim 4C software interface. The left sidebar displays a project tree for 'Submodel1' with components like 'FixedWorld', 'ForceActuator', 'Mass', 'PositionSensor', and 'SpringDamper'. The main window has a toolbar with 'Configure', 'Connect', 'Compile', 'Command', and 'View' buttons. The 'Compile' button is active, and the 'Compile' panel shows the following output:

```

Autostart = yes
-----
%FC_MODELNAME% : Submodel1
%FC_FORSEEDIR% : C:\Program Files\20-sim 4C 2.0
%FC_TARGETDIR% : C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\target\x86-rtai
%FC_MODELDIR% : c:\temp\20-sim-4C-2.0\Submodel1
%FC_MODELSRCDIR% : c:\temp\20-sim-4C-2.0\Submodel1\src\
%FC_MODELBUILDDIR% : c:\temp\20-sim-4C-2.0\Submodel1\build\

(override = true) PATH = C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\contrib\toolchain-i386_gcc-4.1.2_glibc-2.7\

"C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\contrib\toolchain-i386_gcc-4.1.2_glibc-2.7\bin\486-openwrt-linux-gnu-gcc.exe" -o Submodel1 -
DDEBUG -DUSE_TCPIP_NETWORK -O2 -Wall -I"C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\target\x86-rtai\include\rtai-3.7.1" *.c -L"C:\Program
Files\20-sim 4C 2.0\target\x86-rtai\lib\glibc-2.7\rtai-3.7.1" -lxt -lm -pthread

Command completed successfully.
-----
Progress of the compile process
-----
(override = true) PATH = C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\contrib\toolchain-i386_gcc-4.1.2_glibc-2.7\

"C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\contrib\toolchain-i386_gcc-4.1.2_glibc-2.7\bin\486-openwrt-linux-gnu-gcc.exe" -o libSubmodel1
_ipc.so -DDEBUG -DIPC_LIBRARY -shared -O2 -Wall ivcipc.c ivcstorage.c rtai_ivcplatformfunctions.c -I"C:\Program Files\20-sim 4C
2.0\target\x86-rtai\include\rtai-3.7.1" -L"C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\target\x86-rtai\lib\glibc-2.7\rtai-3.7.1" -lxt -lm -pthread

Command completed successfully.
-----
  
```

The bottom status bar shows the following output:

```

08:45:40 Connect Success.
08:46:30 Compile success
  
```

The status bar at the bottom of the window indicates the current directory: C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\bin\

# Monitor Selection

The screenshot shows the 20-sim 4C software interface. The main window displays a project tree on the left with components like HIL target, Submodel1, Connect, Compile, Run, Log, Variables, FixedWorld, ForceActuator, Mass, PositionSensor, and SpringDamper. The central area shows the 'Monitor Selection' dialog box with a table of variables to be monitored.

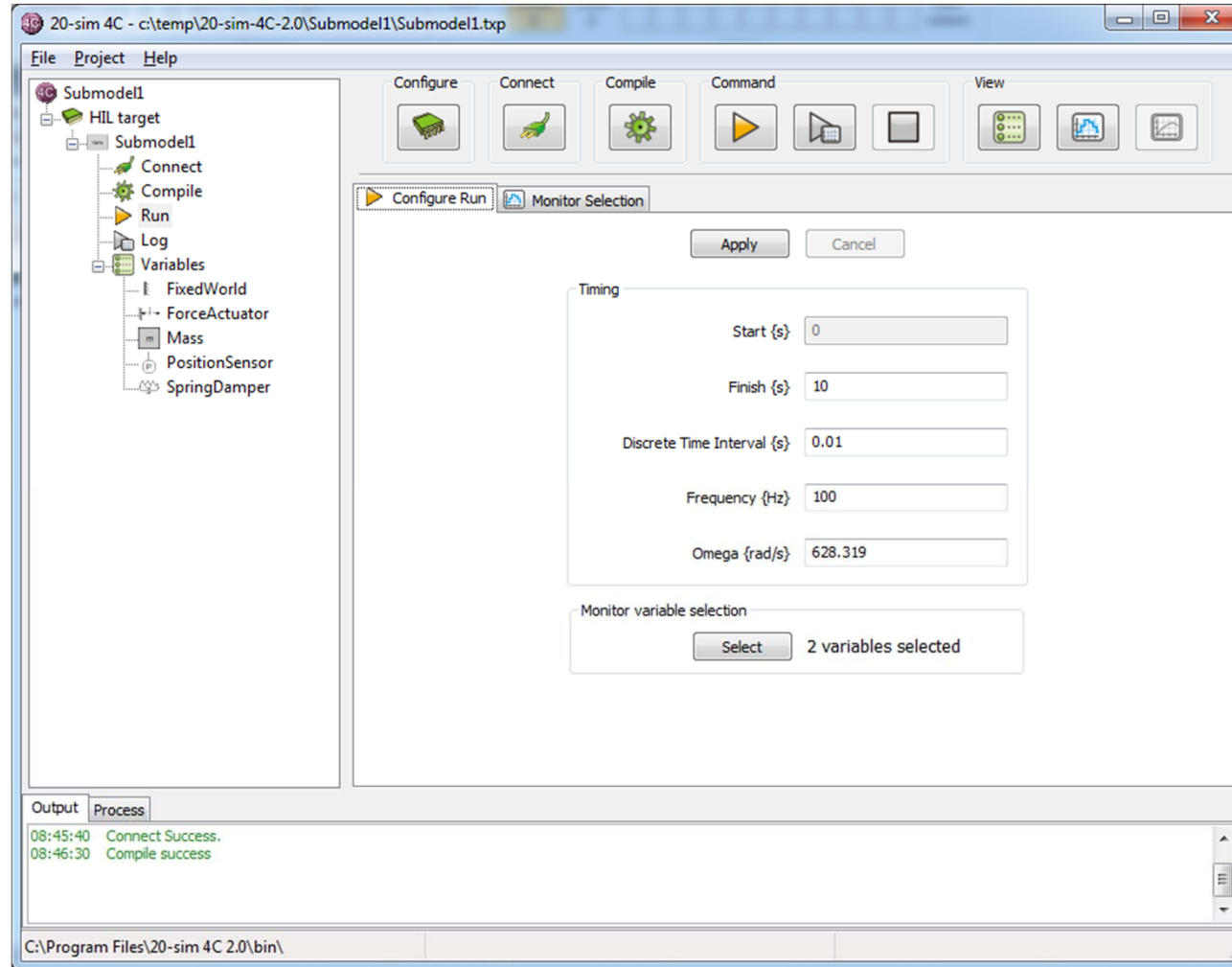
Kind	Name	Mon	Description
I	F	<input checked="" type="checkbox"/>	
O	x	<input checked="" type="checkbox"/>	
V	FixedWorld/p1.F	<input type="checkbox"/>	
V	FixedWorld/p1.v	<input type="checkbox"/>	
V	FixedWorld/p.F	<input type="checkbox"/>	
V	FixedWorld/p.v	<input type="checkbox"/>	
V	ForceActuator/p.F	<input type="checkbox"/>	
V	ForceActuator/p.v	<input type="checkbox"/>	
V	ForceActuator/F	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p1.F	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p2.F	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p3.F	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p1.v	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p2.v	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p3.v	<input type="checkbox"/>	
V	Mass/p.F	<input type="checkbox"/>	
P	Mass/m	<input type="checkbox"/>	mass
R	Mass/a	<input type="checkbox"/>	
i	Mass/p.v_initial	<input type="checkbox"/>	
R	Mass/p.v	<input type="checkbox"/>	
S	Mass/x	<input type="checkbox"/>	
i	Mass/x_initial	<input type="checkbox"/>	
V	PositionSensor/p.F	<input type="checkbox"/>	

The bottom of the window shows the 'Output' tab with the following log entries:

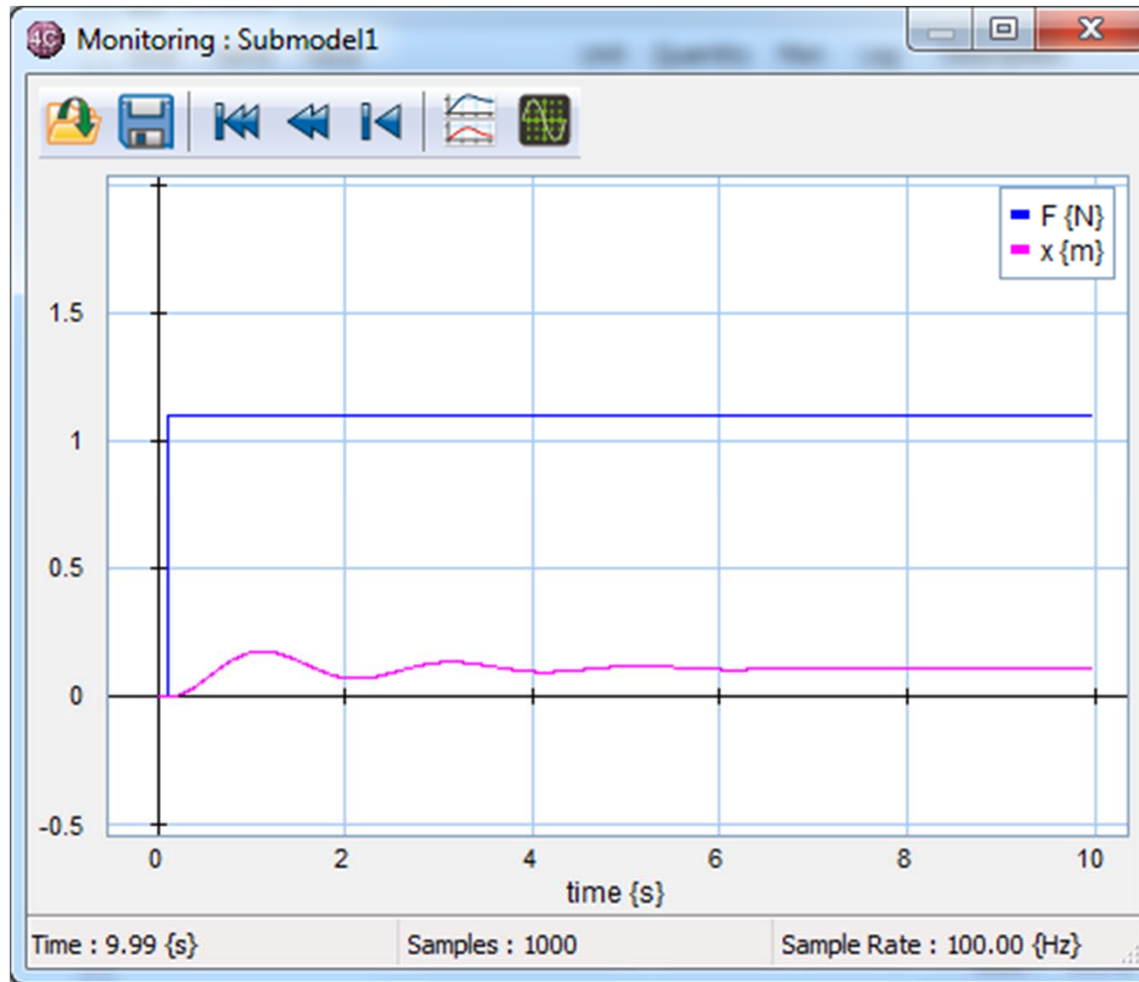
```
08:45:40 Connect Success.
08:46:30 Compile success
```

The status bar at the bottom indicates the path: C:\Program Files\20-sim 4C 2.0\bin\

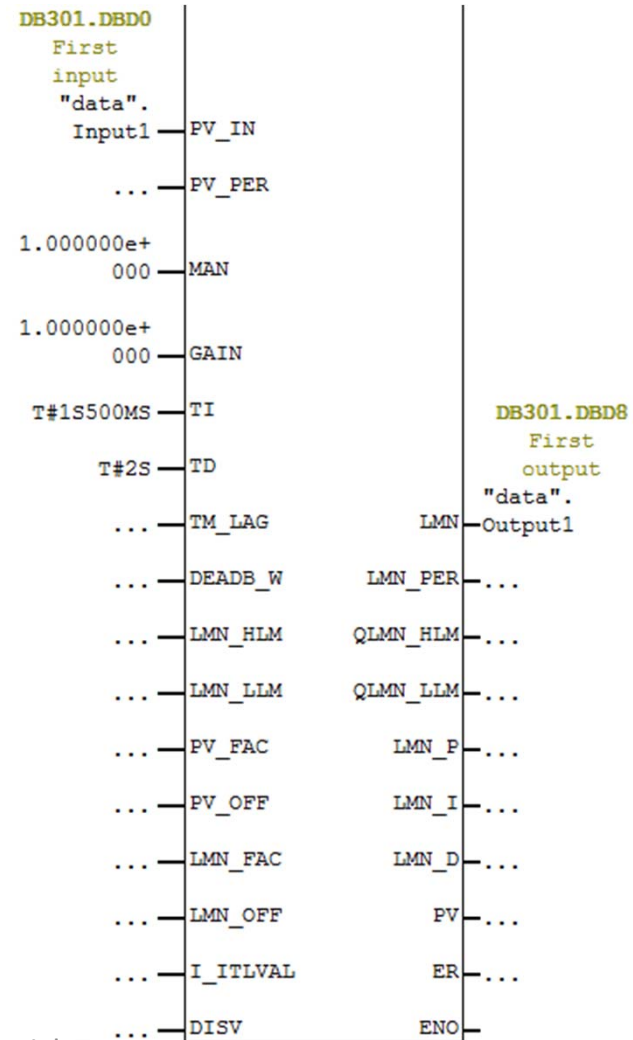
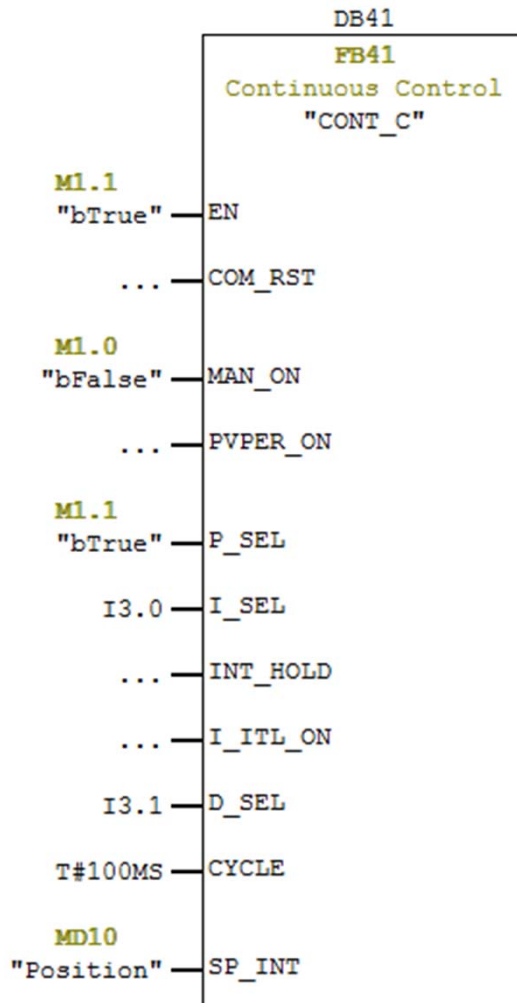
# Apply Run Configuration



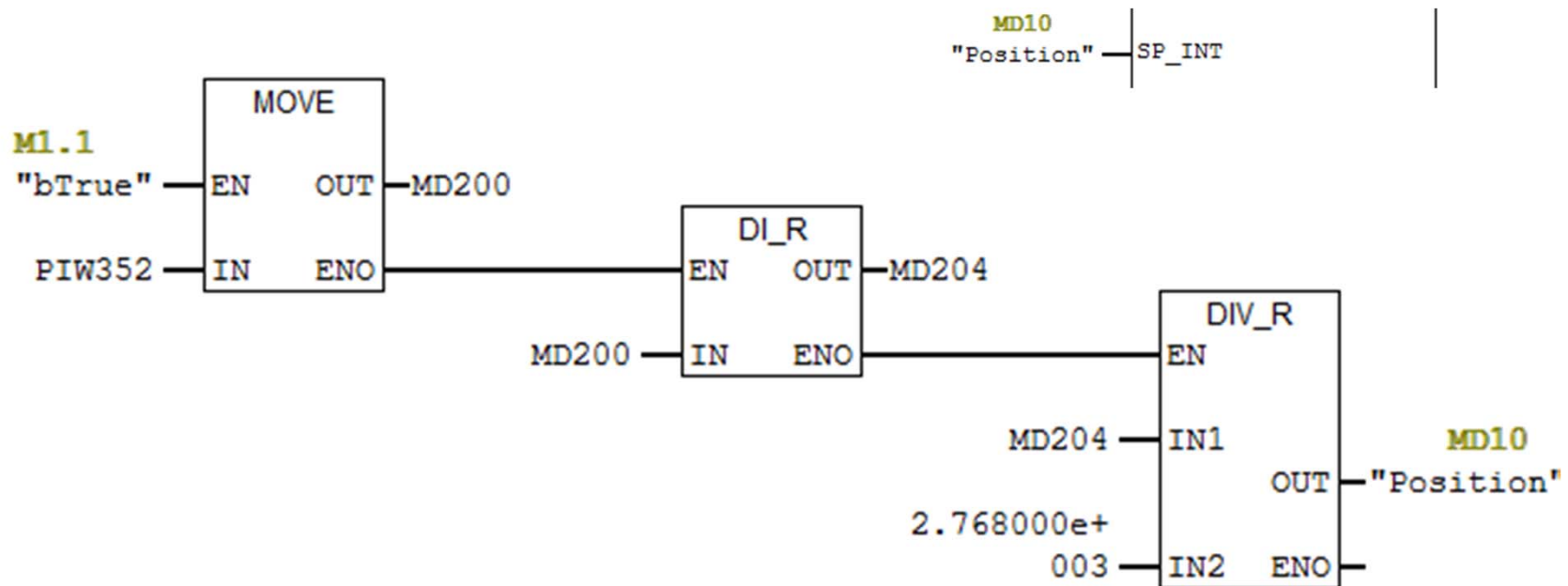
# HIL Test: Open-Loop Step Response



# Activate PI Controller in PLC (in OB35)

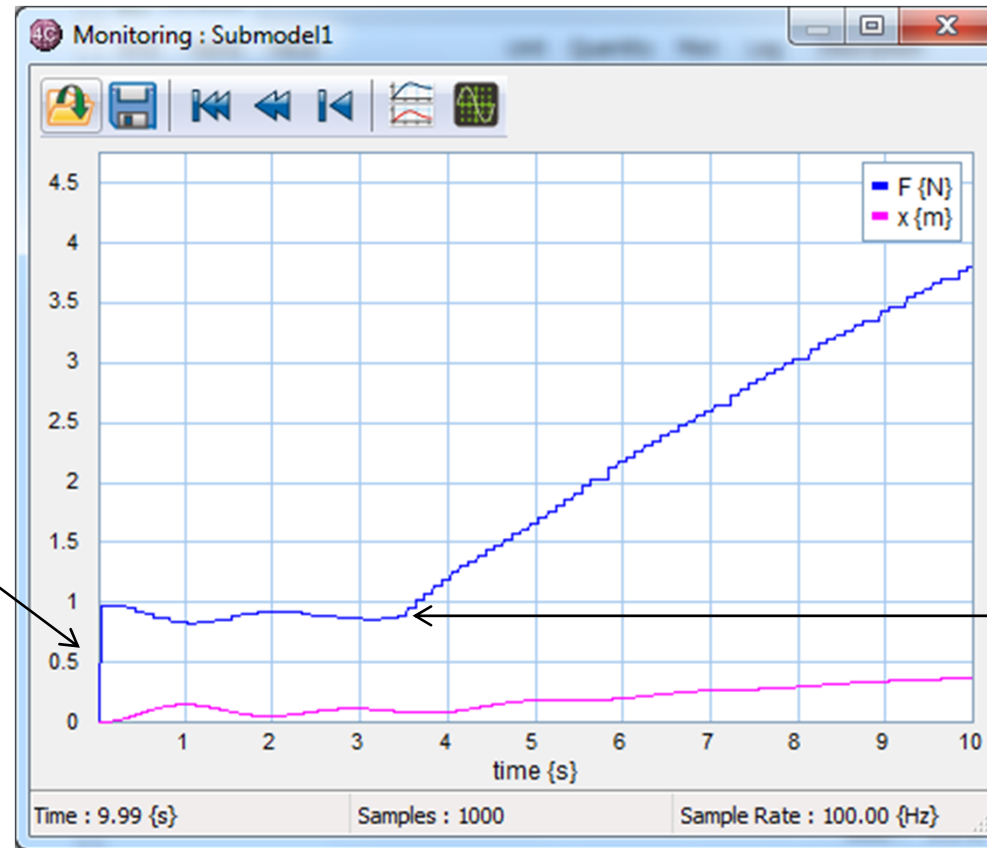


Use the setpoint (SP\_INT) terminal found in FB41 to set the position (MD10) using the AI module (PIW352 or PIW354) in OB1



# HIL Test: Closed-Loop PI Control

Open-Loop

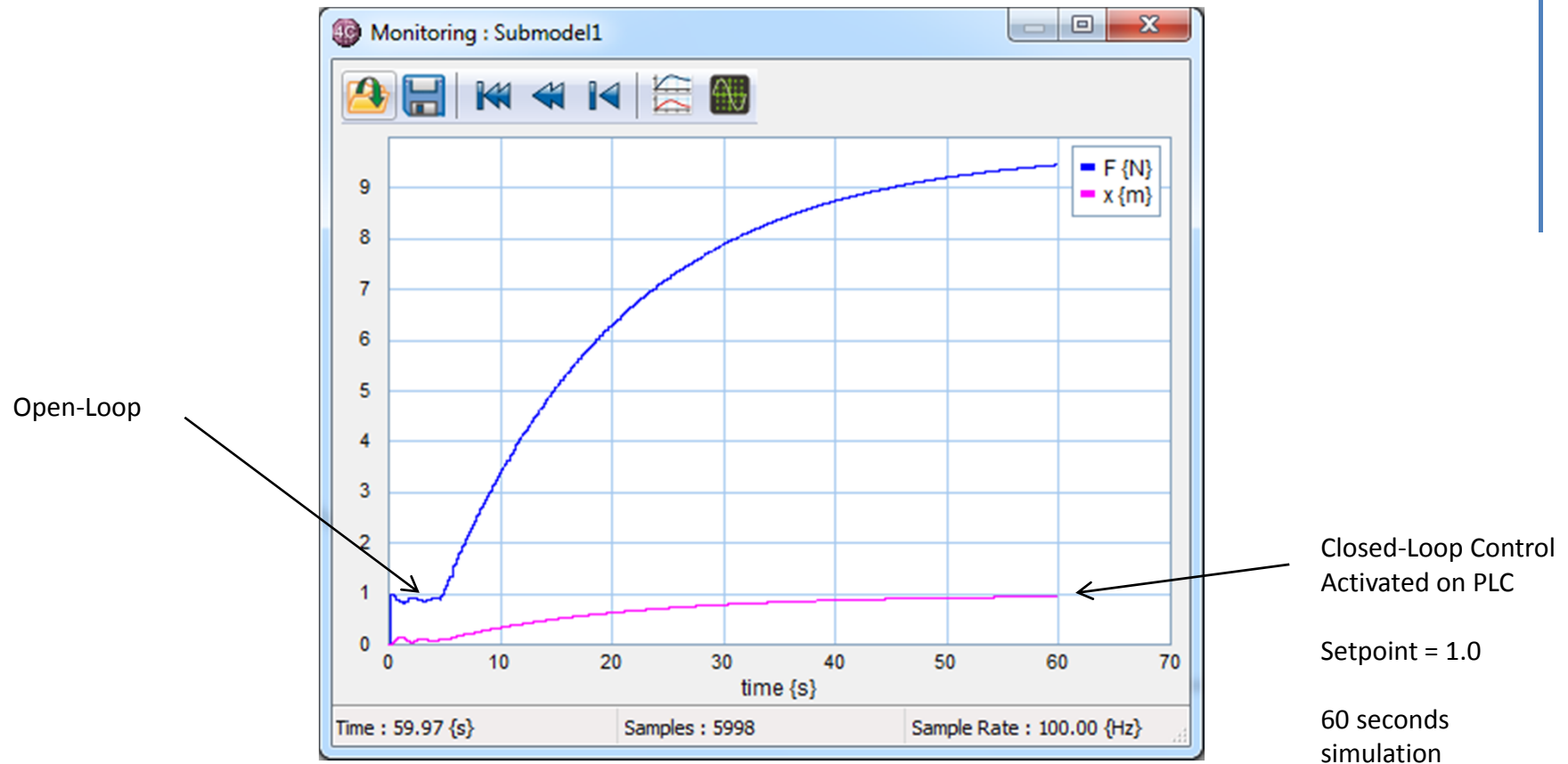


Closed-Loop Control  
Activated on PLC

Setpoint = 1.0



# HIL Test: Closed-Loop PI Control



- For advanced users:
  - Experiment with a faster communication rate than 100ms (make it 20ms)
  - In this case, you cannot use the M10.x bits anymore on the PLC, but move the toggle to OB35 and change the interrupt time of OB35 to 20ms.
  - In 20-Sim, the `RATIO` (in `haptic_socket.h`) and the Runge-Kutta step size (slide 29) must match the PLC.

# **Vedlegg 8:**

# **PLS-programmet**

---

**DB1 - <offline> - Declaration view**

"Ref\_sign\_param"

Global data block DB 1

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/24/2012 06:10:55 PM  
**Interface:** 05/14/2012 12:25:11 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 00184 00054 00000

**Block: DB1**

Address	Name	Type	Initial value	Comment
0.0		STRUCT		
+0.0	Counter1	REAL	0.000000e+000	Telleren for kalkulering av referanse ved aksellerasjon og konstant hastighet
+4.0	Lin_fase	REAL	0.000000e+000	Ikke i bruk
+8.0	ingenting	REAL	0.000000e+000	Ikke i bruk
+12.0	Ret_fase	REAL	0.000000e+000	Inkrementet retarderingsfasen begynner
+16.0	Ref_pos	REAL	0.000000e+000	Referansesignal, posisjon
+20.0	Ref_vel	REAL	0.000000e+000	Referansesignal, hastighet
+24.0	Startpunkt_x	REAL	0.000000e+000	Startpunkt for gjeldende stempelslag
+28.0	Sluttpunkt_x	REAL	0.000000e+000	Sluttpunkt for hele forflytningen
+32.0	Slaglengde	REAL	0.000000e+000	Lengde på gjeldende stempelslag
+36.0	Counter2	REAL	0.000000e+000	Telleren for kalkulering av referanse ved retardering
+40.0	Lagret_sluttpunkt	REAL	0.000000e+000	Sikkerhetslagring av sluttpunktet
+44.0	Gammelt_sluttpunkt	REAL	0.000000e+000	Det forgje sluttpunktet
+48.0	nytt_flytt	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer flytting av understrukturen
+48.1	flytt_etter	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer ettertrekking av gripperene
+48.2	kalkulator	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer forflyttningskalkulatoren
+48.3	aktiv_teller	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer Counter1 og Counter2
+48.4	start	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer systemet ved input fra operatør
+48.5	negativ_flytt_etter	BOOL	FALSE	Bitet som aktiverer preposisjonering av gripperene
+50.0	Ti	TIME	T#800MS	Integrasjonstiden i PID
=54.0		END_STRUCT		

**DB3 - <offline> - Declaration view**

"Kontrollpanel\_og\_brønner"

Global data block DB 3

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/24/2012 06:13:01 PM  
**Interface:** 05/24/2012 06:13:01 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 00164 00032 00000

**Block: DB3**

Address	Name	Type	Initial value	Comment
0.0		STRUCT		
+0.0	pos_1	REAL	0.000000e+000	Brønn 1
+4.0	pos_2	REAL	4.300000e+000	Brønn 2
+8.0	pos_3	REAL	8.600000e+000	Brønn 3
+12.0	pos_4	REAL	1.290000e+001	Brønn 4
+16.0	pos_5	REAL	1.720000e+001	Brønn 5
+20.0	pos_6	REAL	2.150000e+001	Brønn 6
+24.0	pos_7	REAL	2.580000e+001	Brønn 7
+28.0	pos_8	REAL	3.010000e+001	Brønn 8
=32.0		END_STRUCT		

**DB300 - <offline>**  
 "TCP\_INSTANCE1"

**Data view**

**Data block type:** Instance data block for FB300

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.0  
**Block version:** 2

**Lengths (Block / Data):** 00544 / 00172

**Time stamp**  
**Code:** 10/26/2010 03:51:35 PM  
**Interface:** 06/03/2009 03:17:55 PM

Comment:

Address	Declaration	Name	Type	Initial value	Actual value	Comment
0.0	in	INIT_COM	BOOL	FALSE	FALSE	
2.0	stat:in	T_SEND.REQ	BOOL	FALSE	FALSE	
4.0	stat:in	T_SEND.ID	WORD	W#16#0	W#16#0	
6.0	stat:in	T_SEND.LEN	INT	0	0	
8.0	stat:out	T_SEND.DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
8.1	stat:out	T_SEND.BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
8.2	stat:out	T_SEND.ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
10.0	stat:out	T_SEND.STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
12.0	stat:in_out	T_SEND.DATA	ANY	P#P 0.0 VOID 0	P#P 0.0 VOID 0	
22.0	stat	T_SEND.REQ_old	BOOL	FALSE	FALSE	
22.1	stat	T_SEND.SFC_active	BOOL	FALSE	FALSE	
24.0	stat:in	T_RECV.EN_R	BOOL	FALSE	FALSE	
26.0	stat:in	T_RECV.ID	WORD	W#16#0	W#16#0	
28.0	stat:in	T_RECV.LEN	INT	0	0	
30.0	stat:out	T_RECV.NDR	BOOL	FALSE	FALSE	
30.1	stat:out	T_RECV.BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
30.2	stat:out	T_RECV.ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
32.0	stat:out	T_RECV.STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
34.0	stat:out	T_RECV.RCVD_LEN	INT	0	0	
36.0	stat:in_out	T_RECV.DATA	ANY	P#P 0.0 VOID 0	P#P 0.0 VOID 0	
46.0	stat	T_RECV.REQ_old	BOOL	FALSE	FALSE	
46.1	stat	T_RECV.SFC_active	BOOL	FALSE	FALSE	
48.0	stat:in	T_CONN.REQ	BOOL	FALSE	FALSE	
50.0	stat:in	T_CONN.ID	WORD	W#16#0	W#16#0	
52.0	stat:out	T_CONN.DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
52.1	stat:out	T_CONN.BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
52.2	stat:out	T_CONN.ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
54.0	stat:out	T_CONN.STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
56.0	stat:in_out	T_CONN.CONNECT	ANY	P#P 0.0 VOID 0	P#P 0.0 VOID 0	
66.0	stat	T_CONN.REQ_old	BOOL	FALSE	FALSE	
66.1	stat	T_CONN.SFC_active	BOOL	FALSE	FALSE	

Address	Declaration	Name	Type	Initial value	Actual value	Comment
68.0	stat:in	T_DISC.REQ	BOOL	FALSE	FALSE	
70.0	stat:in	T_DISC.ID	WORD	W#16#0	W#16#0	
72.0	stat:out	T_DISC.DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
72.1	stat:out	T_DISC.BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
72.2	stat:out	T_DISC.ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
74.0	stat:out	T_DISC.STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
76.0	stat	T_DISC.REQ_old	BOOL	FALSE	FALSE	
76.1	stat	T_DISC.SFC_active	BOOL	FALSE	FALSE	
78.0	stat	T_PARAM.block_length	WORD	W#16#40	W#16#40	Length of the UDT (64 bytes)
80.0	stat	T_PARAM.id	WORD	W#16#1	W#16#1	Reference to this connection (valuerange: W#16#0001 to W#16#FFFF)
82.0	stat	T_PARAM.connection_type	BYTE	B#16#11	B#16#11	B#16#11: TCP/IP native; B#16#12: ISO on TCP; B#16#13: UDP; B#16#01: TCP/IP comp
83.0	stat	T_PARAM.active_est	BOOL	FALSE	FALSE	FALSE: passive connection establishment; TRUE: active connection establishment
84.0	stat	T_PARAM.local_device_id	BYTE	B#16#2	B#16#2	Allowed values: B#16#0, B#16#2, B#16#3, B#16#5. See online help.
85.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id_len	BYTE	B#16#2	B#16#2	Used length of the parameter local_tsap_id
86.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id_len	BYTE	B#16#0	B#16#0	Unused; must be B#16#00
87.0	stat	T_PARAM.rem_staddr_len	BYTE	B#16#0	B#16#0	Meaning of parameter rem_staddr: B#16#00: is irrelevant; B#16#04: valid address
88.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id_len	BYTE	B#16#0	B#16#0	Used length of the parameter rem_tsap_id
89.0	stat	T_PARAM.next_staddr_len	BYTE	B#16#0	B#16#0	B#16#1 if local_device_id = 0; else B#16#0
90.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[1]	BYTE	B#16#7	B#16#7	Depending on parameter connection_type: local port no. / local TSAP-ID
91.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[2]	BYTE	B#16#D0	B#16#D0	
92.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[3]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
93.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[4]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
94.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[5]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
95.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[6]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
96.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[7]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
97.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[8]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
98.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[9]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
99.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[10]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
100.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[11]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
101.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[12]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
102.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[13]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
103.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[14]	BYTE	B#16#0	B#16#0	

Address	Declaration	Name	Type	Initial value	Actual value	Comment
104.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[15]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
105.0	stat	T_PARAM.local_tsap_id[16]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
106.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[1]	BYTE	B#16#0	B#16#0	Unused; must be B#16#00
107.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[2]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
108.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[3]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
109.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[4]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
110.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[5]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
111.0	stat	T_PARAM.rem_subnet_id[6]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
112.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[1]	BYTE	B#16#0	B#16#0	IP address of the remote connection end point, e. g. 192.168.0.1
113.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[2]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
114.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[3]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
115.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[4]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
116.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[5]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
117.0	stat	T_PARAM.rem_staddr[6]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
118.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[1]	BYTE	B#16#0	B#16#0	Depending on connection type: remote port no. / remote TSAP-ID
119.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[2]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
120.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[3]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
121.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[4]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
122.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[5]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
123.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[6]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
124.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[7]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
125.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[8]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
126.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[9]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
127.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[10]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
128.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[11]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
129.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[12]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
130.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[13]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
131.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[14]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
132.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[15]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
133.0	stat	T_PARAM.rem_tsap_id[16]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
134.0	stat	T_PARAM.next_staddr[1]	BYTE	B#16#0	B#16#0	Depending on local_device_id: rack / slot no. of the associated CP / irrelevant
135.0	stat	T_PARAM.next_staddr[2]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
136.0	stat	T_PARAM.next_staddr[3]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
137.0	stat	T_PARAM.next_staddr[4]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
138.0	stat	T_PARAM.next_staddr[5]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
139.0	stat	T_PARAM.next_staddr[6]	BYTE	B#16#0	B#16#0	
140.0	stat	T_PARAM.spare	WORD	W#16#0	W#16#0	Unused; must be W#16#0000
142.0	stat	SET_ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
142.1	stat	SET_DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
144.0	stat	SET_STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
146.0	stat	C1.ID	WORD	W#16#0	W#16#0	
148.0	stat	C1.CONNECTED	BOOL	FALSE	FALSE	
148.1	stat	C1.CONN_DONE	BOOL	FALSE	FALSE	



Address	Declaration	Name	Type	Initial value	Actual value	Comment
148.2	stat	C1.CONN_BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
148.3	stat	C1.CONN_ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
148.4	stat	C1.CONN_SETA	BOOL	FALSE	FALSE	
148.5	stat	C1.DISCONNECT	BOOL	FALSE	FALSE	
150.0	stat	C1.CONN_STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
152.0	stat	C1.STATUS_SAV	INT	0	0	
154.0	stat	C1.SEND_REQ	BOOL	FALSE	FALSE	
154.1	stat	C1.SEND_DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
154.2	stat	C1.SEND_BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
154.3	stat	C1.SEND_ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
154.4	stat	C1.SEND_REQ_P	BOOL	FALSE	FALSE	
154.5	stat	C1.SEND_REQ_I	BOOL	FALSE	FALSE	
156.0	stat	C1.SEND_STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
158.0	stat	C1.RECV_NDR	BOOL	FALSE	FALSE	
158.1	stat	C1.RECV_BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
158.2	stat	C1.RECV_ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
160.0	stat	C1.RECV_STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
162.0	stat	C1.RECV_LEN	INT	0	0	
164.0	stat	C1.RECV_LEN_S	INT	0	0	
166.0	stat	C1.ABORT_REQ	BOOL	FALSE	FALSE	
166.1	stat	C1.ABORT_DONE	BOOL	FALSE	FALSE	
166.2	stat	C1.ABORT_BUSY	BOOL	FALSE	FALSE	
166.3	stat	C1.ABORT_ERROR	BOOL	FALSE	FALSE	
166.4	stat	C1.ABORT_REQ_I	BOOL	FALSE	FALSE	
166.5	stat	C1.ABORT_REQ_P	BOOL	FALSE	FALSE	
168.0	stat	C1.ABORT_STATUS	WORD	W#16#0	W#16#0	
170.0	stat	C1.STAT0	BOOL	FALSE	FALSE	

**DB301 - <offline> - Declaration view**

"data"

Global data block DB 301

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/24/2012 06:15:02 PM  
**Interface:** 05/09/2012 04:03:11 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 00136 00032 00000

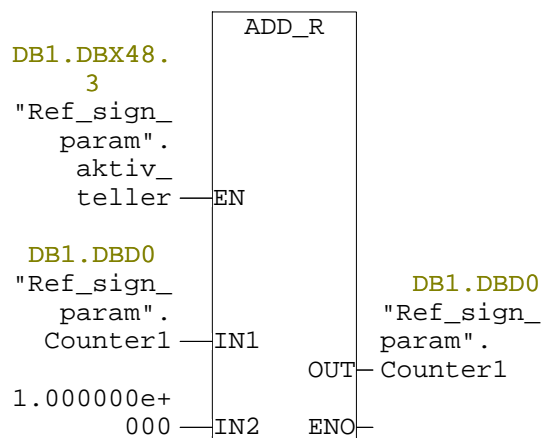
**Block: DB301**

Address	Name	Type	Initial value	Comment
0.0		STRUCT		
+0.0	Input1	REAL	0.000000e+000	Første inndata
+4.0	Input2	REAL	0.000000e+000	
+8.0	Input3	REAL	0.000000e+000	
+12.0	Input4	REAL	0.000000e+000	
+16.0	Output1	REAL	0.000000e+000	Første utdata
+20.0	Output2	REAL	0.000000e+000	
+24.0	Output3	REAL	0.000000e+000	
+28.0	Output4	REAL	0.000000e+000	
=32.0		END_STRUCT		



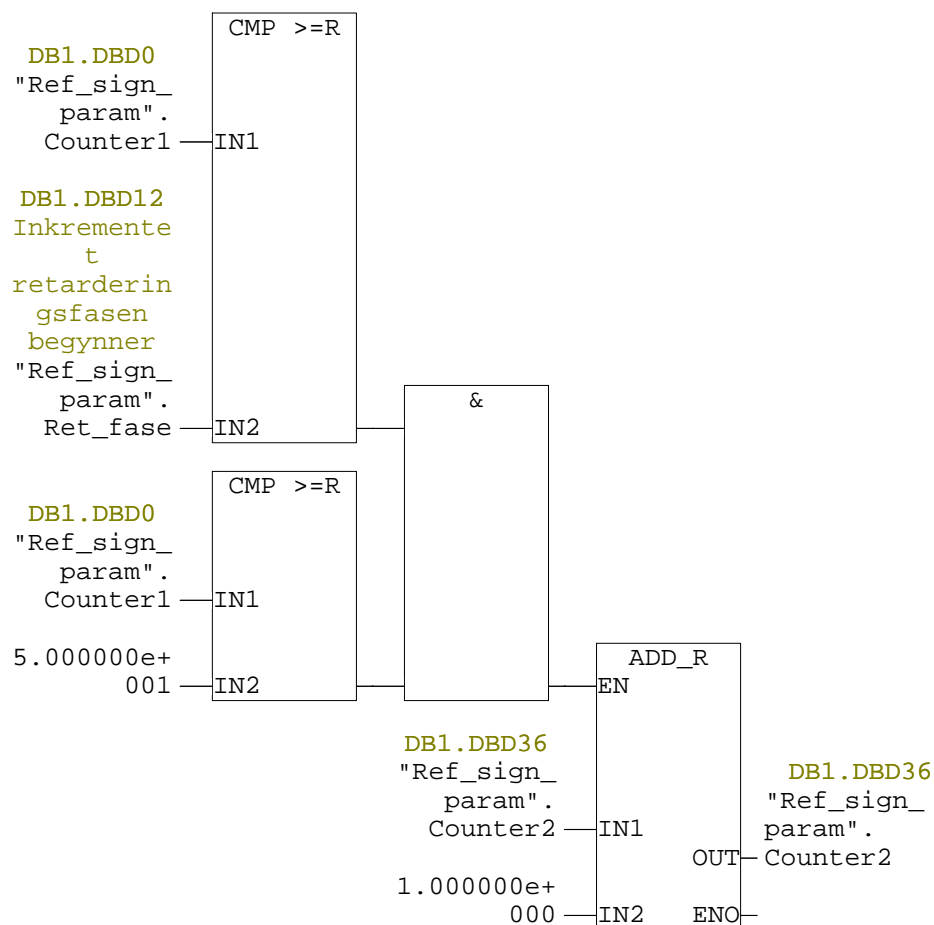
Network: 1 Counter1 konvertert til real

Teller oppover med 0,1sek. C1 = 10 --> t=1sek  
Etter at inkrementeringen er gjort, lagres verdien for ref\_pos som  
ref\_pos\_gammel, for å kunne skape hastighetsreferansen ref\_vel i Network 8.



Network: 2 Counter2 konvertert til real

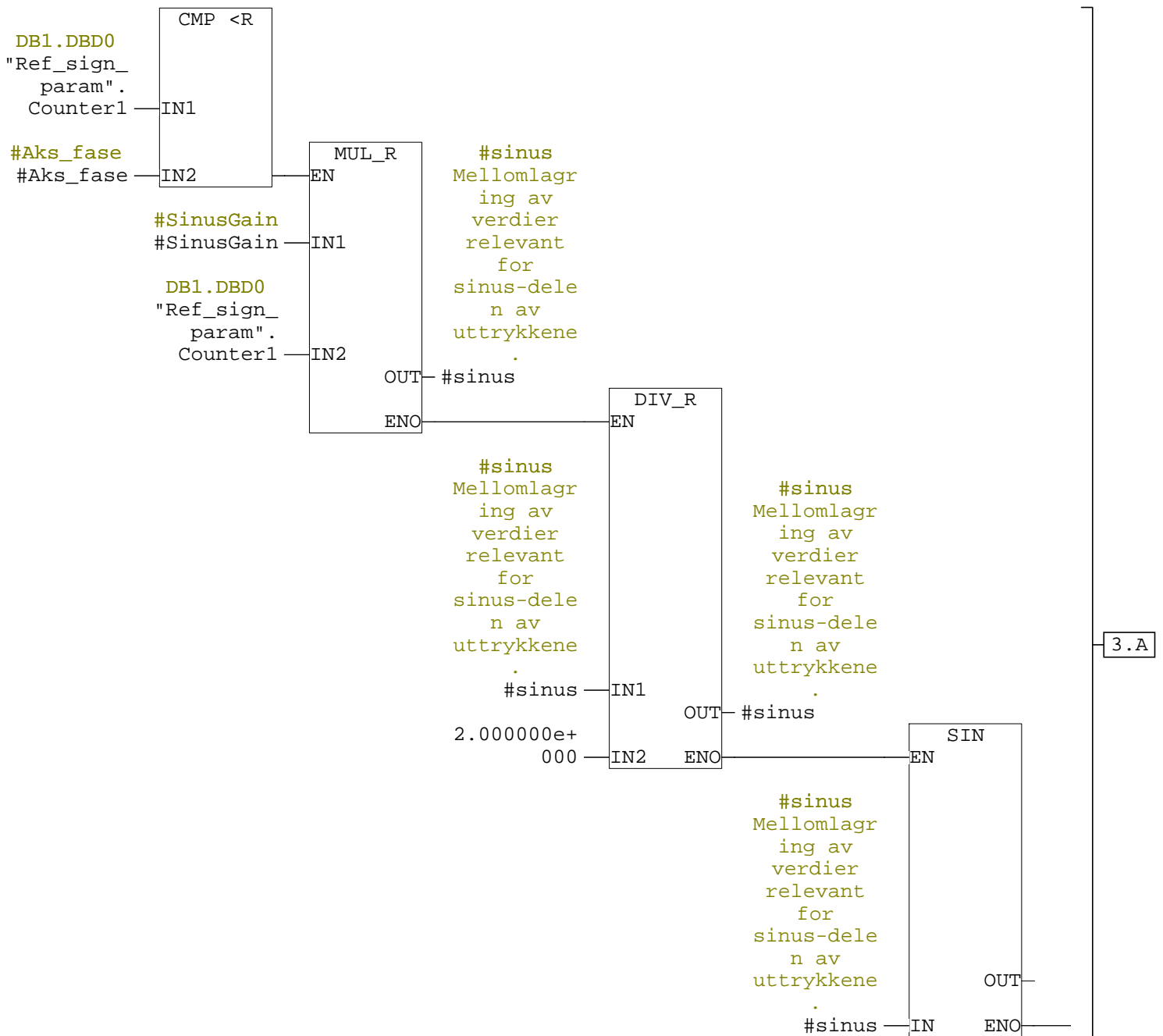
Dersom verdien av counter1 tilsvarer det, counter2 inkrementeres.





Network: 3 Delta\_pos aksellerering

Setter delta\_pos = sin(SinusGain\*x)  
X er lik verdien til counter1 og gir at hastigheten er v=0.055 m/s etter 5s.



]

3.B

]

3.A

#sinus  
Mellomlagr  
ing av  
verdier  
relevant  
for  
sinus-dele  
n av  
uttrykkene  
.

#sinus

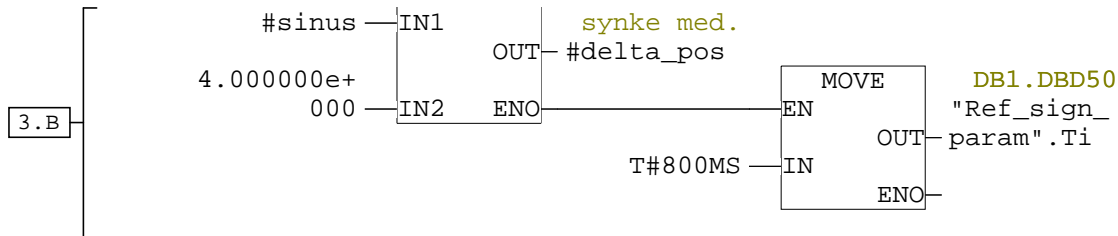
DIV\_R

EN

#sinus  
Mellomlagr  
ing av  
verdier  
relevant  
for  
sinus-dele  
n av  
uttrykkene  
.

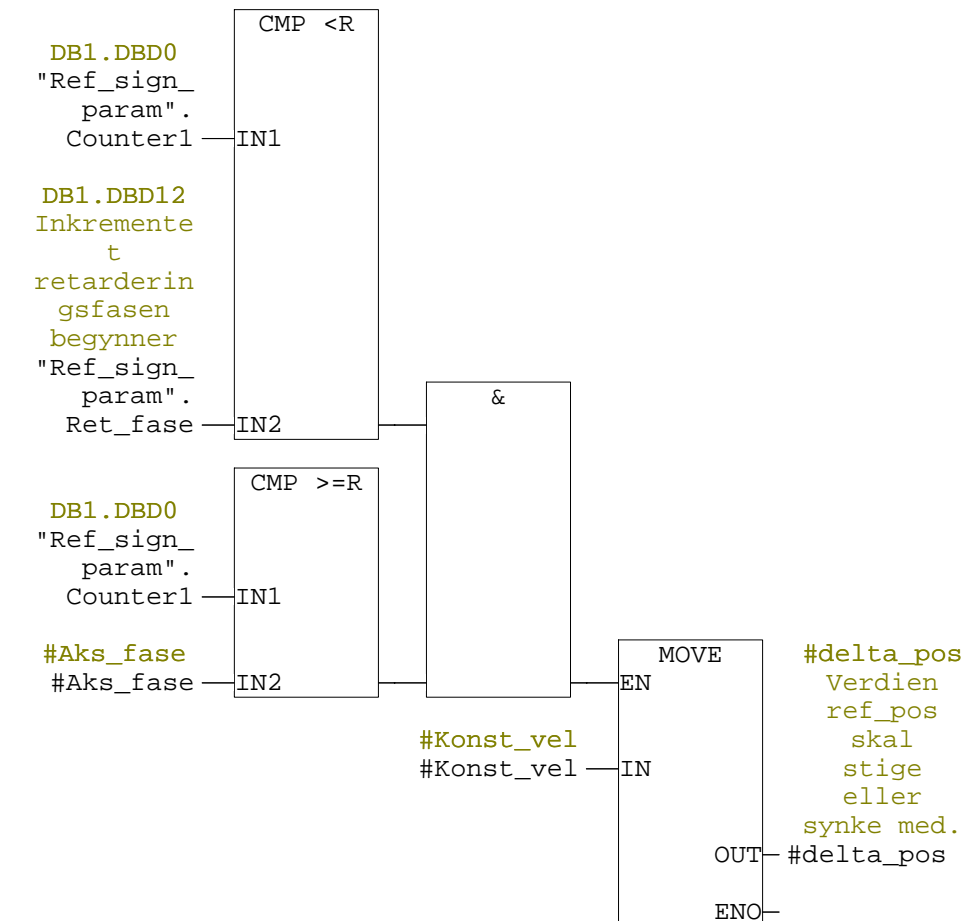
#delta\_pos  
Verdien  
ref\_pos  
skal  
stige  
eller





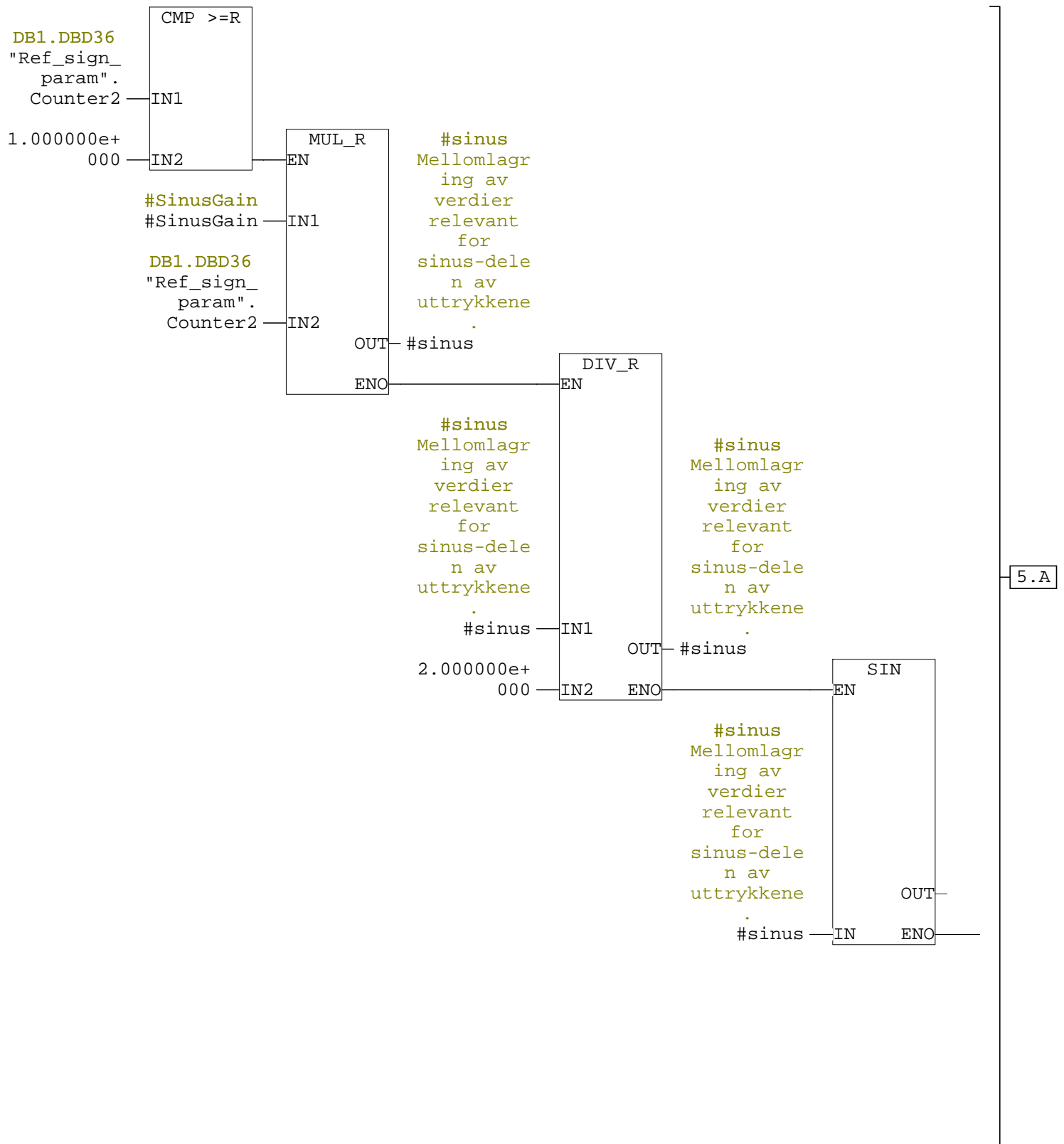
Network: 4 Delta\_pos konstant hastighet

Setter delta\_pos = Konst\_vel



Network: 5      Delta\_pos retardering

Setter delta\_pos = 0.055 - (SinusGain\*x)  
 Benytter seg av samme sinusfunksjon som aksellereringen, men reduserer hastigheten fra 0.055 m/s mot null istedet for vekst.



5.B

5.A

```
#sinus  
Mellomlagr  
ing av  
verdier  
relevant  
for  
sinus-dele  
n av  
uttrykkene
```

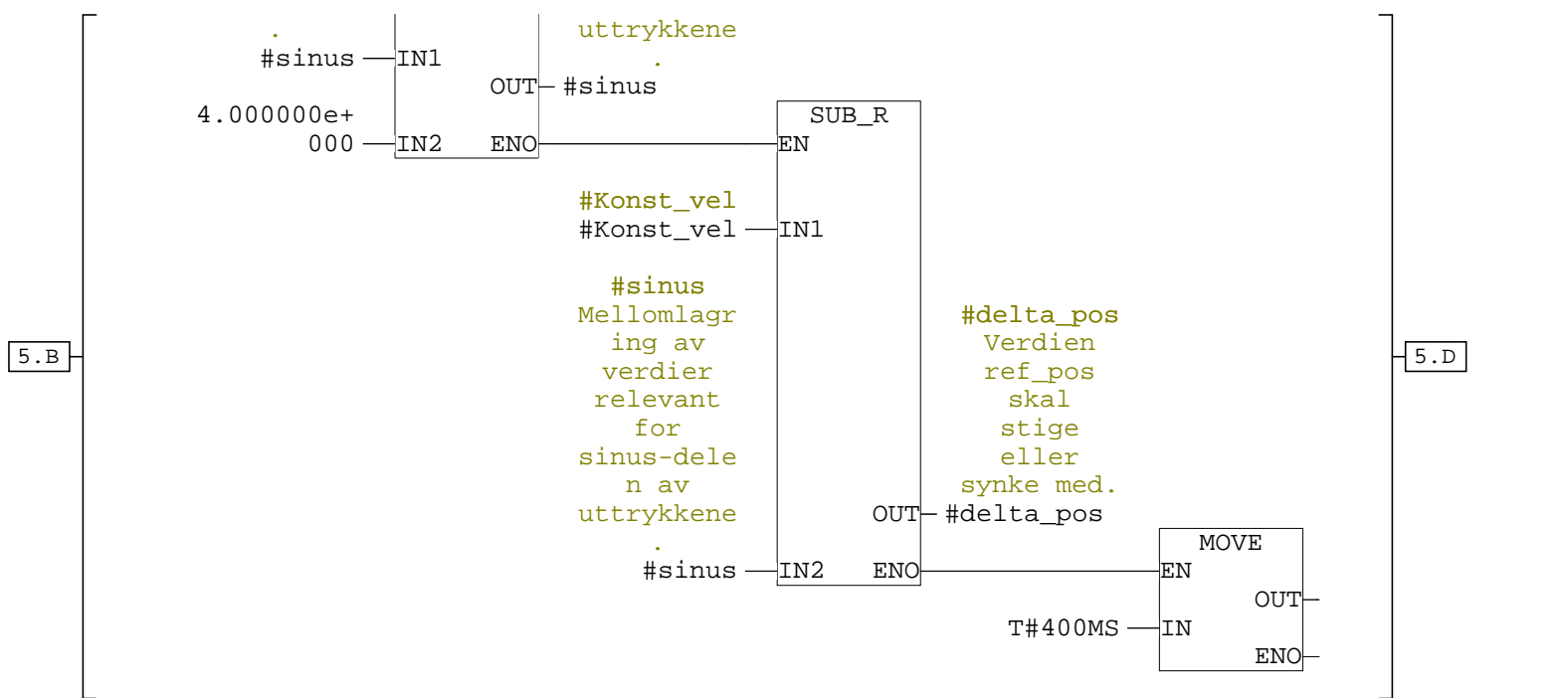
#sinus

```
DIV_R  
EN
```

```
#sinus  
Mellomlagr  
ing av  
verdier  
relevant  
for  
sinus-dele  
n av  
uttrykkene
```

```
#sinus  
Mellomlagr  
ing av  
verdier  
relevant  
for  
sinus-dele  
n av
```

5.C



5.C

5.D

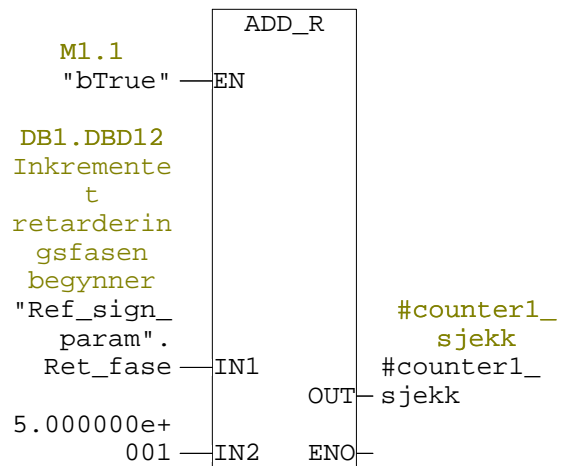
```

DB1.DBD50
"Ref_sign_
param".Ti

```

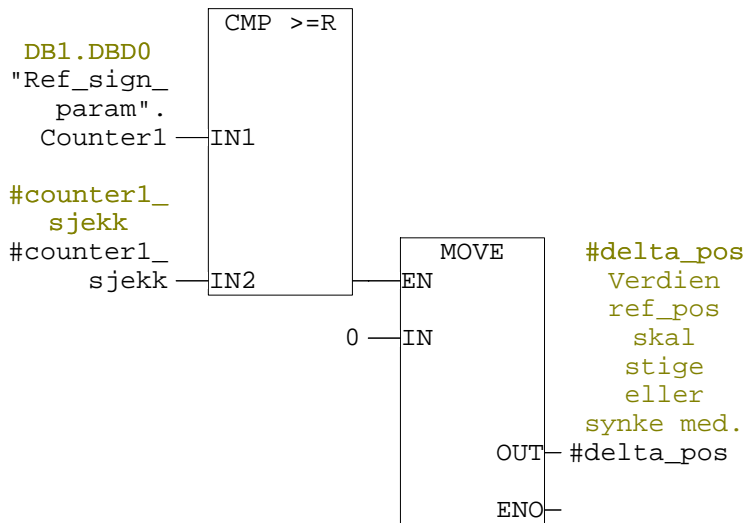
Network: 6      Sikkerhetsstopp

Dersom counter1 fortsetter å telle oppover og da potensielt produsere videre delta\_pos-verdier etter at slutten av s-kurven er nådd, trengs det en instans som da endrer delta\_pos til 0. Dette skjer i samarbeid med nettverk 7.



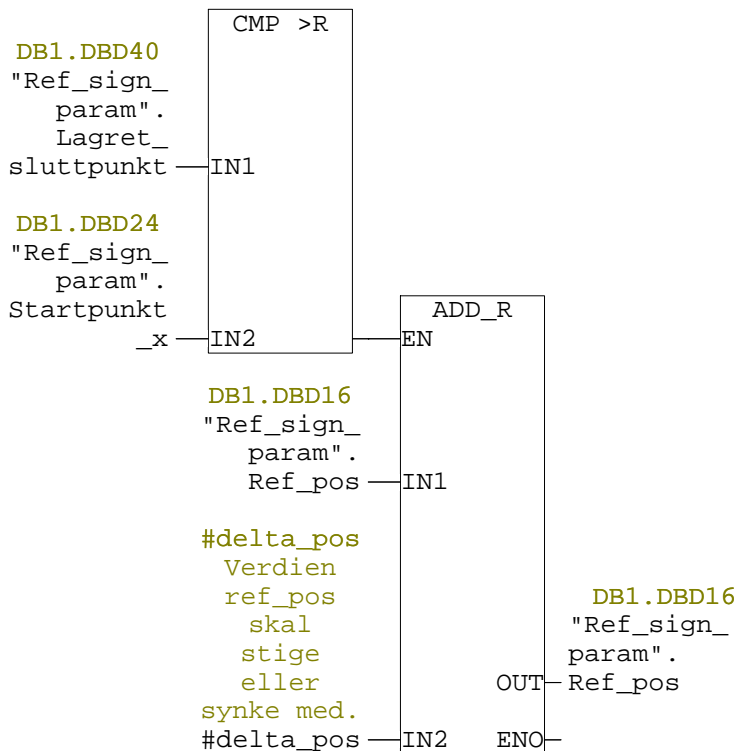
Network: 7

Se nettverk 6.



Network: 8 Ref\_pos positiv retning

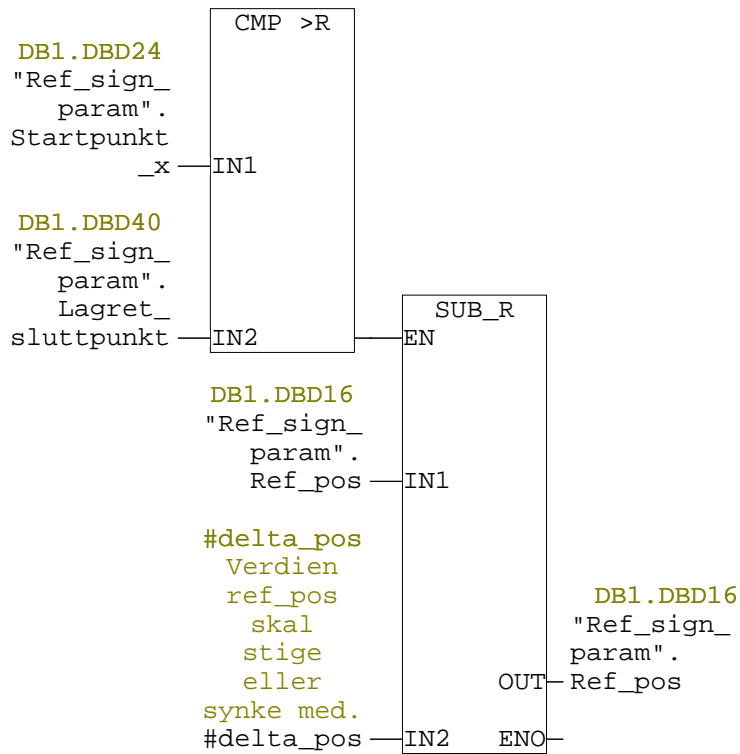
Dersom slutt punktet ligger i positiv retning for slutt punktet, adderes delta\_pos til ref\_pos.





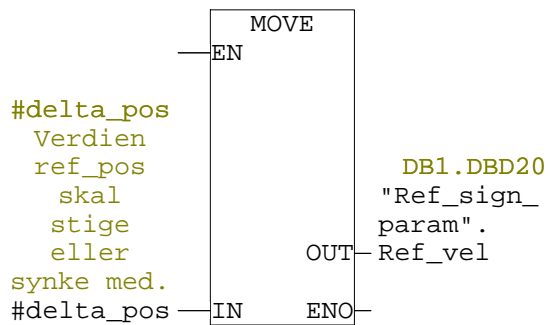
Network: 9 Ref\_pos negativ retning

Motsatt av Network 6 og subtraherer deretter.



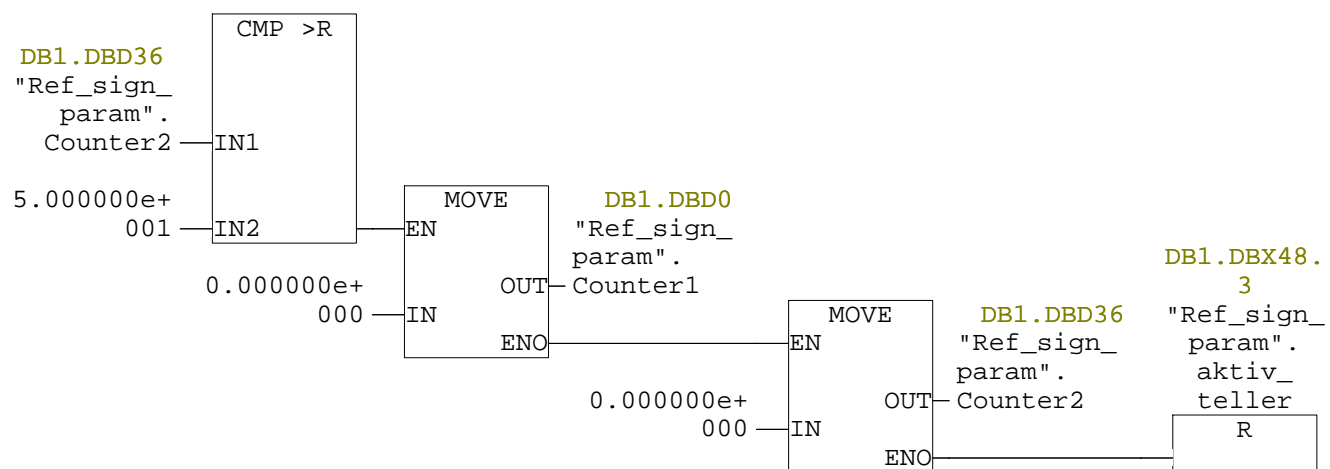
Network: 10 Ref\_vel

Lagrer delta\_pos som gjeldende hastighet.



Network: 11

Dersom counter2 har nådd sin maksimalt tillate verdi settes tellerens verdi lik 0, samt at tellerene deaktiveres.



**FB2 - <offline>**

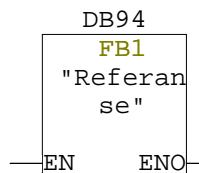
"Flytt\_struktur"

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/15/2012 12:05:01 PM  
**Interface:** 05/02/2012 11:41:25 AM  
**Lengths (block/logic/data):** 00840 00716 00026

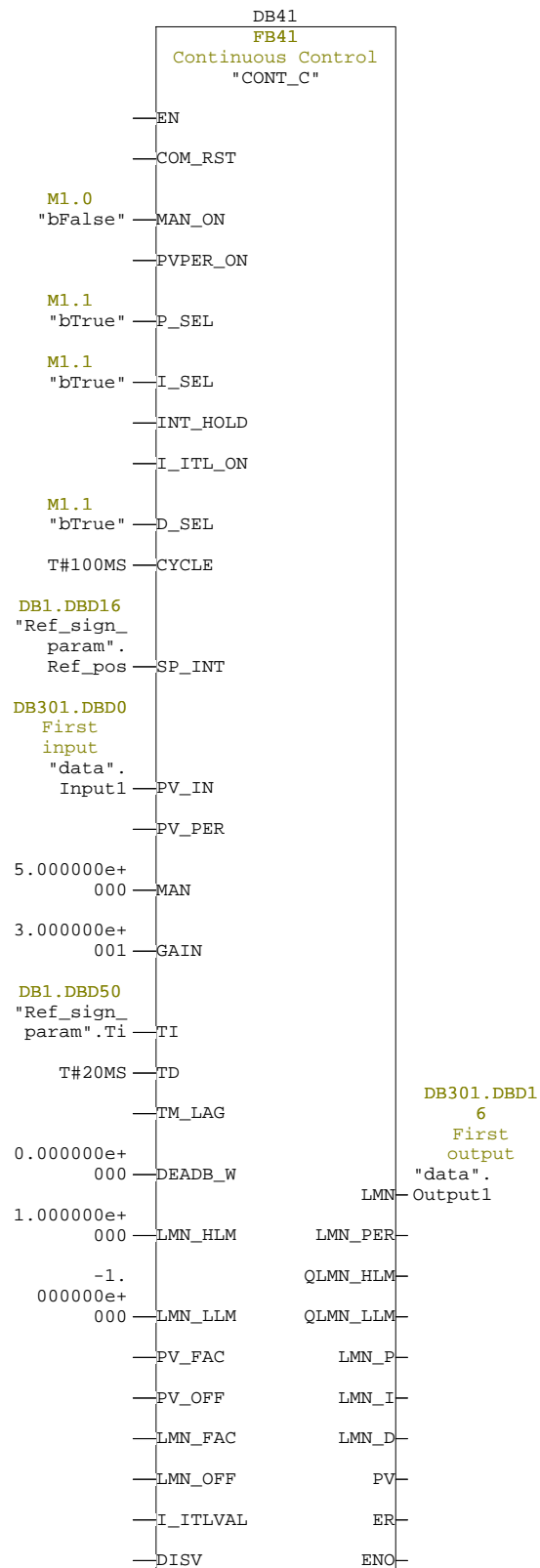
Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
TEMP		0.0		
progresjonSjekk	Real	0.0		
setpoint	Real	4.0		
diff	Real	8.0		
abs_prog	Real	12.0		
abs_slag	Real	16.0		

Block: FB2

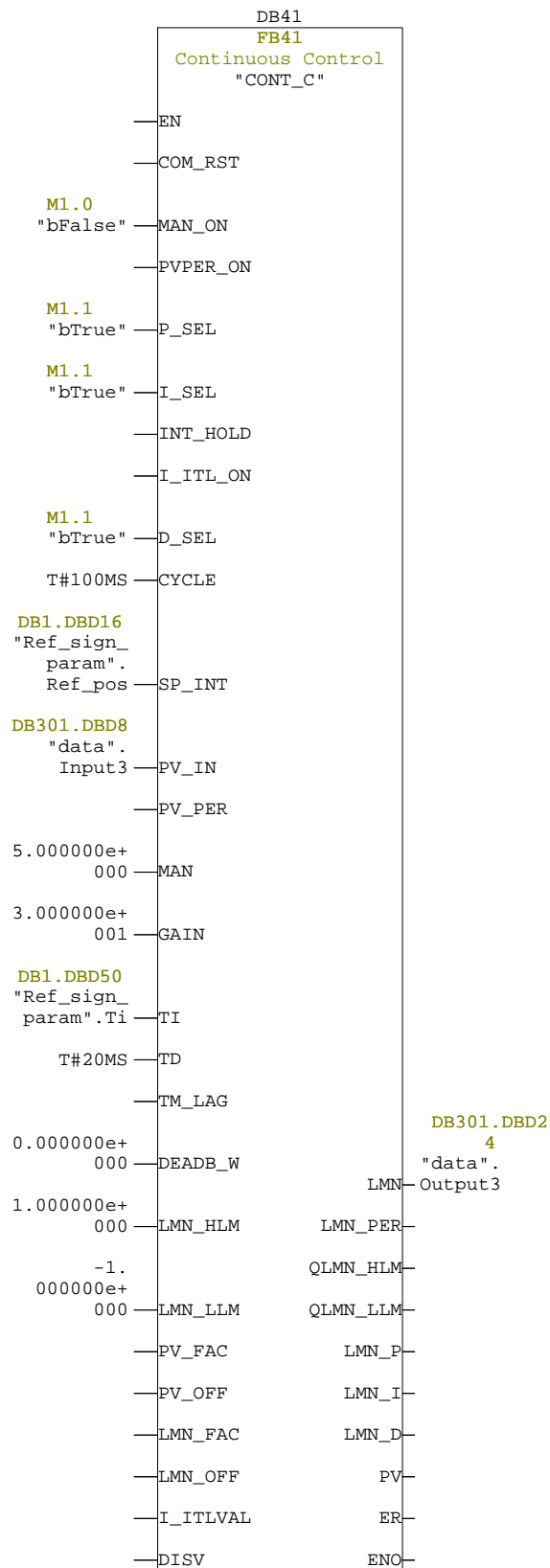
Network: 1



Network: 2 PID-regulator for venstre skinne

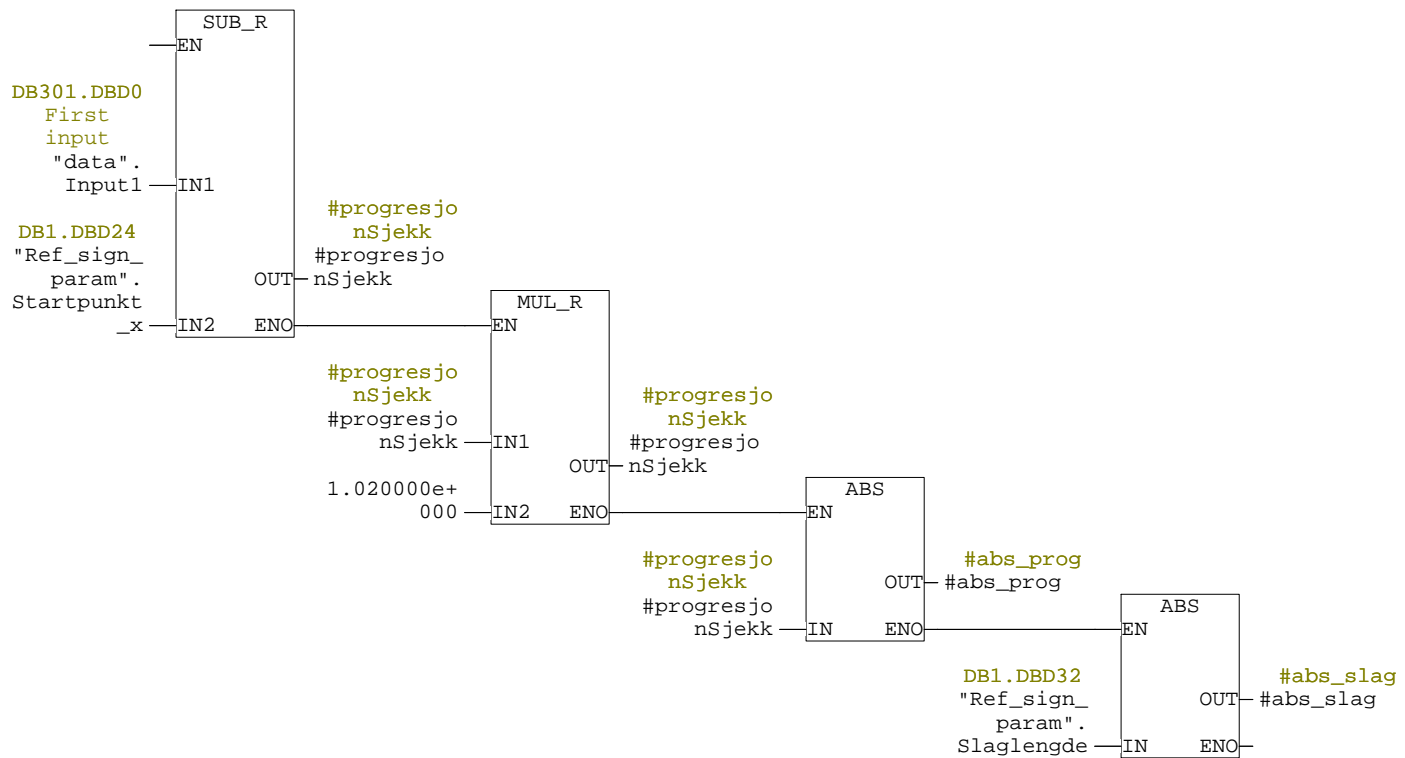


Network: 3 PID-regulator for høyre skinne



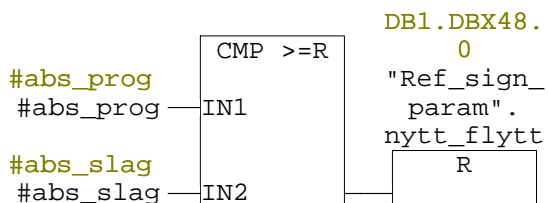
Network: 4

Regner ut hvor stor forflytningen hittil er, og multipliserer dette med 1.01 for å gi litt større rom for feil. Denne verdien lagres både med og uten fortegn.



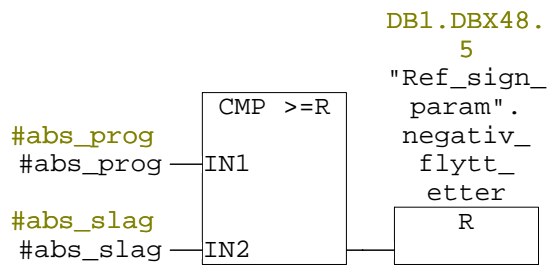
Network: 5

Dersom forflytningen er større eller lik maksimal slaglengde, resettes bittet som som tillater videre forflytning.



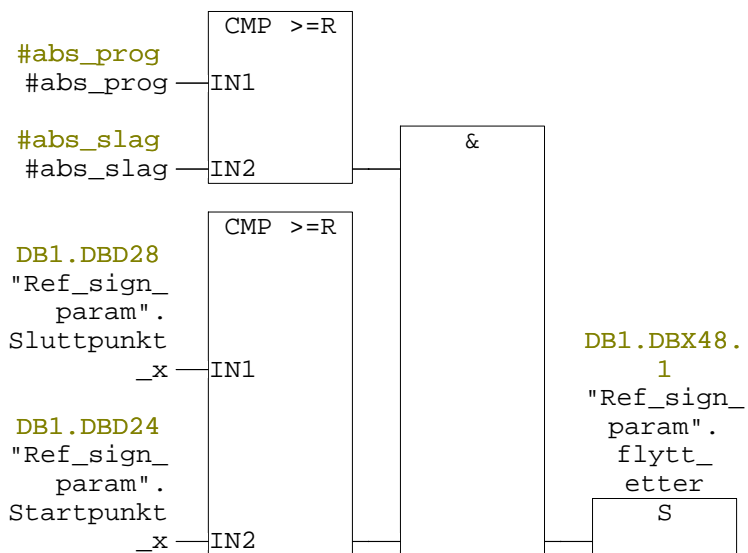
Network: 6

Det samme som i nettverk 5, men deaktiverer negativ forflytning.



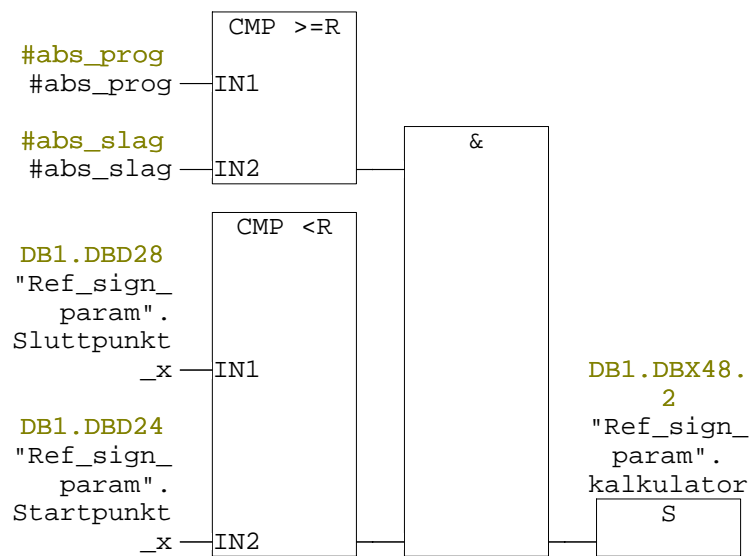
Network: 7

Dersom stempelslaget er ferdig, og i positiv retning, settes bittet som aktiverer at gripet skal trekkes etter strukturen.



Network: 8

Dersom stempelslaget er ferdig, og i negativ retning, settes bittet som aktiverer forflyttningskalkulatoren, slik at neste stempelslag/froflytting kan kalkuleres og iverksettes.



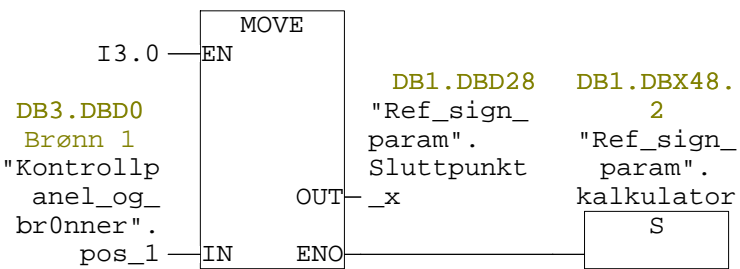




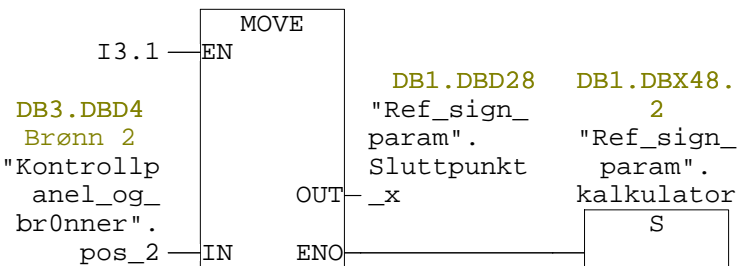
Network: 2 "Gå til brønn 1"

Sjekker om knapp 1 har blitt aktivert.  
Dersom knappen har blitt aktivert, lagres brønnposisjonen assosiert med denne knappen til å være det nye sluttpunktet for strukturen.

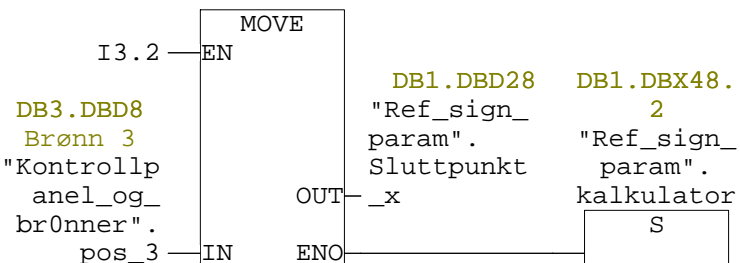
Henholdsvis til sine egne brønner, gjelder dette også for de følgende nettverkene, med unntak av det siste.



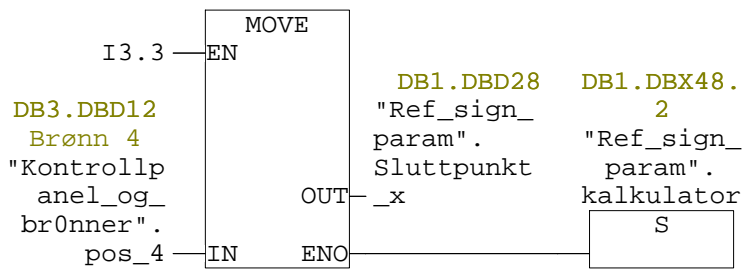
Network: 3



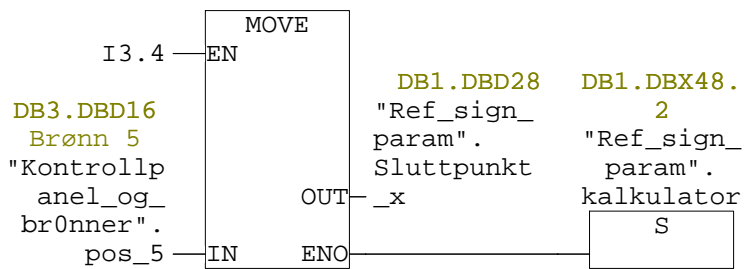
Network: 4



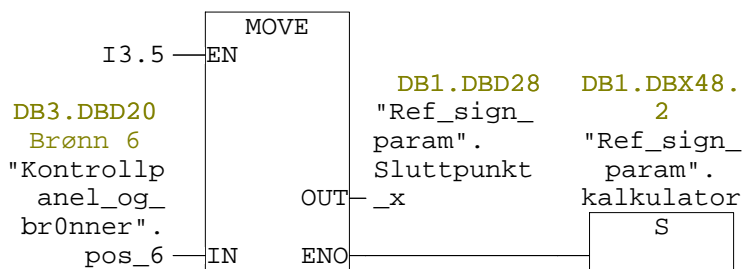
Network: 5



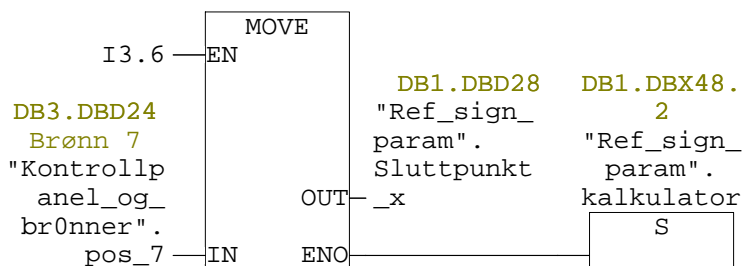
Network: 6



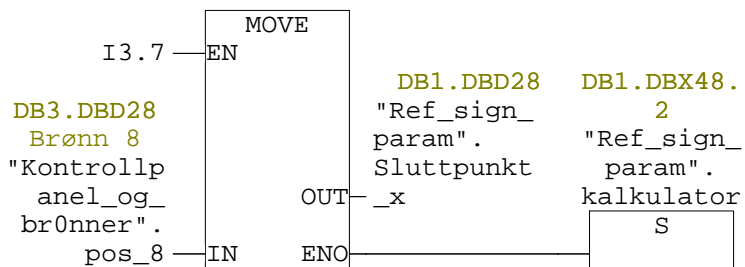
Network: 7



Network: 8

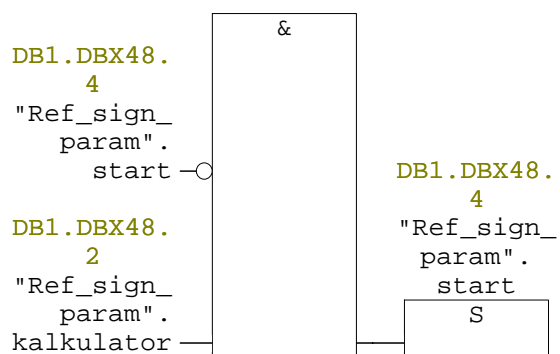


Network: 9



Network: 10

Sjekker om en brønn har blitt valgt av operatøren. Dersom en brønn har blitt valgt deaktiveres nettverk 1 som hindrer forflyttningskalkulatoren å bli aktiv før en brønn har blitt valgt. Dette hindrer systemet å kompensere for små avvik i posisjon før det er meningen at systemet skal bli aktivt.



**FB300 - <offline>**

"TSEND\_TRECV\_TCP1"

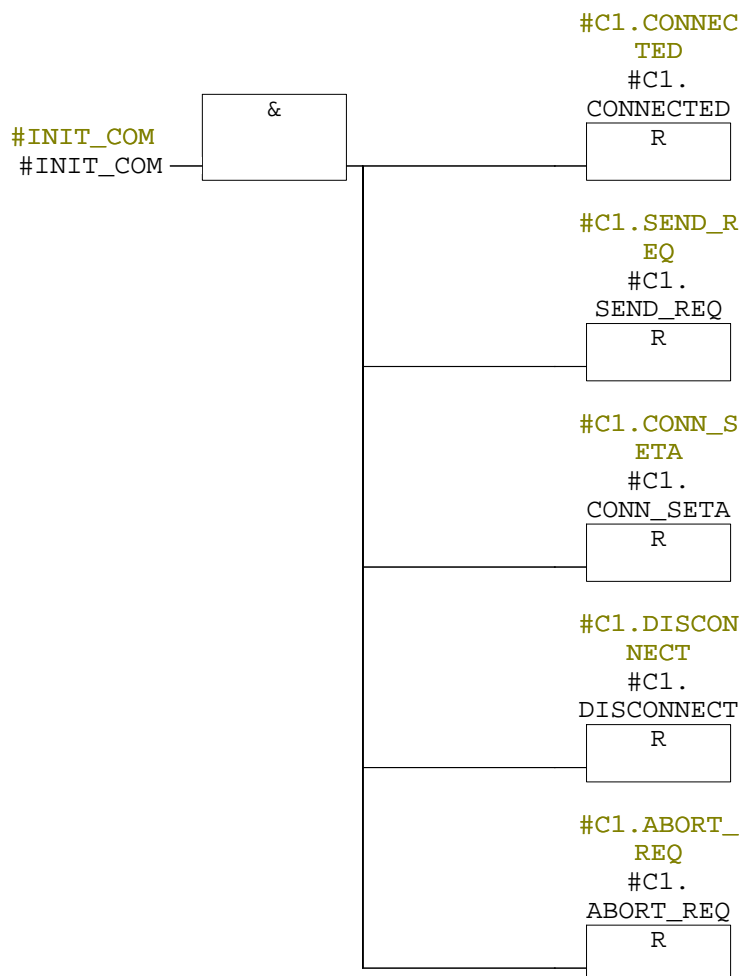
**Name:** TCP**Family:****Author:****Version:** 3.2**Block version:** 2**Time stamp Code:** 05/09/2012 04:10:28 PM**Interface:** 06/03/2009 03:17:55 PM**Lengths (block/logic/data):** 01394 00962 00032

Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
INIT_COM	Bool	0.0	FALSE	
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
T_SEND	TSEND	2.0		
T_RECV	TRCV	24.0		
T_CONN	TCON	48.0		
T_DISC	TDISCON	68.0		
T_PARAM	TCON_PAR	78.0		
SET_ERROR	Bool	142.0	FALSE	
SET_DONE	Bool	142.1	FALSE	
SET_STATUS	Word	144.0	W#16#0	
C1	Struct	146.0		
ID	Word	146.0	W#16#0	
CONNECTED	Bool	148.0	FALSE	
CONN_DONE	Bool	148.1	FALSE	
CONN_BUSY	Bool	148.2	FALSE	
CONN_ERROR	Bool	148.3	FALSE	
CONN_SETA	Bool	148.4	FALSE	
DISCONNECT	Bool	148.5	FALSE	
CONN_STATUS	Word	150.0	W#16#0	
STATUS_SAV	Int	152.0	0	
SEND_REQ	Bool	154.0	FALSE	
SEND_DONE	Bool	154.1	FALSE	
SEND_BUSY	Bool	154.2	FALSE	
SEND_ERROR	Bool	154.3	FALSE	
SEND_REQ_P	Bool	154.4	FALSE	
SEND_REQ_I	Bool	154.5	FALSE	
SEND_STATUS	Word	156.0	W#16#0	
RECV_NDR	Bool	158.0	FALSE	
RECV_BUSY	Bool	158.1	FALSE	
RECV_ERROR	Bool	158.2	FALSE	
RECV_STATUS	Word	160.0	W#16#0	

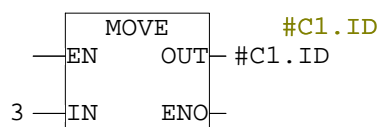
Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
RECV_LEN	Int	162.0	0	
RECV_LEN_S	Int	164.0	0	
ABORT_REQ	Bool	166.0	FALSE	
ABORT_DONE	Bool	166.1	FALSE	
ABORT_BUSY	Bool	166.2	FALSE	
ABORT_ERROR	Bool	166.3	FALSE	
ABORT_REQ_I	Bool	166.4	FALSE	
ABORT_REQ_P	Bool	166.5	FALSE	
ABORT_STATUS	Word	168.0	W#16#0	
STAT0	Bool	170.0	FALSE	
TEMP		0.0		

Block: FB300

Network: 1 Clear Bits to start initial connection and communication

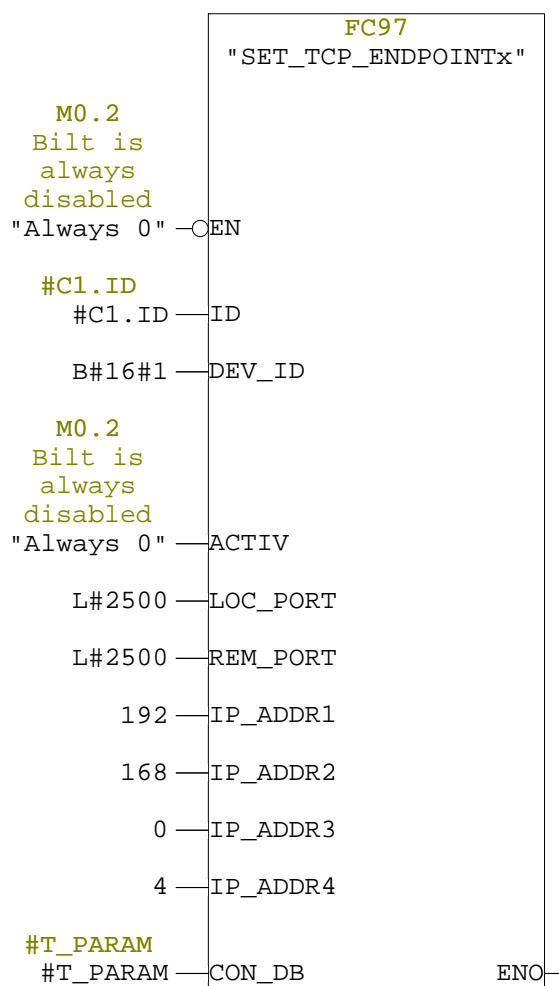


Network: 2



Network: 3

#C1.CONNECTED --- EN

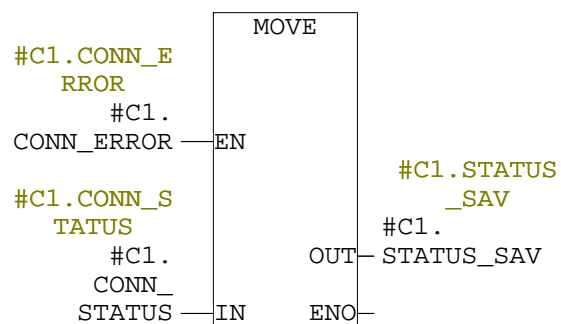




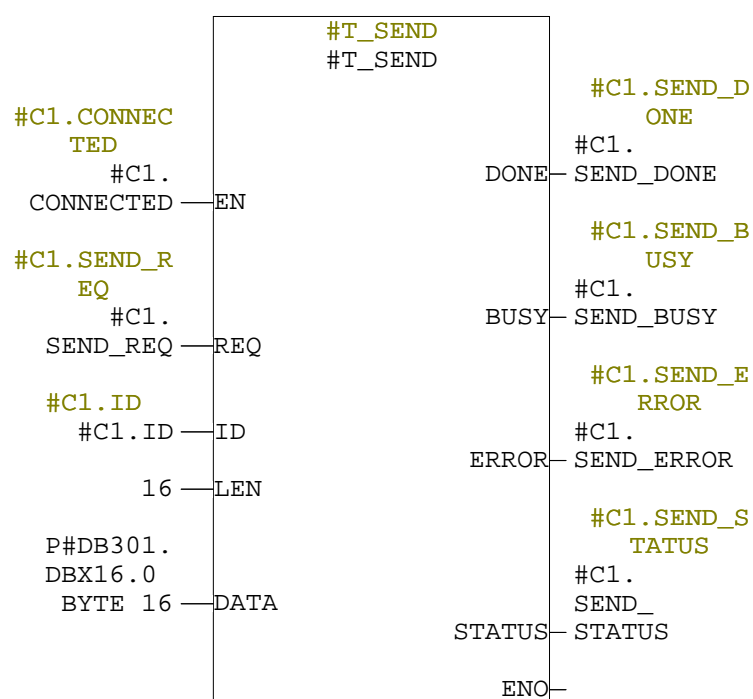


Network: 6 Evaluate STATUS information

If ERROR occurred then save STATUS!

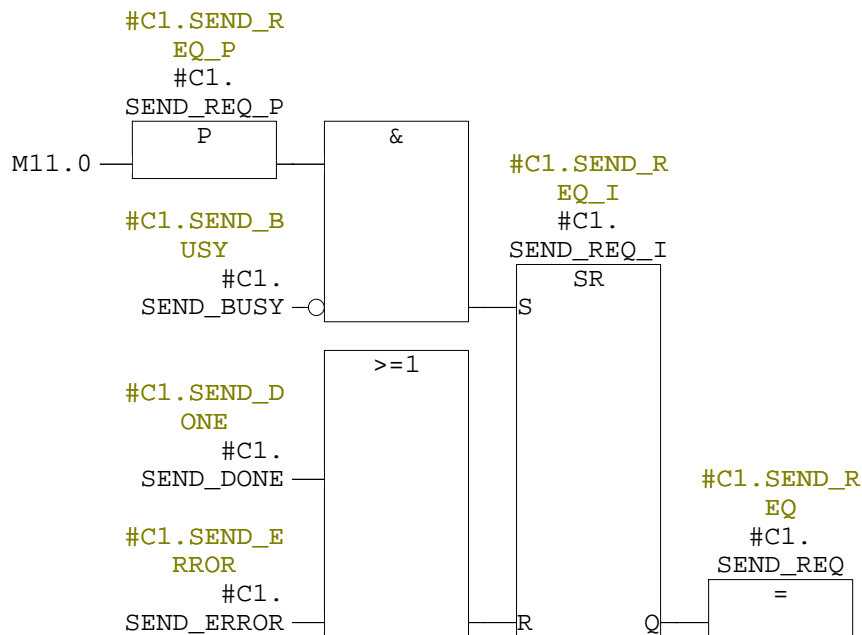


Network: 7 Invoke T\_SEND function



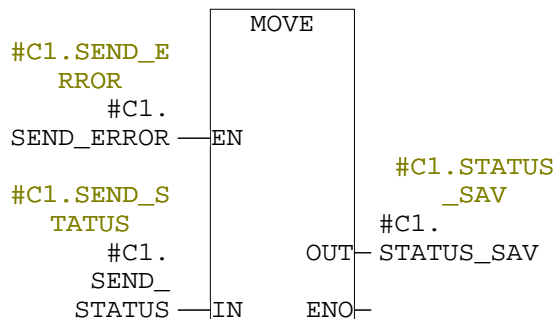
Network: 8      Generate the rising edge SEND\_REQ to start the T\_SEND function

CLOCK marker = M10.0 (100ms communication rate)



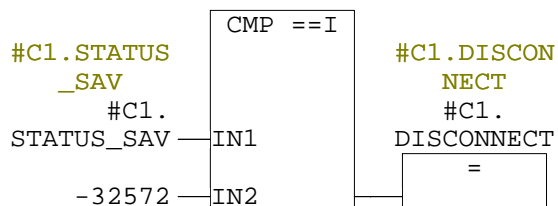
Network: 9      Evaluate STATUS information

If ERROR occured then save STATUS!

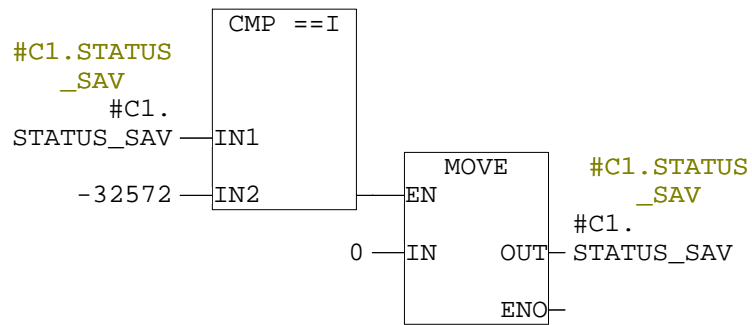


Network: 10      Connection to the partner has been broken!

Set DISCONNECT flag to start timer function if connection has been broken = 0x80C4 -> -32572

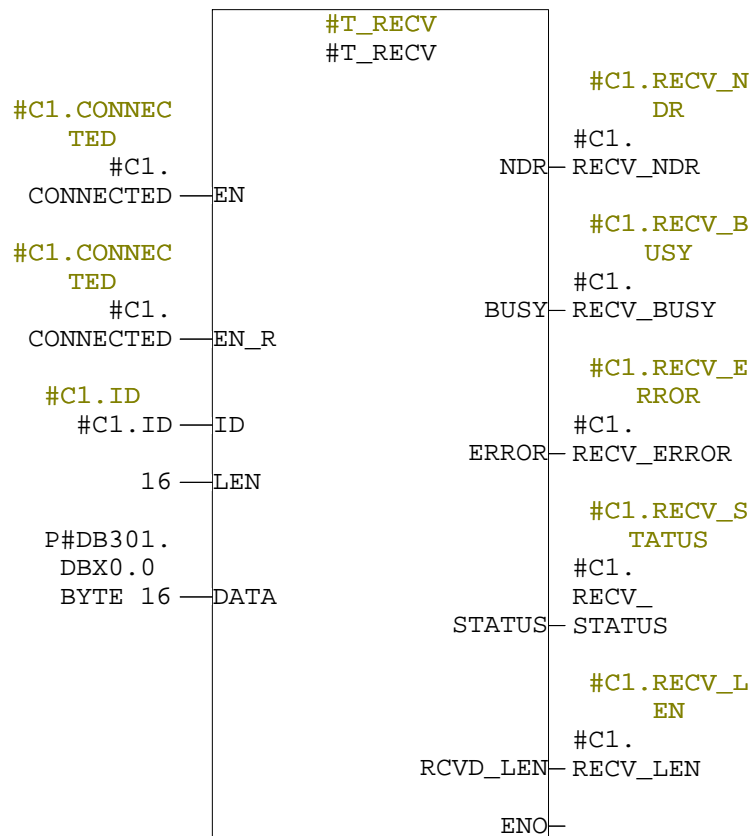


Network: 11 Delete STATUS being saved!

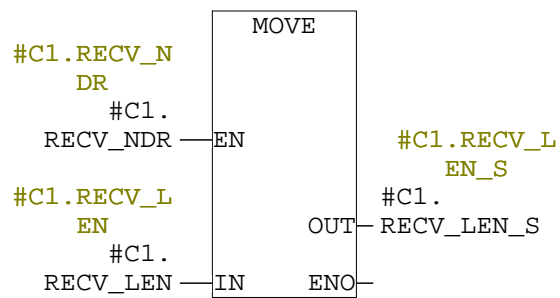


Network: 12 Invoke T\_RECV function

P#DB321.DBX0.0 BYTE 100

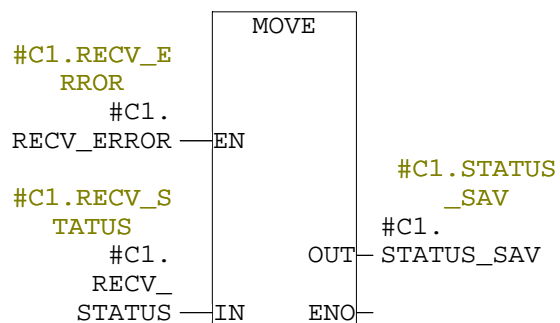


Network: 13 If new data available save the actual length of the data

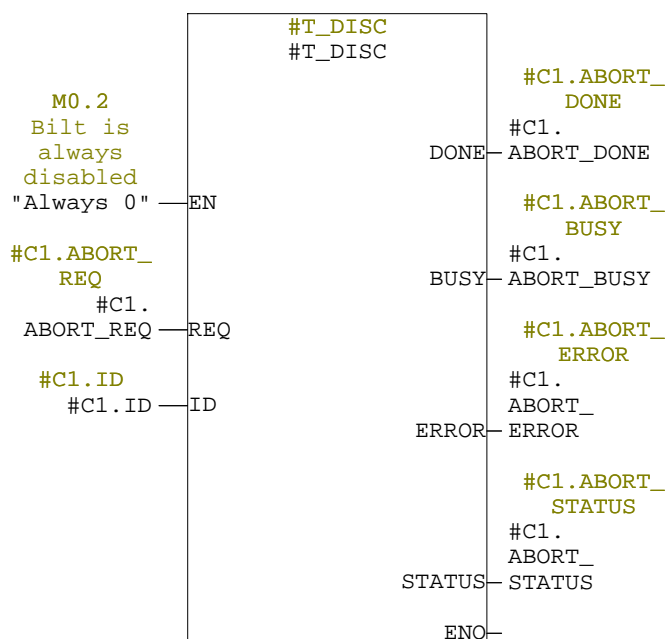


Network: 14 Evaluate STATUS information

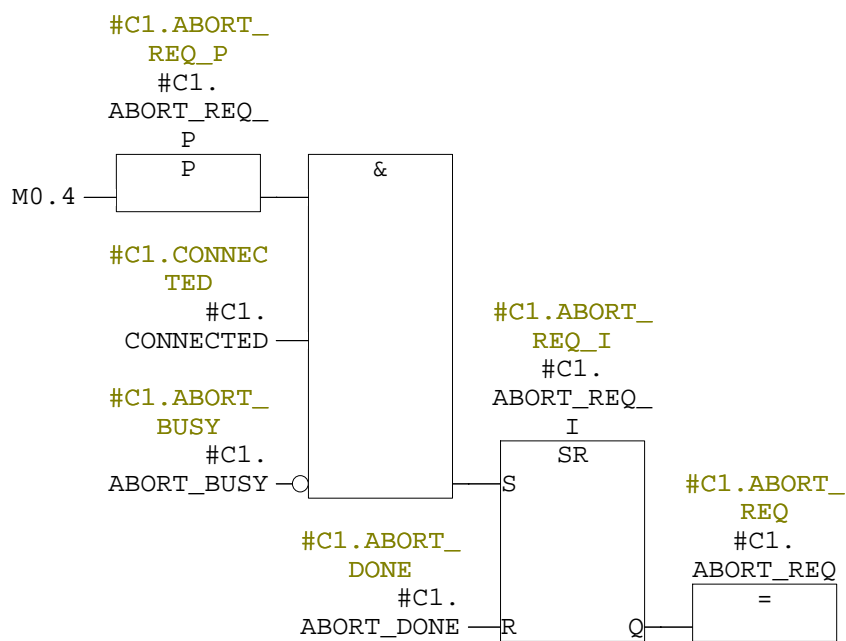
If ERROR occurred then save STATUS!



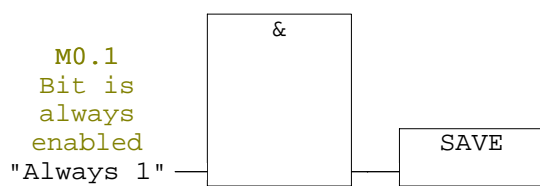
Network: 15 Invoke T\_DISC to abort TCP connection



Network: 16 If M0.2 is set, the connection will be aborted



Network: 17 Enable output ENO



**FB4 - <offline>**

"Forflyttningskalkulator"

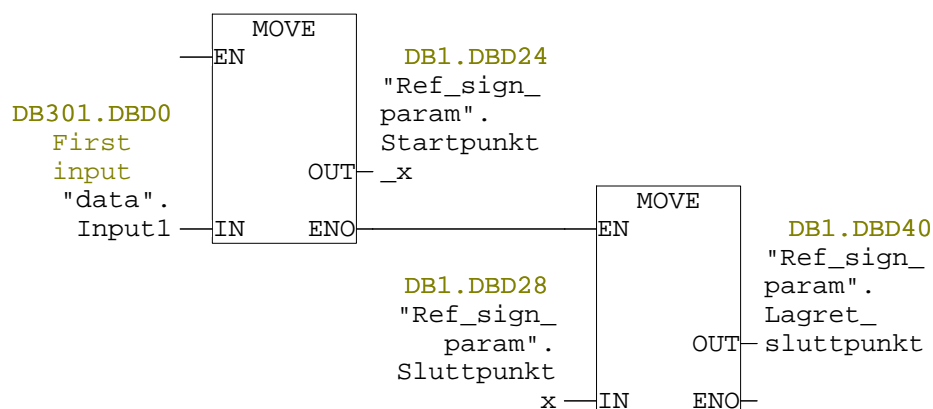
**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/24/2012 05:59:20 PM  
**Interface:** 04/27/2012 10:09:38 AM  
**Lengths (block/logic/data):** 00578 00426 00008

Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
Max_slag	Real	0.0	1.000000e+000	
AksRetard_strekning	Real	4.0	2.378000e-002	
KonstVel_strekning	Real	8.0	0.000000e+000	
KonstVel	Real	12.0	5.500000e-003	
KonstVelTid	Real	16.0	0.000000e+000	
TEMP		0.0		
Pos_diff	Real	0.0		
absPos_diff	Real	4.0		

**Block: FB4**

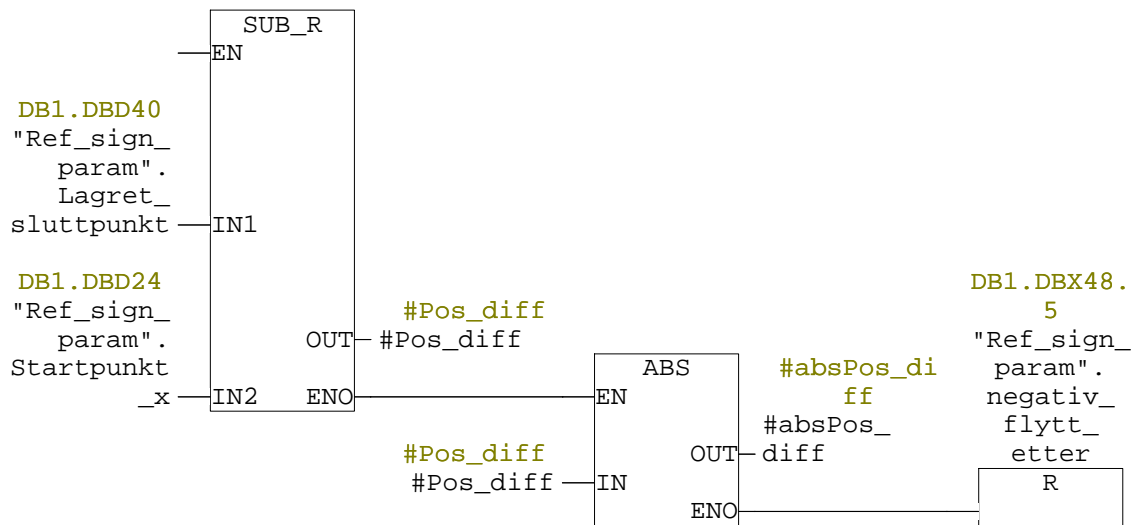
Network: 1

Lagrer nåværende posisjon som det nye startpunktet, og dobbeltlagrer den nåværende valgte endeosisjonen.



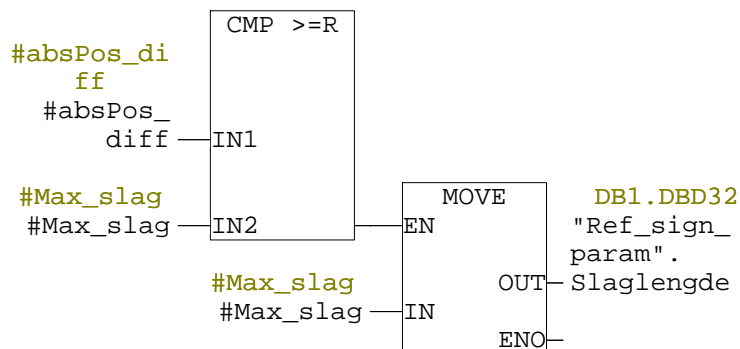
Network: 2

Regner ut lengden mellom start og sluttposisjon, og lagrer den både med og uten fortegn. Bittet for å aktivere negativ forflytning settes også lavt her som en sikkerhetsmanøver.



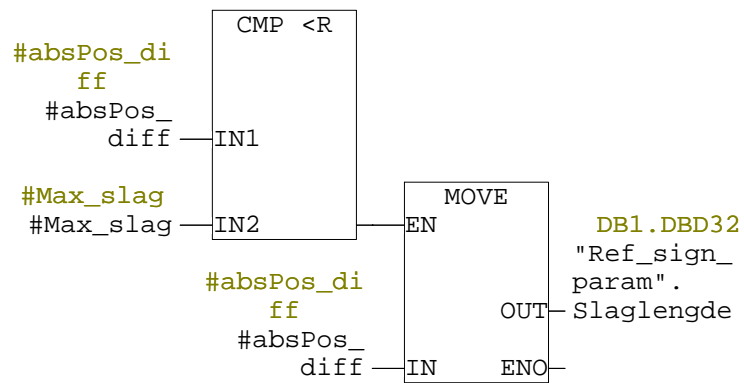
Network: 3

Dersom lasten skal flyttes lengre enn en slaglengde, settes slaglengden til å være 1,0m.



Network: 4

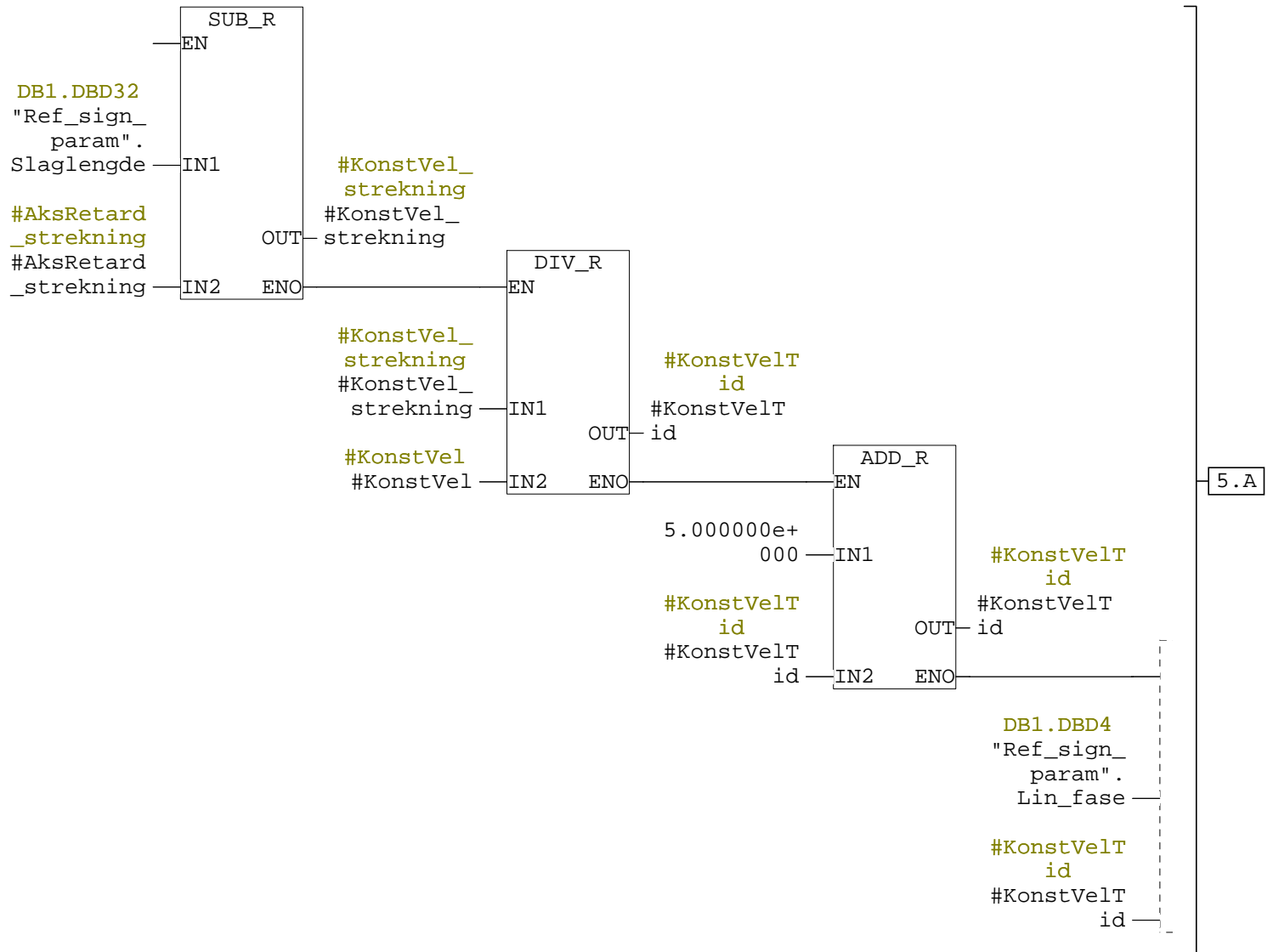
Dersom lasten skal flyttes kortere enn en slaglengde, settes slaglengden lik lengden lasten skal flyttes.



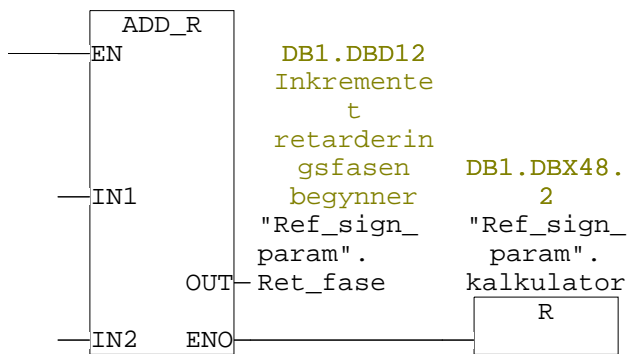


Network: 5

Regner ut strekningen som skal dekkes i fasen med konstant hastighet og deler denne på hastigheten per inkrement:  $v=0.055 \text{ m/s} \rightarrow v_i=0.0055 \text{ m/i}$ .  
 Legger til denne verdien til inkrementet aksellerasjonsfasen slutter, og får tidesinkrementet der retarderingsfasen begynner (verdien omtalt som n i rapporten).

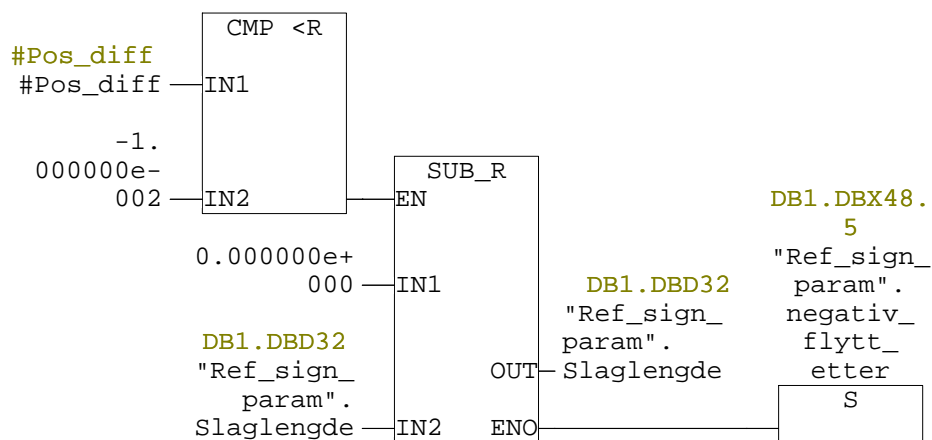


5.A



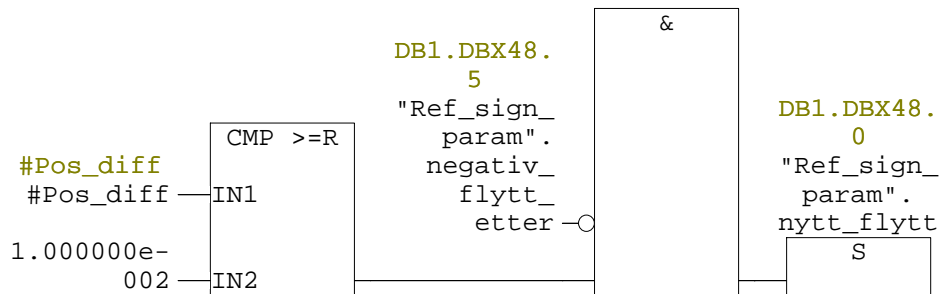
Network: 6

Dersom forflytningen som skal foretas er negativ, omlagres slaglengden til å være en negativ verdi. I tillegg aktiveres bittet som tillater negativ forflytning.



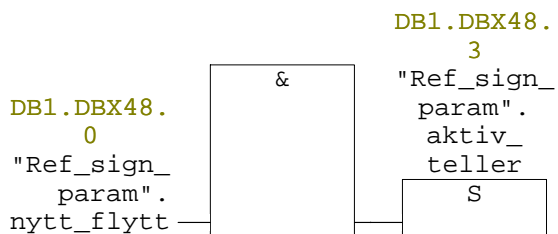
Network: 7

Dersom forflytningen som skal foretas er positiv (dobbeltsjekkes ved å sjekke om negativ forflytning ikke er aktivert) settes bittet som tillater dette.



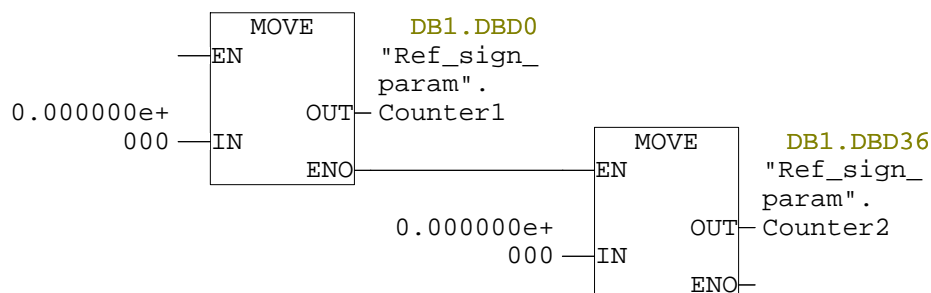
Network: 8

Dersom forflytningen er positiv hopper programmet direkte til "flytt\_struktur". Der trenger referansen tellere for å gi ut verdi. Bittet som aktiverer disse tellerene aktiveres her.



Network: 9

Angående tellerene nevnt i nettverk 8, settes verdien til disse lik 0 for sikkerhetsskyld, slik at referansesignalet blir slik som det skal.



**FB5 - <offline>**

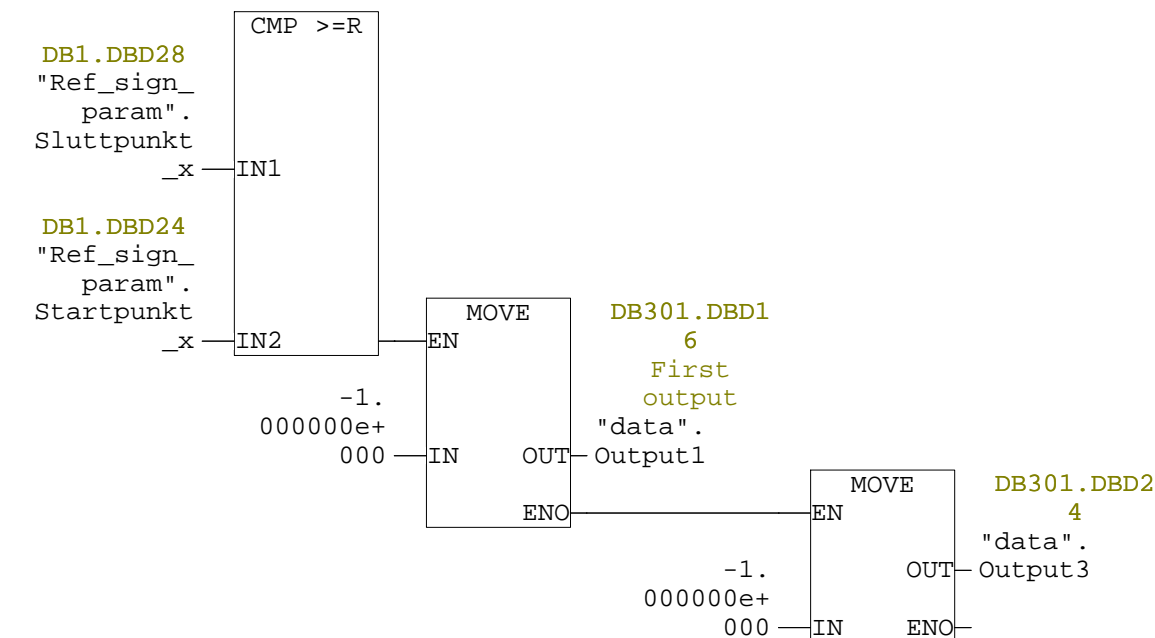
"Flytt\_grip"

**Name:** Family:  
**Author:** Version: 0.1  
 Block version: 2  
**Time stamp Code:** 05/12/2012 05:44:07 PM  
**Interface:** 05/01/2012 01:24:40 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 00214 00104 00004

Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
TEMP		0.0		
etterflyttediff	Real	0.0		

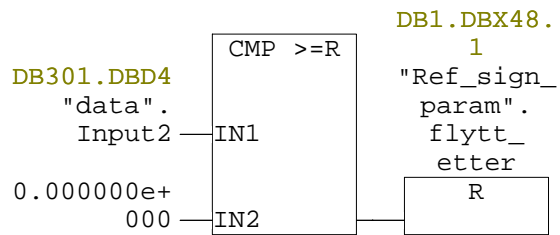
**Block: FB5****Network: 1**

Ettersom det har blitt utført en forflytning i positiv retning, settes her styresignalet inn på ventilene mot syllinderene til å være -1, for å trekke gripet etter strukturen.



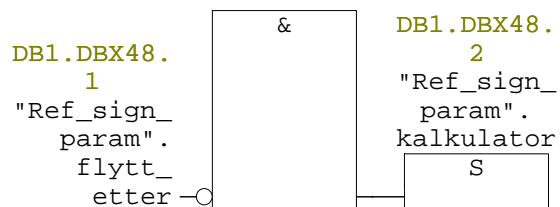
Network: 2

Dersom gripet er trukket helt opp til strukturen, resettes bittet som tillater videre forflytning av gripet.



Network: 3

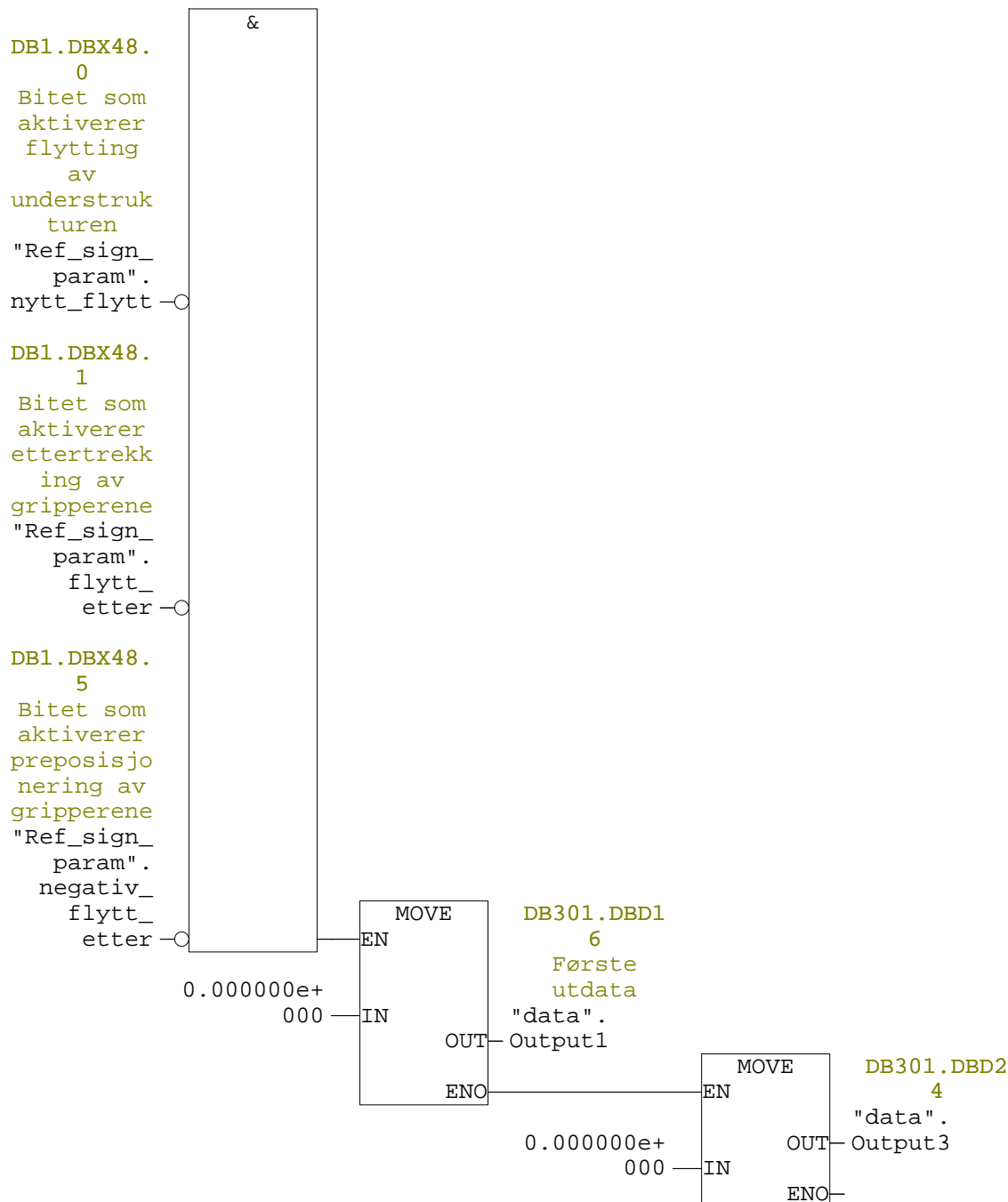
Ettersom dette er siste sekvens av et stempelslag som gir positiv forflytning, aktiveres forflytningskalkulatoren, dersom nettverk 2 har resatt bittet det styrer. Dette gjøres for at kalkulatoren kan regne ut neste forflytning som skal iverksettes.





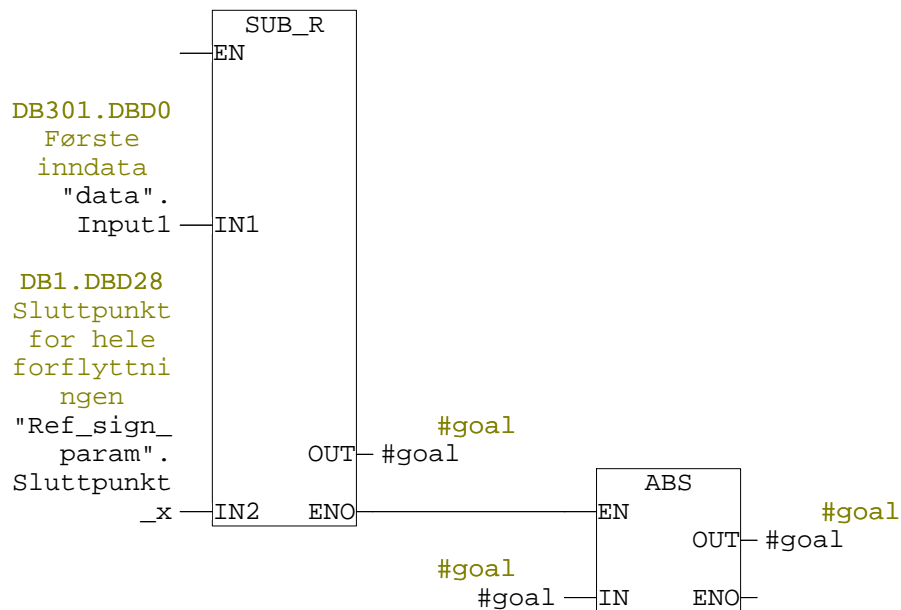
Network: 1 Bitet som aktiverer systemet ved input fra operatør

Dersom ingen av bittene som tillater forskjellige former for forflytning er satt, settes styresignalet til ventilene mot sylindrene lik 0 for å hindre uønskede forflytninger.



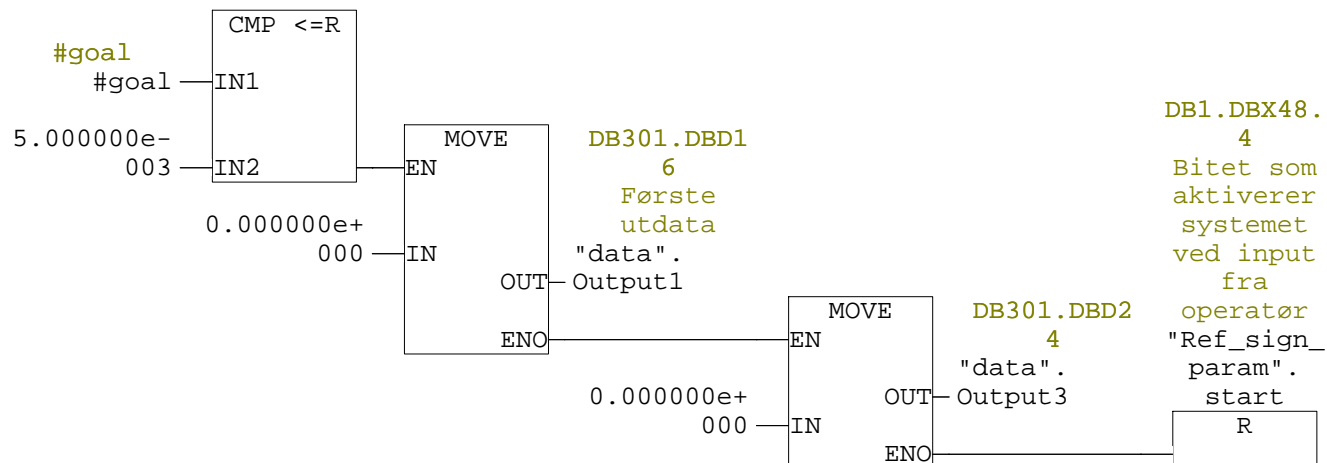
Network: 2 Bitet som aktiverer systemet ved input fra operatør

Regner ut forskjellen mellom nåværende posisjon og brønnen operatøren har valgt.



Network: 3 Bitet som aktiverer systemet ved input fra operatør

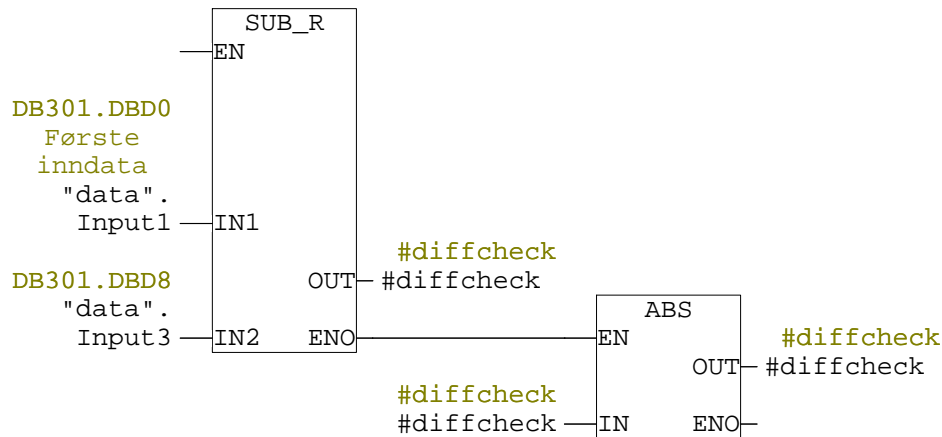
Dersom forskjellen kalkulert i nettverk 2 er mindre enn 0.001 meter, anses målet ved forflyttingene som nådd, og deretter settes styresignalene mot ventilene til sylindrene lik 0.





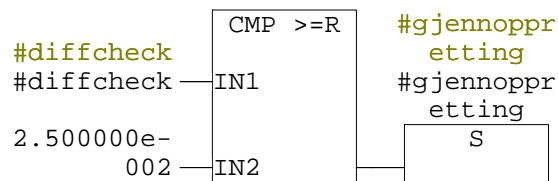
Network: 4

Kalkulerer absolutt posisjonsforskjell mellom skinnene.



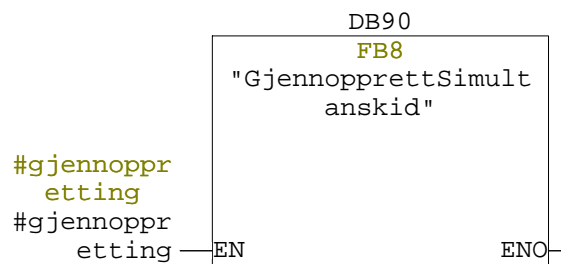
Network: 5 Skjevkjøring?

Sjekker om posisjonsforskjellen skiddeskinnene imellom er over 2,5cm. Dersom ja, kjør gjenoppretting.



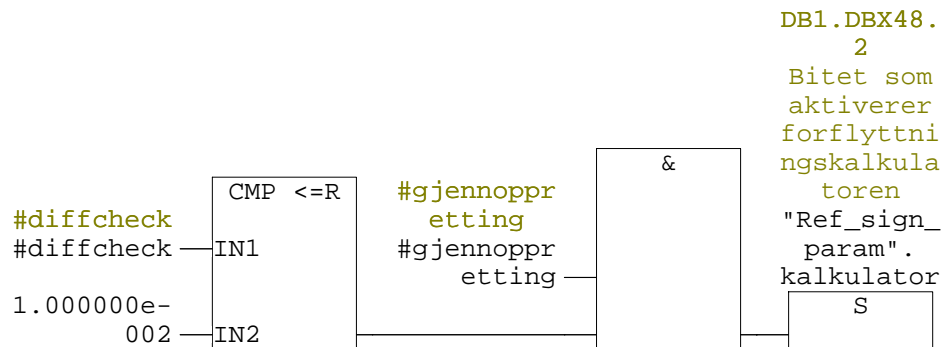
Network: 6 Fiks skjevkjøring

Kjører FB8 dersom #gjennopperting er satt



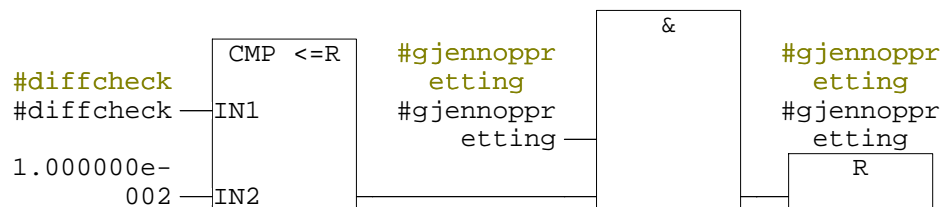
Network: 7

Aktiverer forflyttningskalkulatoren i FB4 dersom skjekjøringen er ferdig rettet.



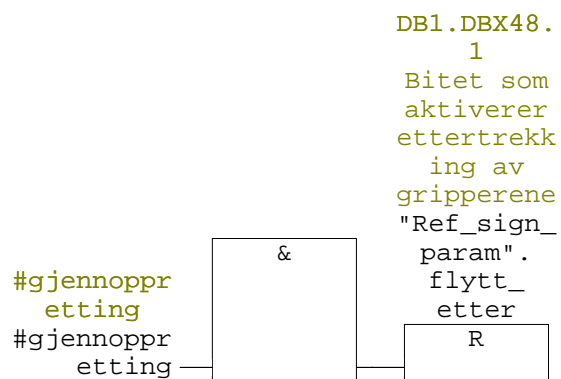
Network: 8 Bitet som aktiverer preposisjonering av gripperene

Deaktiverer FB8 når skjev kjøringen er rettet



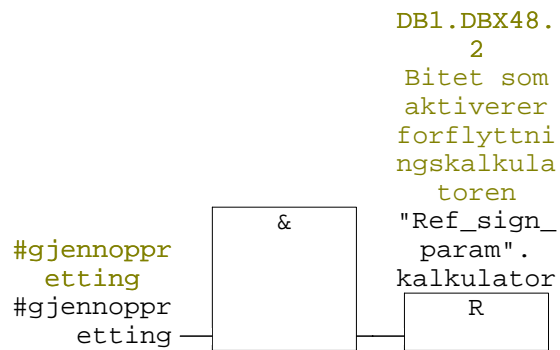
Network: 9 Bitet som aktiverer ettertrekking av gripperene

Dersom FB8 skal kjøres, deaktiveres FB5



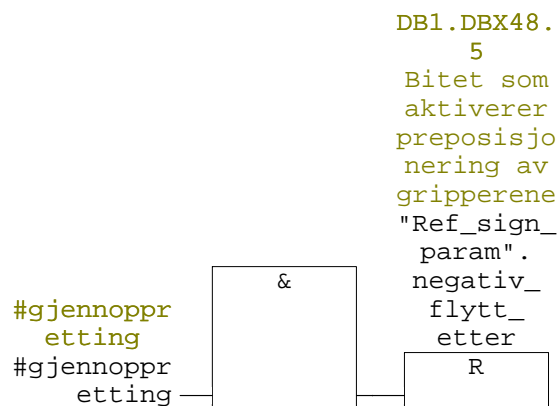
Network: 10 Bitet som aktiverer forflyttningskalkulatoren

Dersom FB8 skal kjøres, deaktiveres FB4



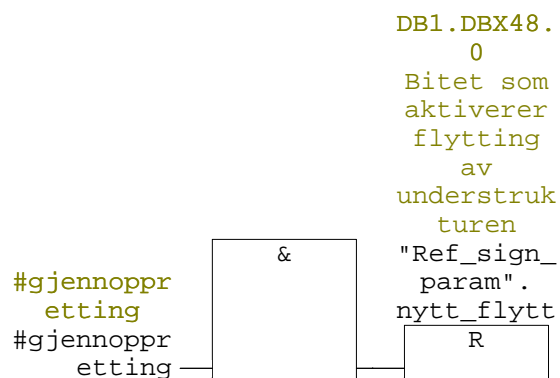
Network: 11 Bitet som aktiverer preposisjonering av gripperene

Dersom FB8 skal kjøres, deaktiveres FB7



Network: 12 Bitet som aktiverer flytting av understrukturen

Dersom FB8 skal kjøres, deaktiveres FB2





**FB7 - <offline>**

"negativt\_gripflytt"

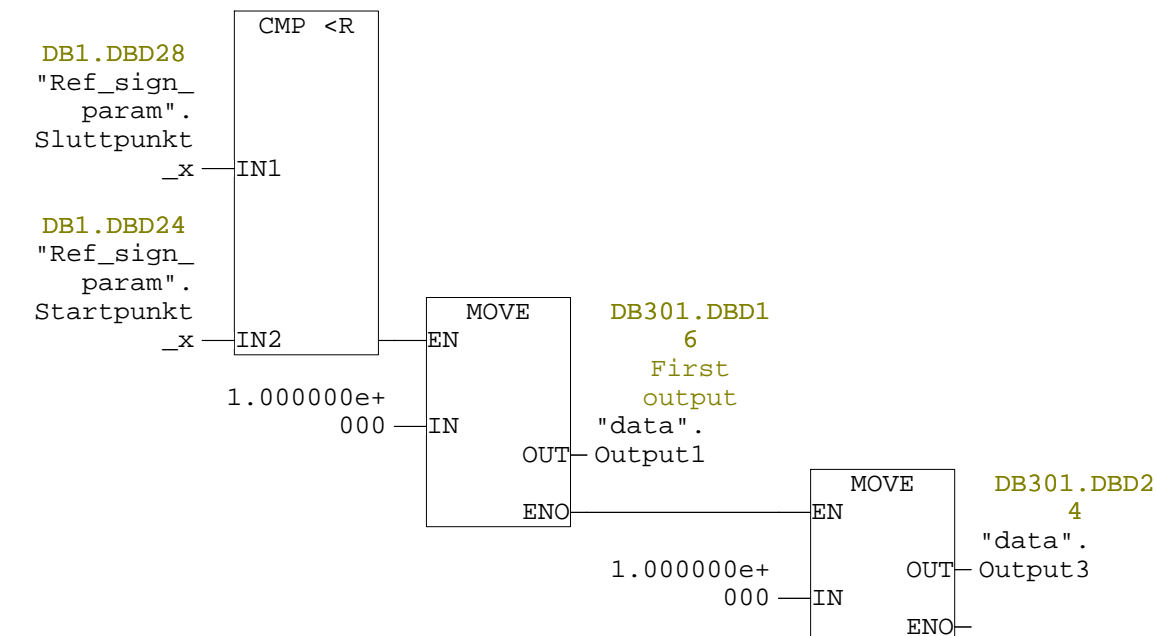
**Name:**  
**Author:**  
**Family:**  
**Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/13/2012 03:19:32 PM  
**Interface:** 05/11/2012 10:51:03 AM  
**Lengths (block/logic/data):** 00276 00168 00000

Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
TEMP		0.0		

Block: FB7

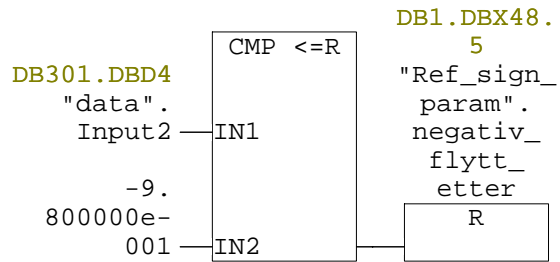
Network: 1

Setter styresignalet til begge sylindrerene til å være 1, for å skyve gripet bort fra strukturen.



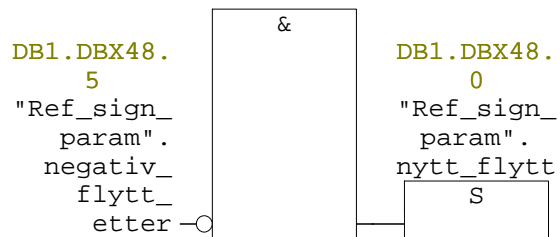
Network: 2

Dersom gripet er flyttet 0.98 meter bort fra strukturen, resettes bittet som tillater at gripet kan skyves bort fra strukturen.



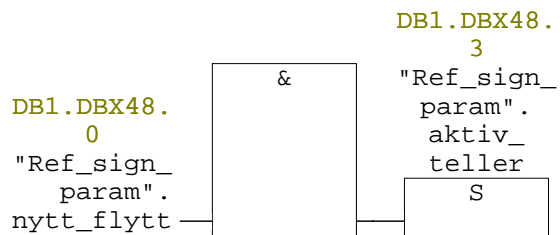
Network: 3

Dersom bittet nevnt i nettverk 2 er resatt, aktiveres bittet som tillater at strukturen flyttes mot gripet.



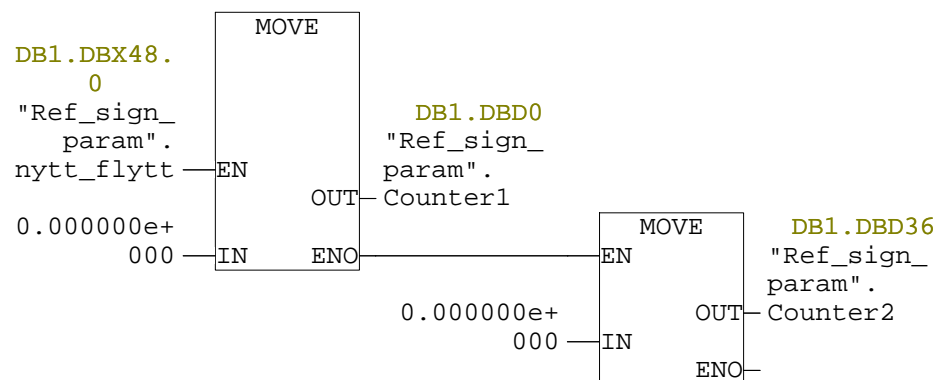
Network: 4

For å gjennomføre forflytningen nevnt i nettverk 3, trengs det tellere i kalkulasjonen av referansesignalet. Disse aktiveres her.



Network: 5

For å sikre at referansesignalet blir slik det er ment, settes verdiene av tellerene nevnt i nettverk 4 til å være 0, for sikkerhetskyld.



**FB8 - <offline>**

"GjennopprettSimultanskid"

**Name:** **Family:**  
**Author:** **Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/29/2012 09:40:11 PM  
**Interface:** 05/25/2012 08:57:26 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 00404 00284 00006

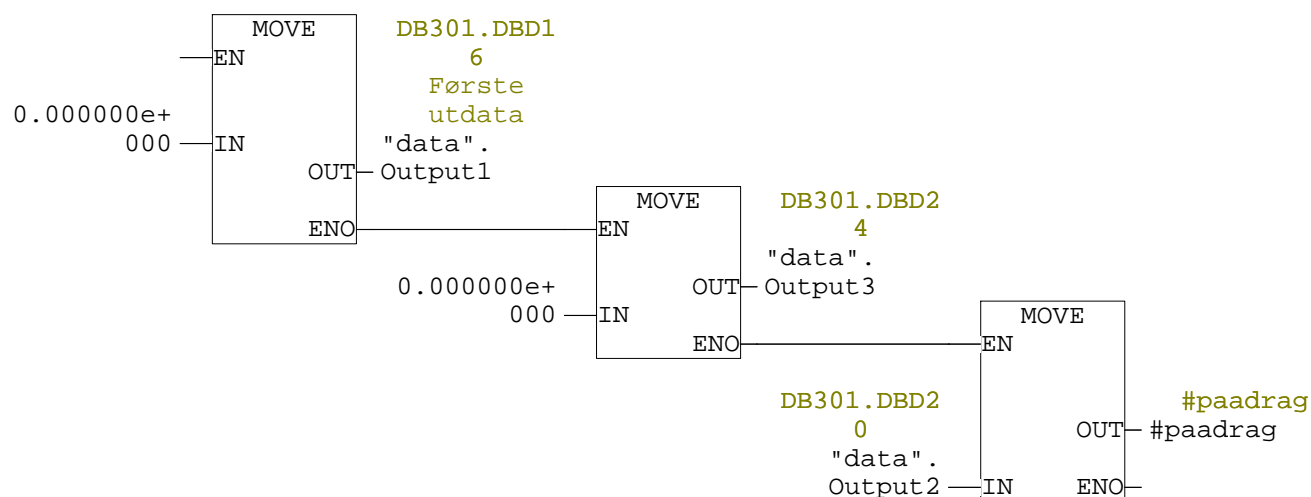
Name	Data Type	Address	Initial Value	Comment
IN		0.0		
OUT		0.0		
IN_OUT		0.0		
STAT		0.0		
TEMP		0.0		
paadrag	Real	0.0		
positiv_retning	Bool	4.0		

**Block: FB8**

Oppgaven til denne FB er å rette opp i skjevkjøring

**Network: 1**

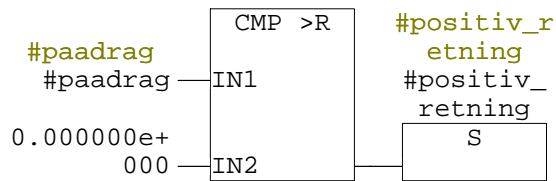
Setter pådragene til skiddesyndrene til 0 og lagrer pådraget til gripene, da dette er -1 ved negativ forflytning og 1 ved positiv forflytning. Det vil si at denne verdien senere kan settes til pådraget mot skiddesynderen som må kjøres for å rette opp i skjevkjøringen.





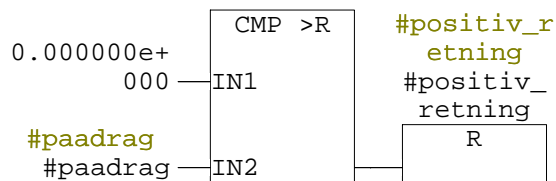
Network: 2

Dersom #paadrag er positiv, er forflyttningsretningen positiv.



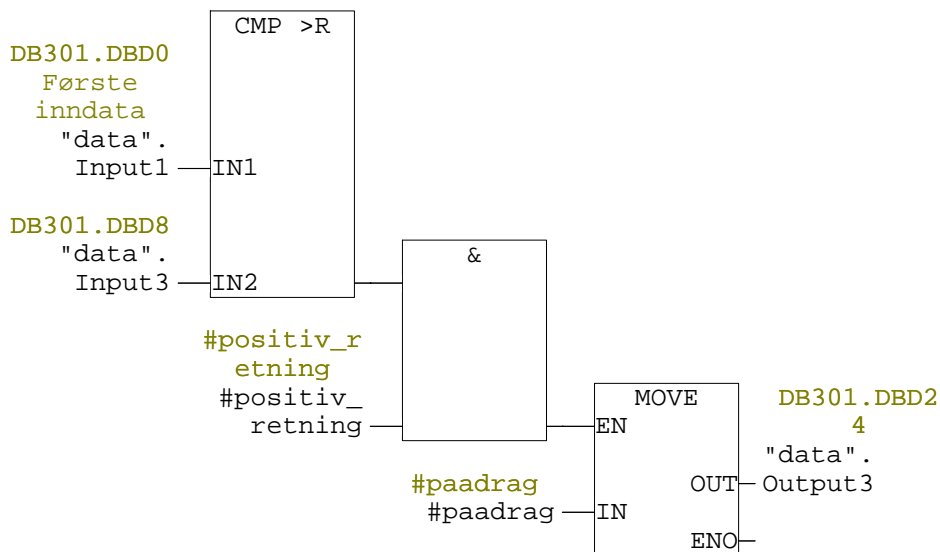
Network: 3

Dersom #paadrag er negativ, er forflyttningsretningen negativ.



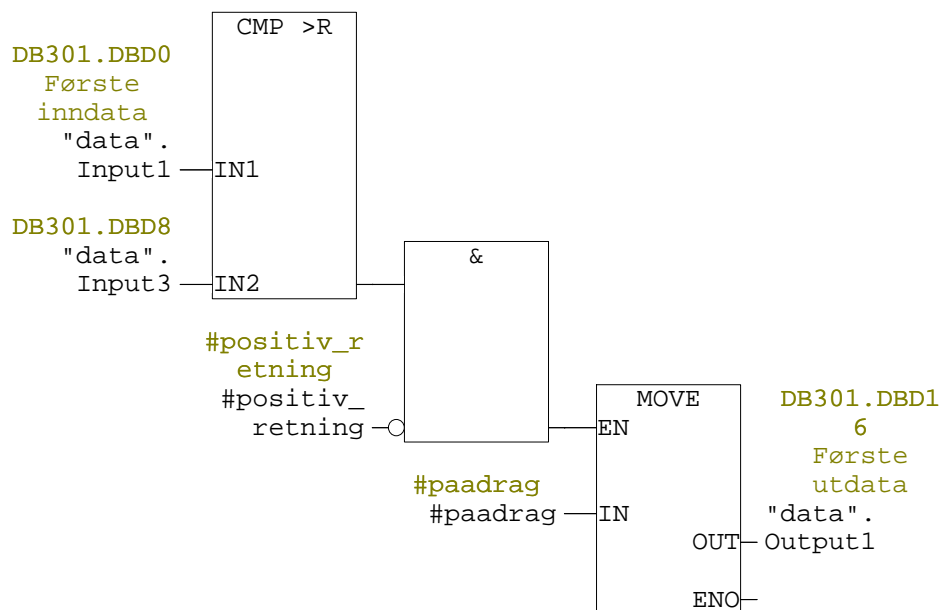
Network: 4

Om posisjon på venstre skinne er høyere enn ved høyre og forflyttningsretningen er positiv, settes pådraget til høyre skinne lik 1.



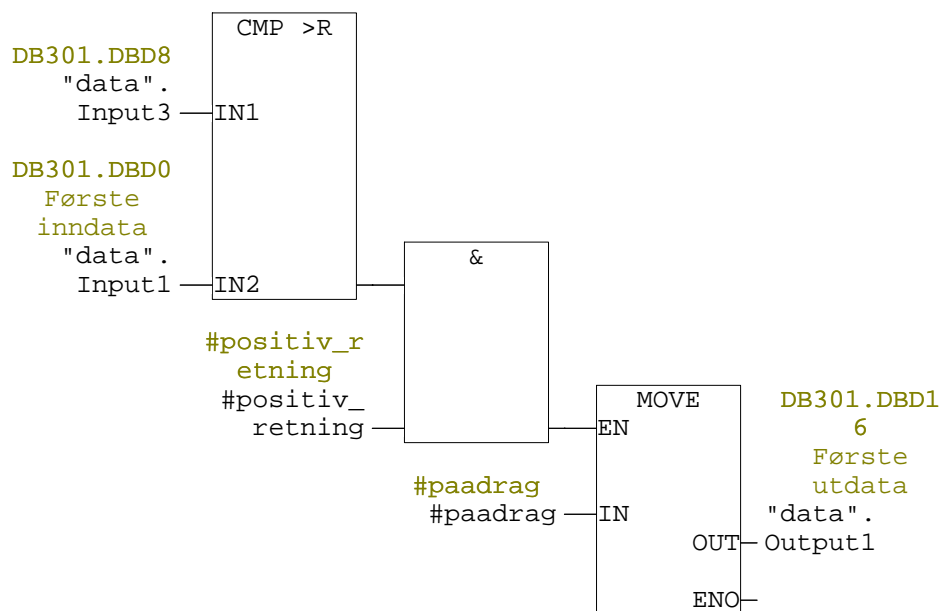
Network: 5

Om posisjon på venstre skinne er høyere enn ved høyre og forflyttningsretningen er negativ, settes pådraget til høyre skinne lik 1.



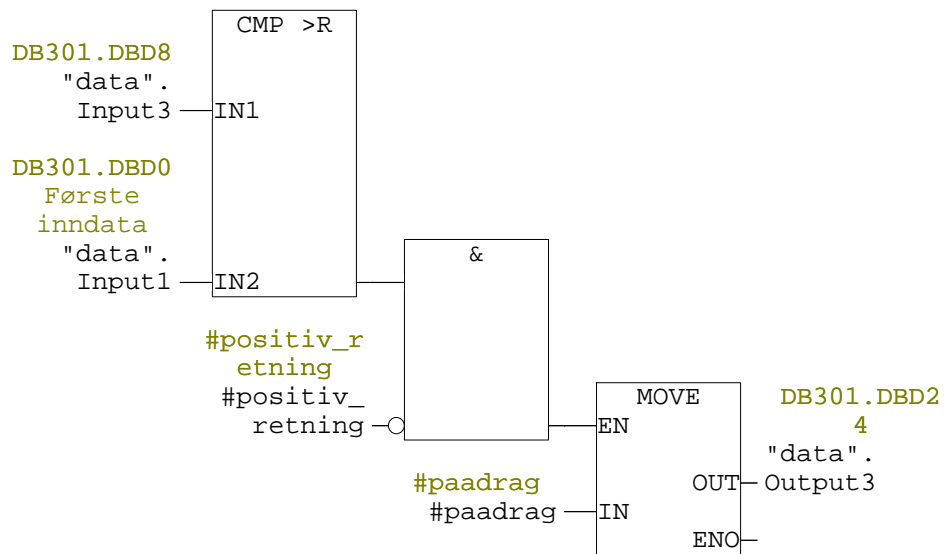
Network: 6

Om posisjon på høyre skinne er høyere enn ved venstre og forflyttningsretningen er positiv, settes pådraget til venstre skinne lik 1.



Network: 7

Om posisjon på høyre skinne er høyere enn ved venstre og forflyttningsretningen er negativ, settes pådraget til høyre skinne lik 1.



**FC1 - <offline>**

"Grip\_flyttretning"

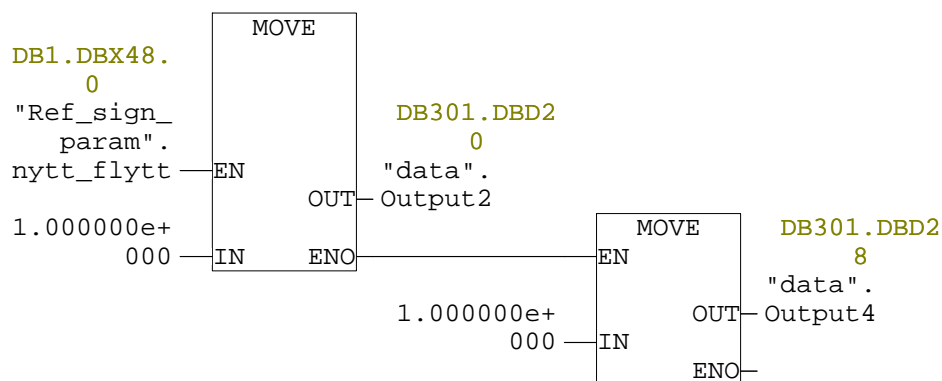
**Name:**  
**Author:**  
**Family:**  
**Version:** 0.1  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 05/12/2012 05:24:16 PM  
**Interface:** 05/11/2012 10:26:50 AM  
**Lengths (block/logic/data):** 00216 00114 00000

Name	Data Type	Address	Comment
IN		0.0	
OUT		0.0	
IN_OUT		0.0	
TEMP		0.0	
RETURN		0.0	
RET_VAL		0.0	

**Block: FC1**

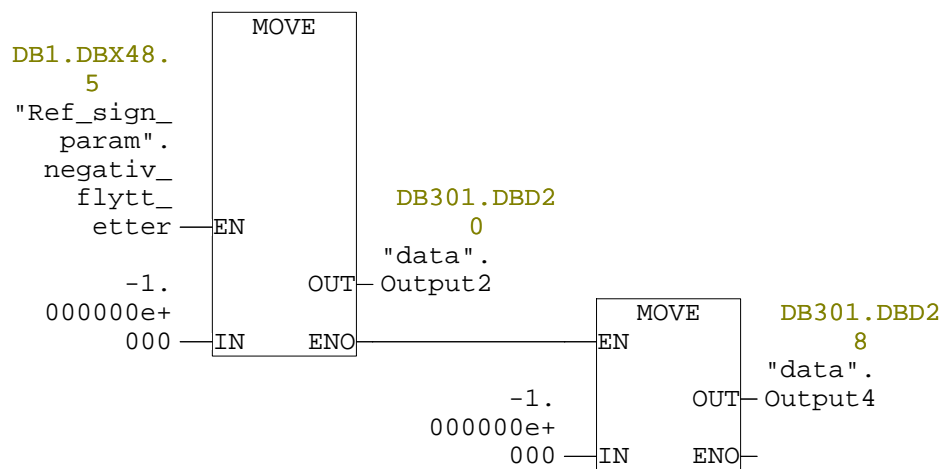
Network: 1

Dersom positiv forflytning er aktivert, settes verdien på gripene til å støtte forflytning i denne retningen.



Network: 2

Dersom negativ forflytning er aktivert, settes verdien på gripene til å støtte forflytning i denne retningen.



**FC97 - <offline>**

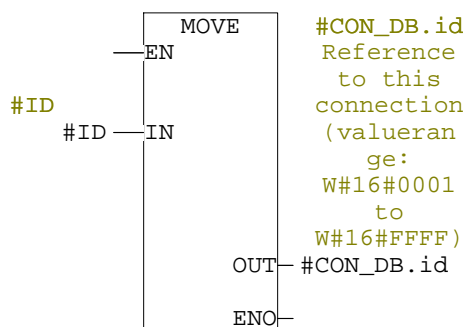
"SET\_TCP\_ENDPOINTx"

**Name:**  
**Author:**  
**Family:**  
**Version:** 1.3  
**Block version:** 2  
**Time stamp Code:** 10/26/2010 02:35:43 PM  
**Interface:** 10/26/2010 02:22:47 PM  
**Lengths (block/logic/data):** 01766 01486 00014

Name	Data Type	Address	Comment
IN		0.0	
ID	Word	0.0	
DEV_ID	Byte	2.0	
ACTIV	Bool	3.0	
LOC_PORT	DInt	4.0	
REM_PORT	DInt	8.0	
IP_ADDR1	Int	12.0	
IP_ADDR2	Int	14.0	
IP_ADDR3	Int	16.0	
IP_ADDR4	Int	18.0	
OUT		0.0	
IN_OUT		0.0	
CON_DB	TCON_PAR	20.0	
TEMP		0.0	
TMP_PORT	DInt	0.0	
RETURN		0.0	
RET_VAL		0.0	

Block: FC97

Network: 1 Set ID of the specified connection



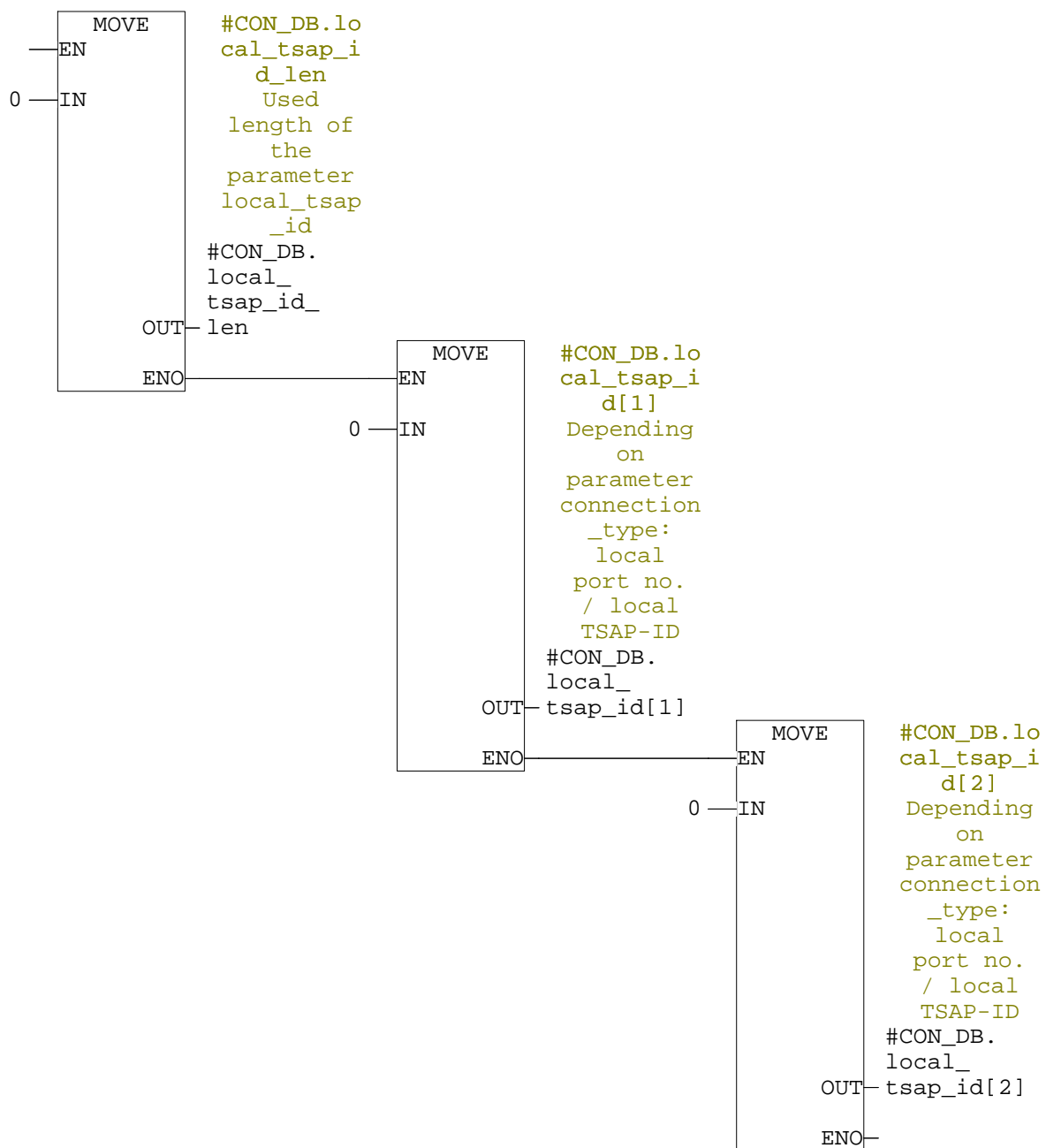
Network: 2      TCP/IP nativ mode 0x11

	MOVE	#CON_DB.co
—EN		nnection_t
		ype
17 —IN		B#16#11:
		TCP/IP
		native;
		B#16#12:
		ISO on
		TCP;
		B#16#13:
		UDP;
		B#16#01:
		TCP/IP
		comp
		#CON_DB.
		connection
	OUT	_type
	ENO	

Network: 3

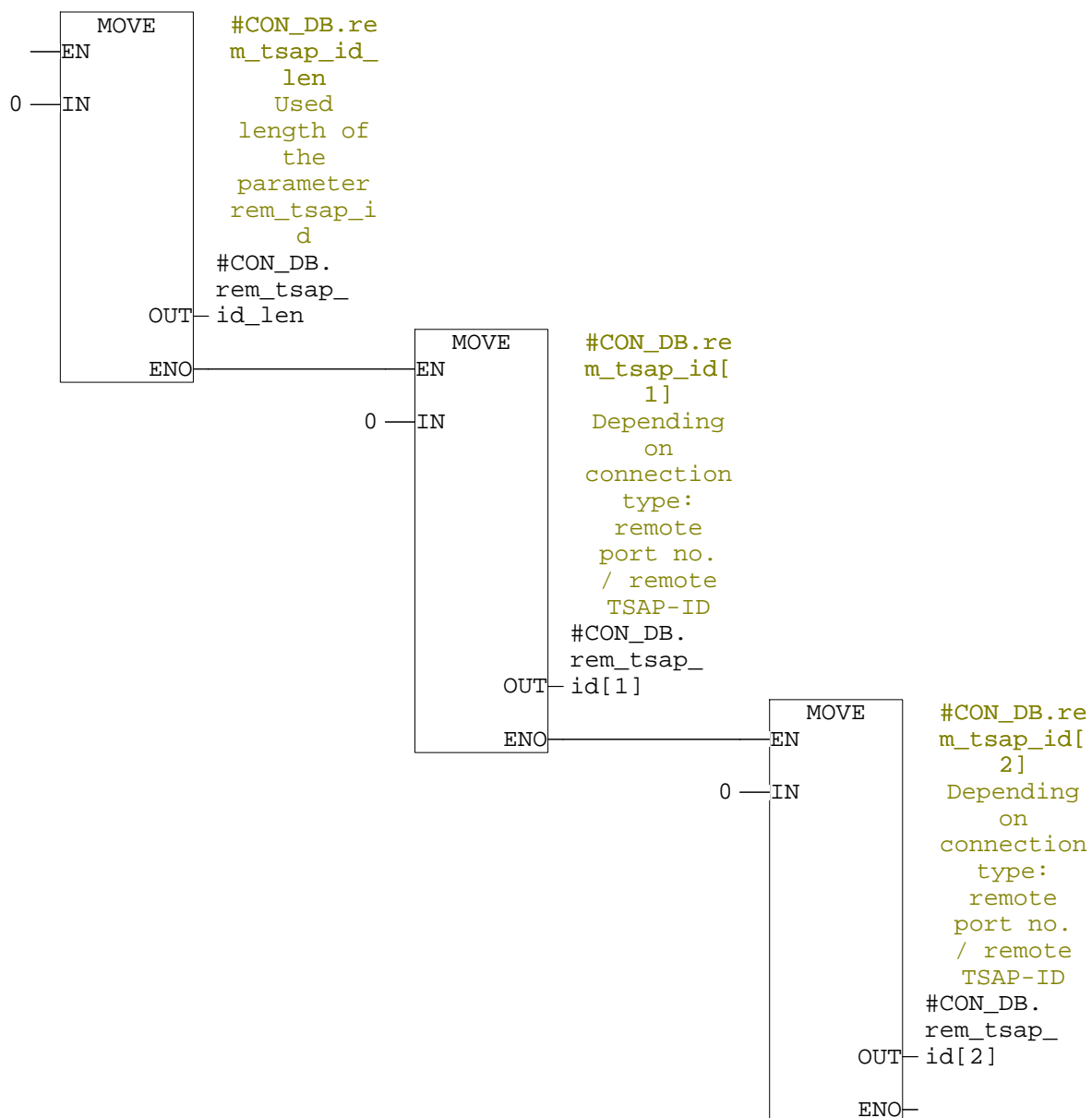
	MOVE	#CON_DB.lo
—EN		cal_device
		_id
#DEV_ID		Allowed
#DEV_ID —IN		values:
		B#16#0,
		B#16#2,
		B#16#3,
		B#16#5.
		See
		online
		help.
		#CON_DB.
		local_
	OUT	device_id
	ENO	

Network: 4 Clear local PORT length and values





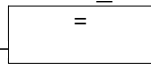
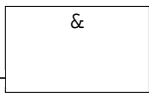
Network: 5 Clear remote PORT length and values



Network: 6 Set ACTIV or PASSIV type of connection

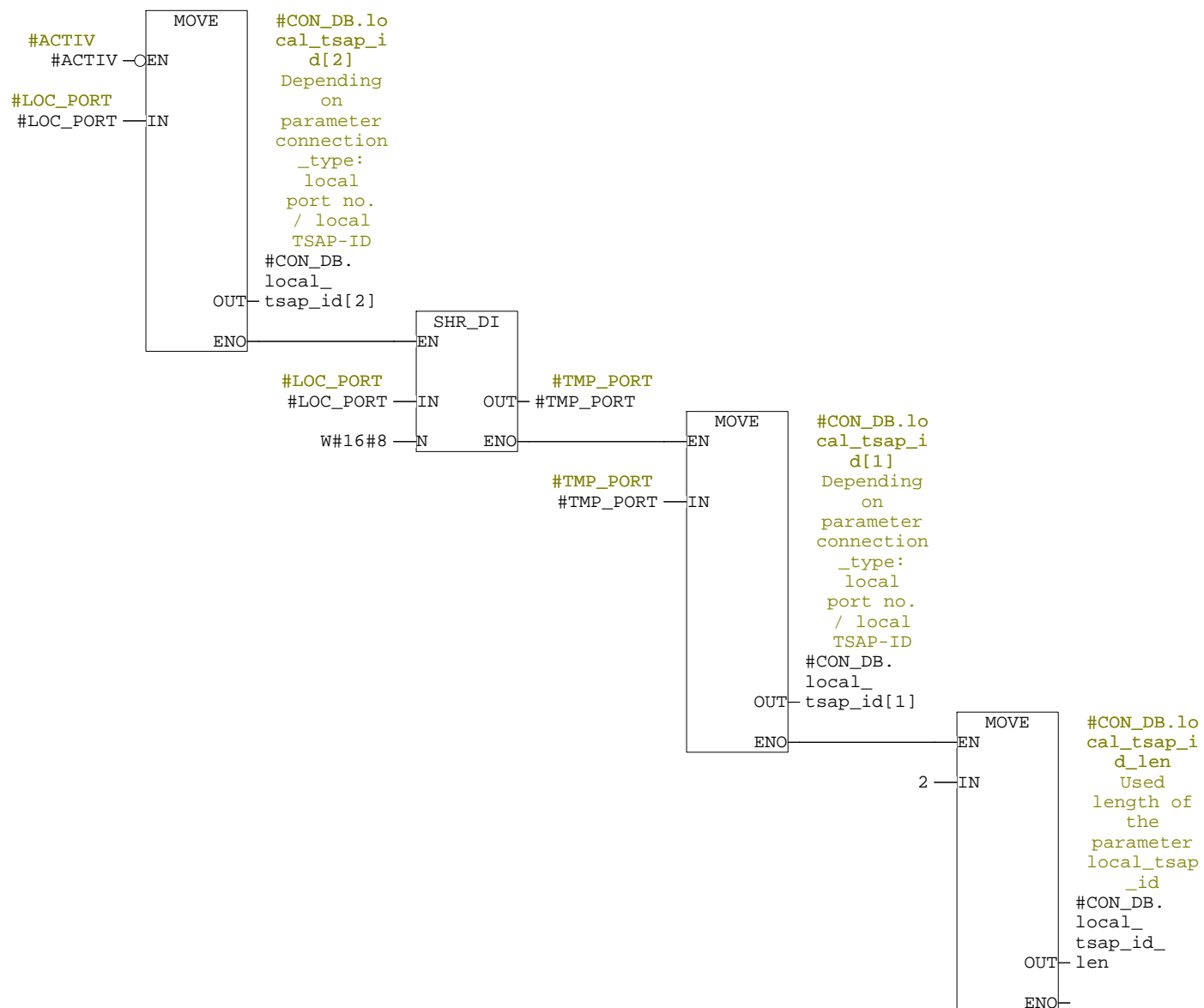
```
#CON_DB.ac
tive_est
FALSE:
passive
connection
establish
ment;
TRUE:
active
connection
establish
ment
#CON_DB.
active_est
```

#ACTIV  
#ACTIV



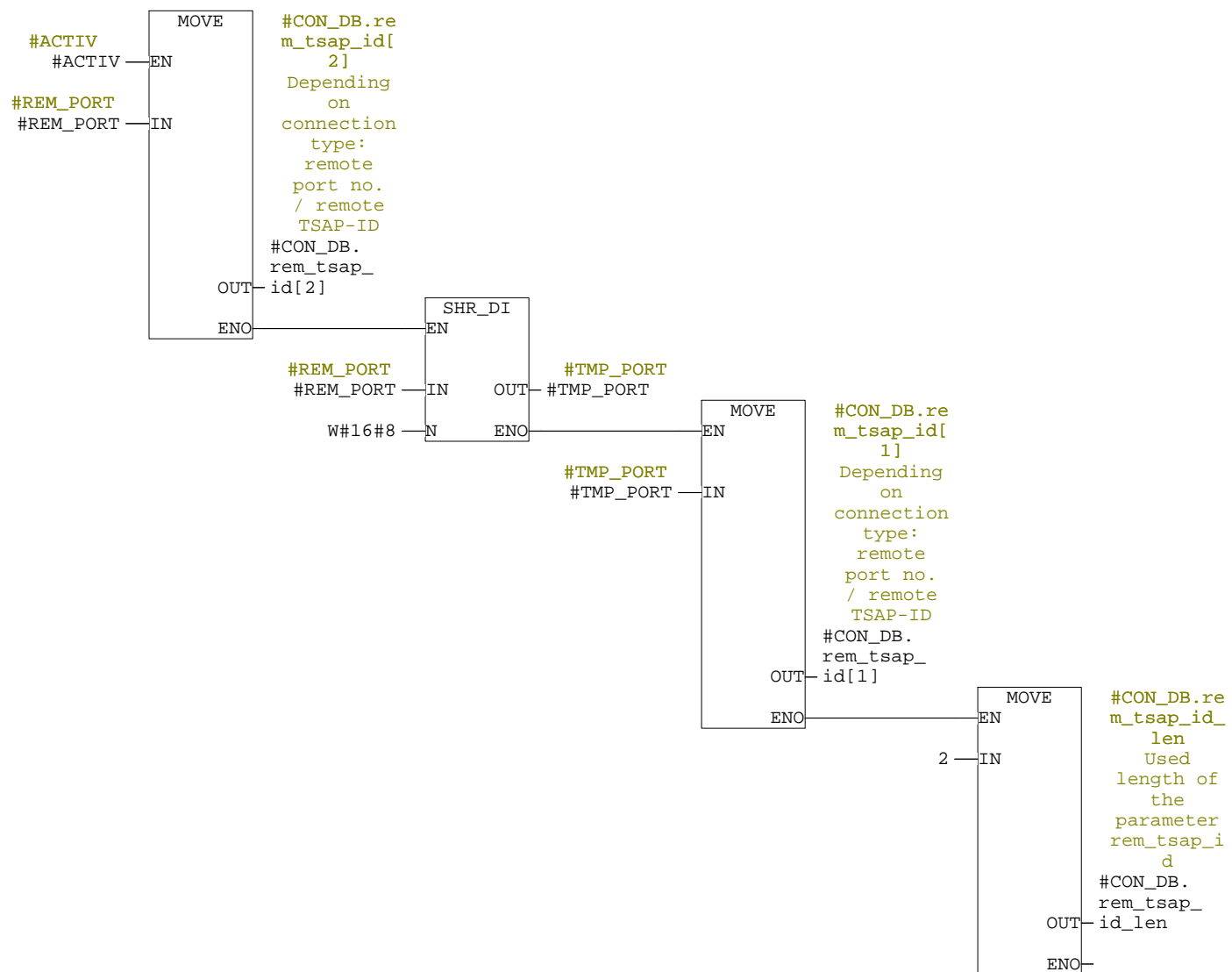
Network: 7      If connection is PASSIV

set local PORT  
set length of port

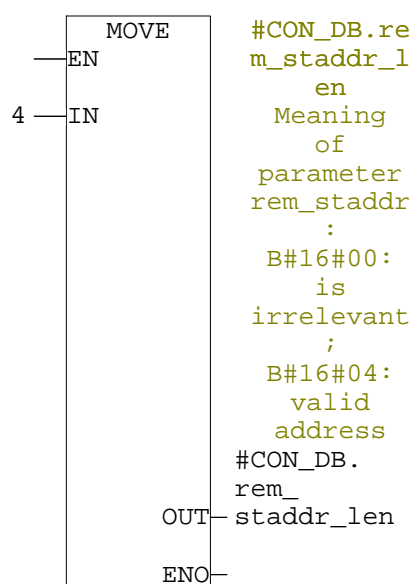


Network: 8      If connection is ACTIV

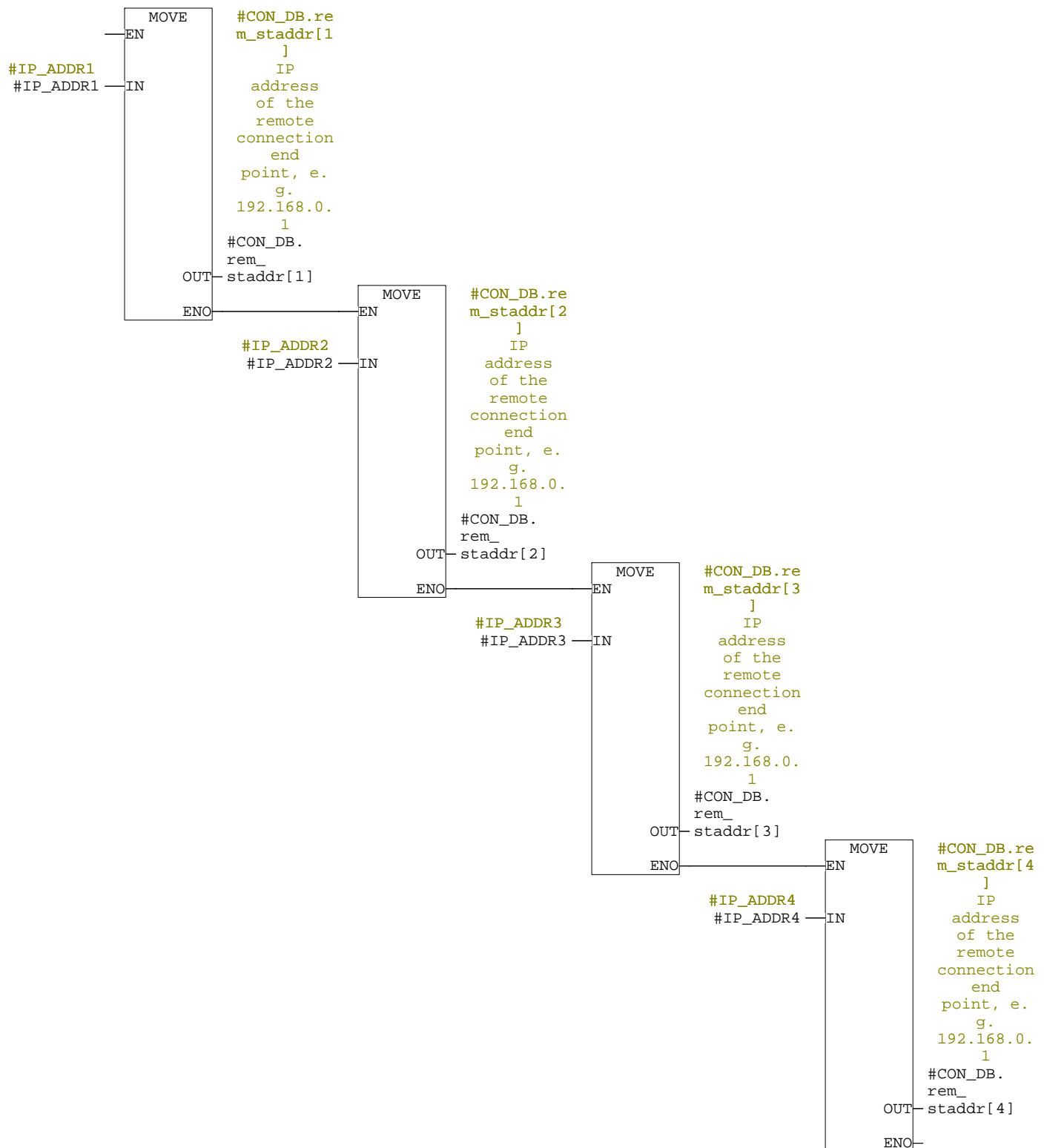
Set remote PORT  
set length of port



Network: 9 Set length of the IP address

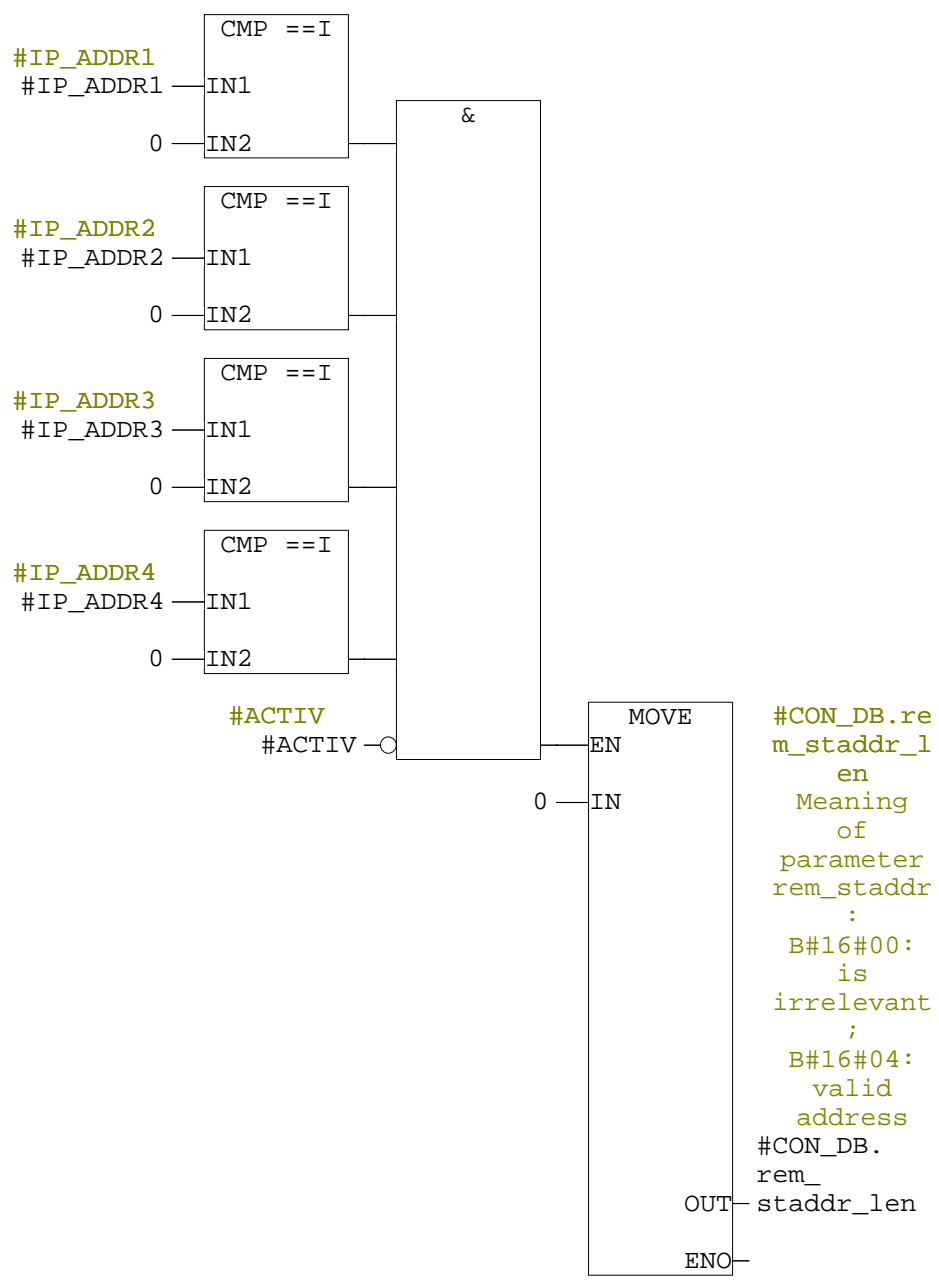


Network: 10 Set IP address values



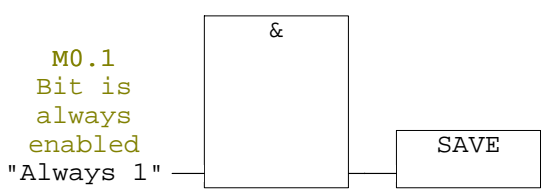
Network: 11      If IP address is "0.0.0.0" set up connection as unspecified!!!!

Added with version V1.2



#CON\_DB.re  
m\_staddr\_l  
en  
Meaning  
of  
parameter  
rem\_staddr  
:  
B#16#00:  
is  
irrelevant  
;  
B#16#04:  
valid  
address  
#CON\_DB.  
rem\_  
staddr\_len

Network: 12







**OB1 - <offline>**

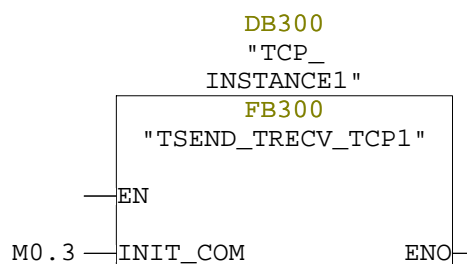
"CYCL\_EXC" Cycle Execution

**Name:** Family:**Author:** Version: 1.0**Block version:** 2**Time stamp Code:** 11/24/2011 12:27:18 PM**Interface:** 02/15/1996 04:51:12 PM**Lengths (block/logic/data):** 00262 00130 00026

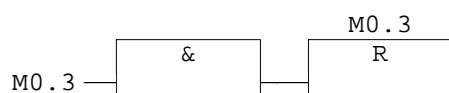
Name	Data Type	Address	Comment
TEMP		0.0	
OB1_EV_CLASS	Byte	0.0	Bits 0-3 = 1 (Coming event), Bits 4-7 = 1 (Event class 1)
OB1_SCAN_1	Byte	1.0	1 (Cold restart scan 1 of OB 1), 3 (Scan 2-n of OB 1)
OB1_PRIORITY	Byte	2.0	Priority of OB Execution
OB1_OB_NUMBR	Byte	3.0	1 (Organization block 1, OB1)
OB1_RESERVED_1	Byte	4.0	Reserved for system
OB1_RESERVED_2	Byte	5.0	Reserved for system
OB1_PREV_CYCLE	Int	6.0	Cycle time of previous OB1 scan (milliseconds)
OB1_MIN_CYCLE	Int	8.0	Minimum cycle time of OB1 (milliseconds)
OB1_MAX_CYCLE	Int	10.0	Maximum cycle time of OB1 (milliseconds)
OB1_DATE_TIME	Date_And_Time	12.0	Date and time OB1 started

<b>Block: OB1 "Main Program Sweep (Cycle)"</b>
--

<b>Network: 1</b>
-------------------



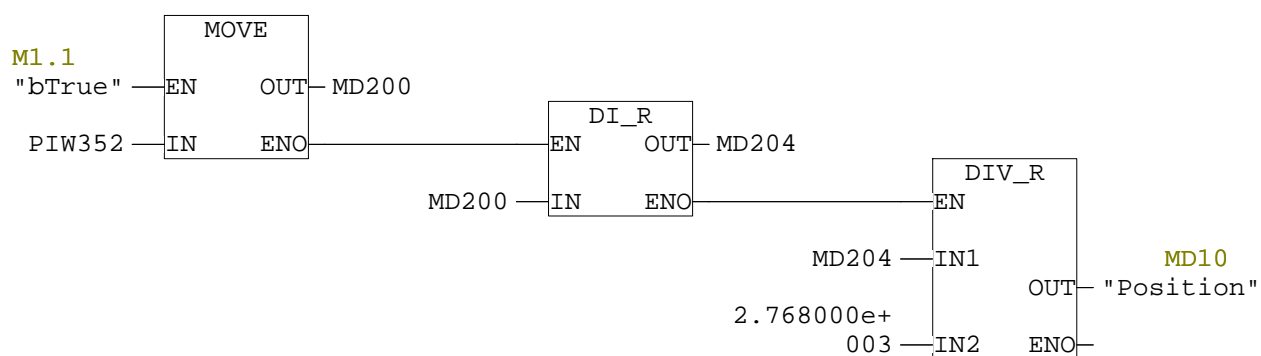
Network: 2      Reset initial communication start



Network: 3

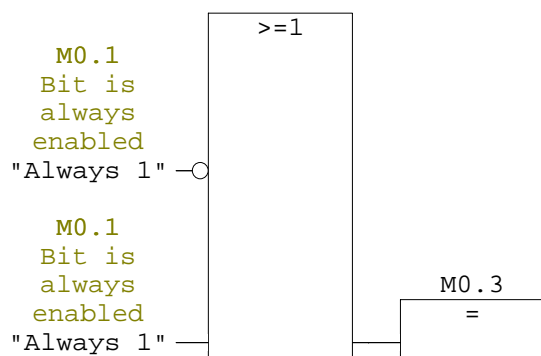
```
CLR
=      "bFalse"  M1.0
SET
=      "bTrue"   M1.1
```

Network: 4

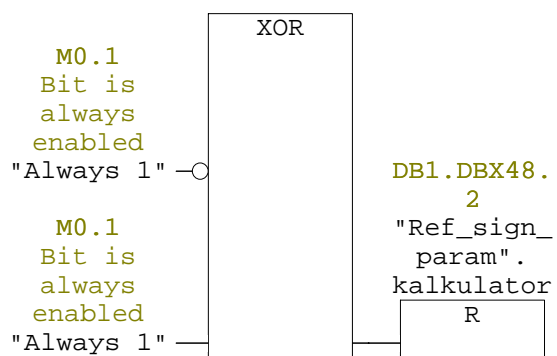




Network: 3 Restart (start-up -> TRUE only once)



Network: 4



Network: 5

```
CLR  
= "TCP_INSTANCE1".C1.CONNECTED DB300.DBX148.0
```

**OB35 - <offline>**

"CYC\_INT5" Cyclic Interrupt 5

**Name:** **Family:****Author:** **Version:** 0.1**Block version:** 2**Time stamp Code:** 05/29/2012 09:14:49 PM**Interface:** 05/02/2012 04:45:35 PM**Lengths (block/logic/data):** 00416 00280 00030

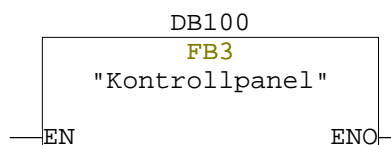
Name	Data Type	Address	Comment
TEMP		0.0	
OB35_EV_CLASS	Byte	0.0	Bits 0-3 = 1 (Coming event), Bits 4-7 = 1 (Event class 1)
OB35_STRT_INF	Byte	1.0	16#36 (OB 35 has started)
OB35_PRIORITY	Byte	2.0	Priority of OB Execution
OB35_OB_NUMBR	Byte	3.0	35 (Organization block 35, OB35)
OB35_RESERVED_1	Byte	4.0	Reserved for system
OB35_RESERVED_2	Byte	5.0	Reserved for system
OB35_PHASE_OFFSET	Word	6.0	Phase offset (msec)
OB35_RESERVED_3	Int	8.0	Reserved for system
OB35_EXC_FREQ	Int	10.0	Frequency of execution (msec)
OB35_DATE_TIME	Date_And_Time	12.0	Date and time OB35 started
setpoint	Real	20.0	

**Block: OB35 "Cyclic Interrupt"**

Dette er hovedprogrammet.  
Med en "forflytning" menes et stempelslag.

**Network: 1 Kontrollpanel**

Sjekker etter input fra kontrollpanelet. Dette skjer hver gang syklusen kjører. Dersom det leses en input, settes "Ref\_sign\_param".Sluttpunkt\_x lik posisjonen input-signalet tilsvarer (bestemt i DB3) og setter "Ref\_sign\_param".kalkulator slik at forflyttningskalkulatoren aktiveres.

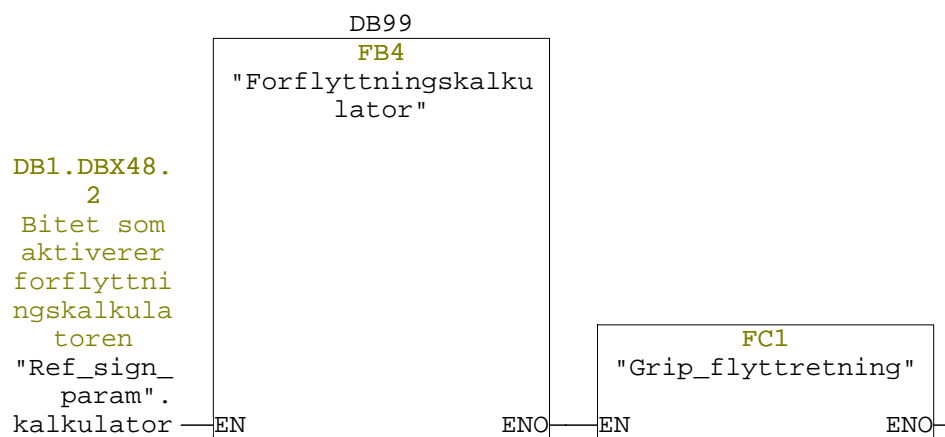
**Network: 2 Forflyttningskalkulator og gripstyring**

Dersom en brønn har blitt valgt, aktiveres forflyttningskalkulatoren, som regner ut forflytningen i neste forflyttningssekvens. Deretter settes

"Ref\_sign\_param".negativ\_flytt\_etter om det skal være negativ forflytting, eller "Ref\_sign\_param".nytt\_flytt ved positiv forflytting. Dette skjer hver gang en forflyttningskvens har blitt fullført fram til den ønskede brønnen er nådd.

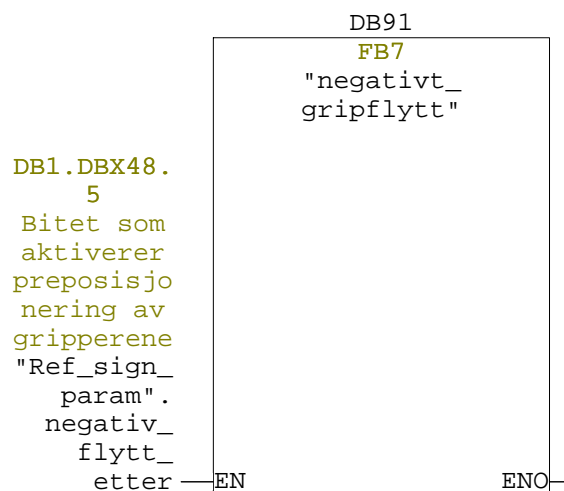
Eksempelvis om startposisjonen "Ref\_sign\_param".Startpunkt\_x = 0 og "Ref\_sign\_param".Sluttpunkt\_x = 4.3 vil FB4 (forflyttningskalkulatoren) først levere tall på nødvendig iterasjoner til FB1 (referanse) til å slå en full slaglengde (1m). Når denne forflyttingen er gjort settes igjen "Ref\_sign\_param".kalkulator slik at FB4 blir kjørt igjen og levere tall på iterasjonene som trengs på neste slag. Slik vil det gå til understrukturen har nådd verdien satt i "Ref\_sign\_param".Sluttpunkt\_x. Derfor vil FB4 i dette eksempelet ideelt sett levere tall til FB1 til tilsammen 5 forflyttinger på henholdsvis 1m, 1m, 1m, 1m, 0.3m, dersom alle forflyttingene går som planlagt.

Alt etter retning på sekvensen bestemmer FC1 hvilken output som skal sendes til gripet (1 dersom skiddingen skjer ved volumstrøm på stempelside (positiv retning), -1 dersom skiddingen skjer ved volumstrøm på stavside (negativ retning)).



Network: 3 Preposisjonering av grip ved skidding i negativ retning.

Dersom strukturen skal beveges i negativ retning, må gripet skyves først med volumstrøm på stempelside, slik at understrukturen kan skiddes med volumstrøm på stangside. Denne prosessen blir gjort i FB7.

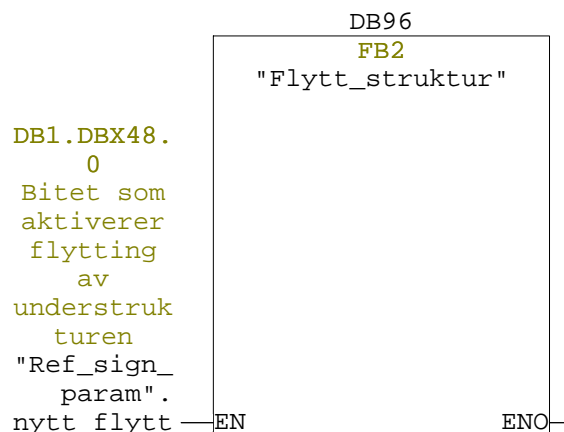


## Network: 4 Skidding av understrukturen

Strukturen flyttes i henhold til referansesignalet, som igjen er basert på data fra forflyttningskalkulatoren FB4, kjørt i nettverk 2.

Dersom retningen er negativ, har nettverk 3 allerede flyttet gripet slik at forflytningen av strukturen kan skje. Når den negative forflytningen er ferdig settes "Ref\_sign\_param".kalkulator slik at FB4 i nettverk 2 kan kalkulere neste forflytning.

Dersom forflytningen er positiv vil "Ref\_sign\_param".flytt\_etter når forflytningen er ferdig, slik at gripet kan trekkes etter understrukturen for å gjøre aktueringssystemet klar til neste forflytning.



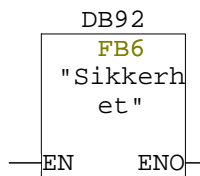
## Network: 5 Postposisjonering av grip ved skidding i positiv retning

Dersom strukturen har blitt flyttet i positiv retning og denne forflytningen er ferdig settes "Ref\_sign\_param".flytt\_etter. Da trekkes gripet tilbake til 0-posisjon i forhold til understrukturen. Deretter settes "Ref\_sign\_param".kalkulator slik at FB4 i nettverk 2 kan kalkulere neste forflytning.



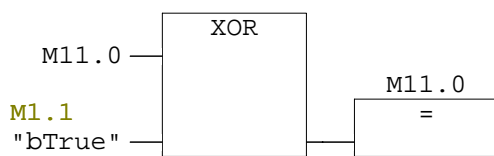
Network: 6      Sikkerhet

Hver programsyklus sjekkes det om det skjer noe som ikke skal skje, f. eks skjevkjøring.



Network: 7

Fungerer som bryter som gjør at kommunikasjonsrutinen i FB300 aktiveres, slik at nye verdier blir sendt for hver programsyklus.



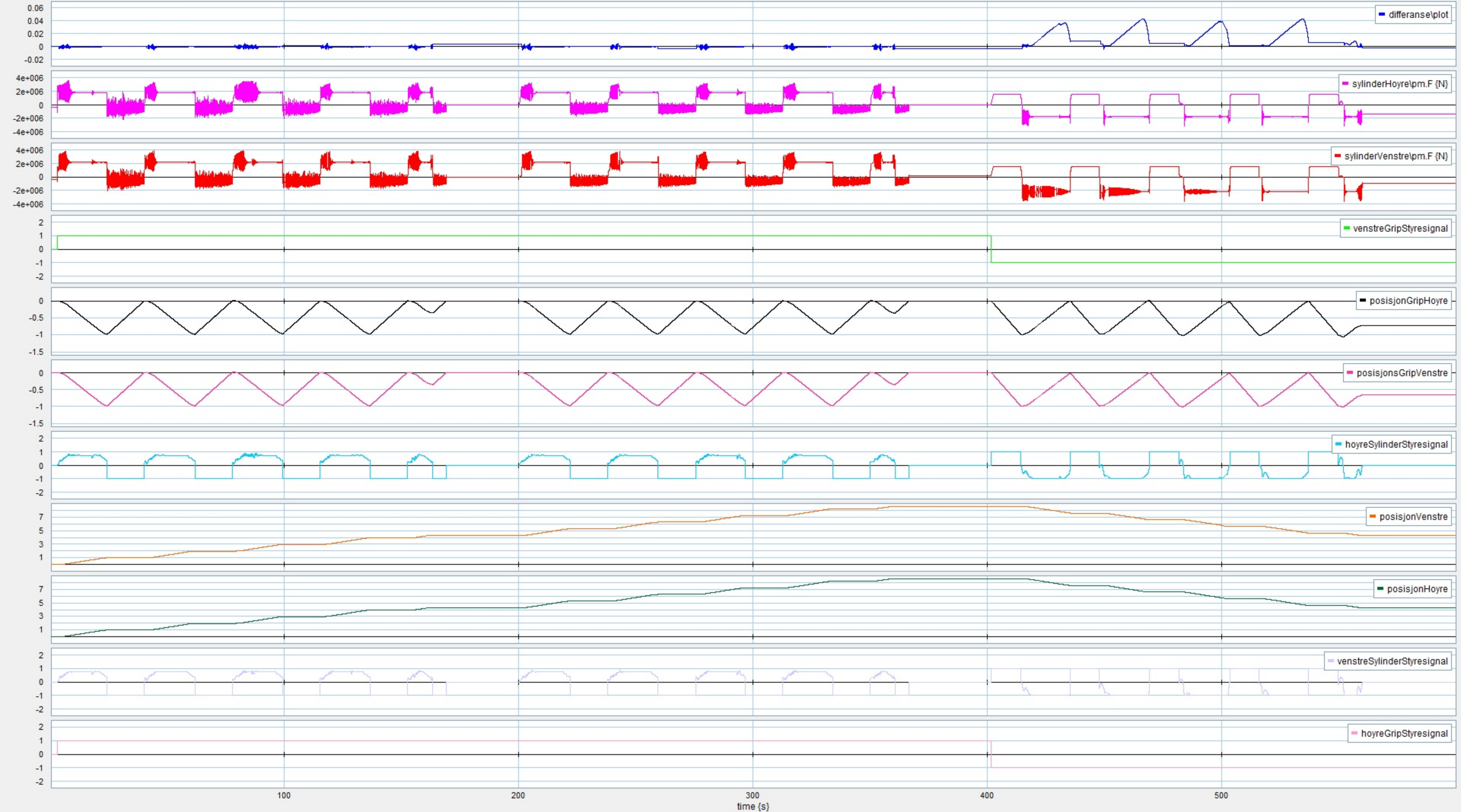


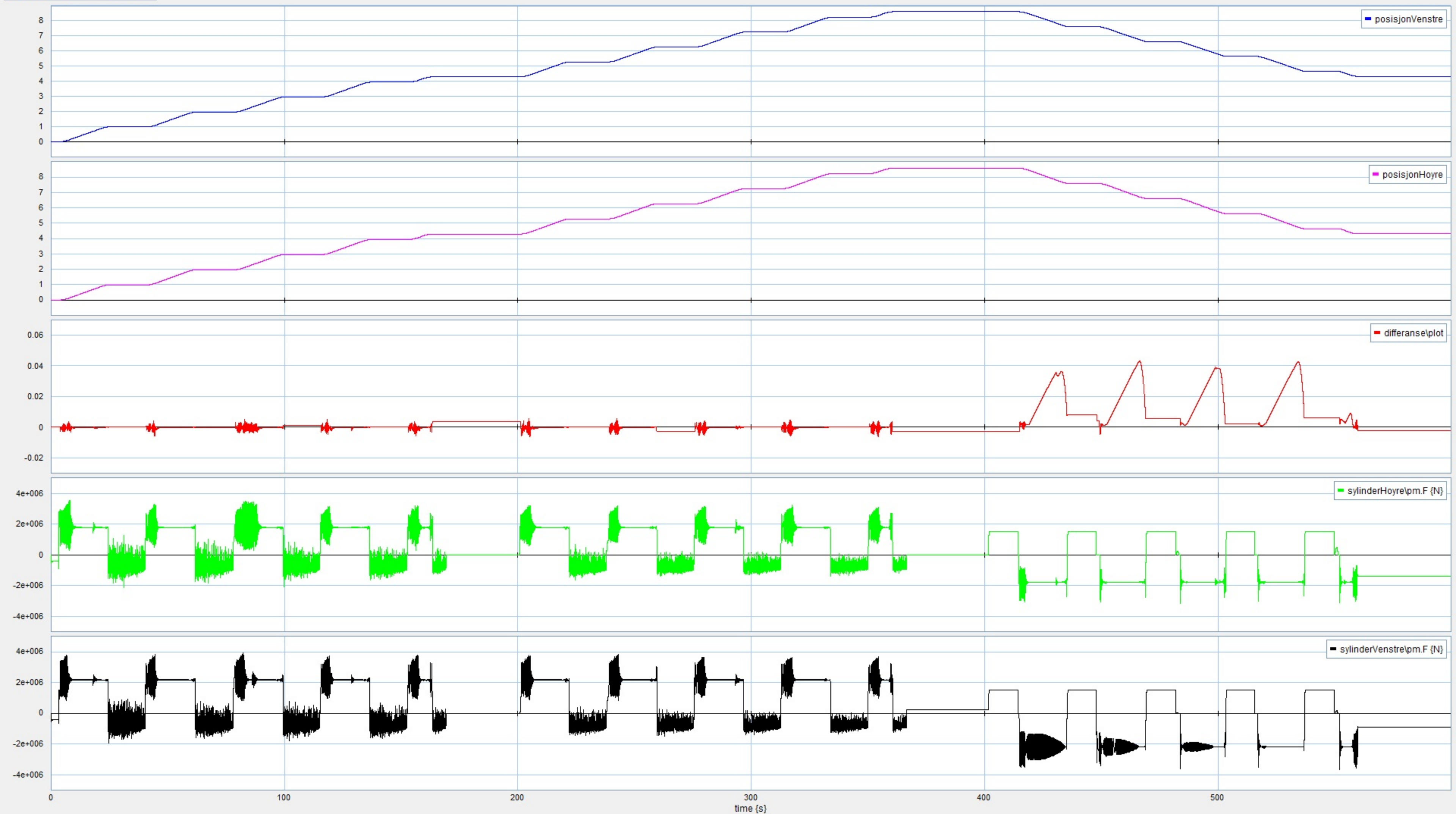
**Vedlegg 9:**  
**Plot fra HIL-simuleringer**

---

1100mT – 900mT  
Ingen sikkerhet mot skjevkjøring  
Normale friksjonskoeffisienter

---

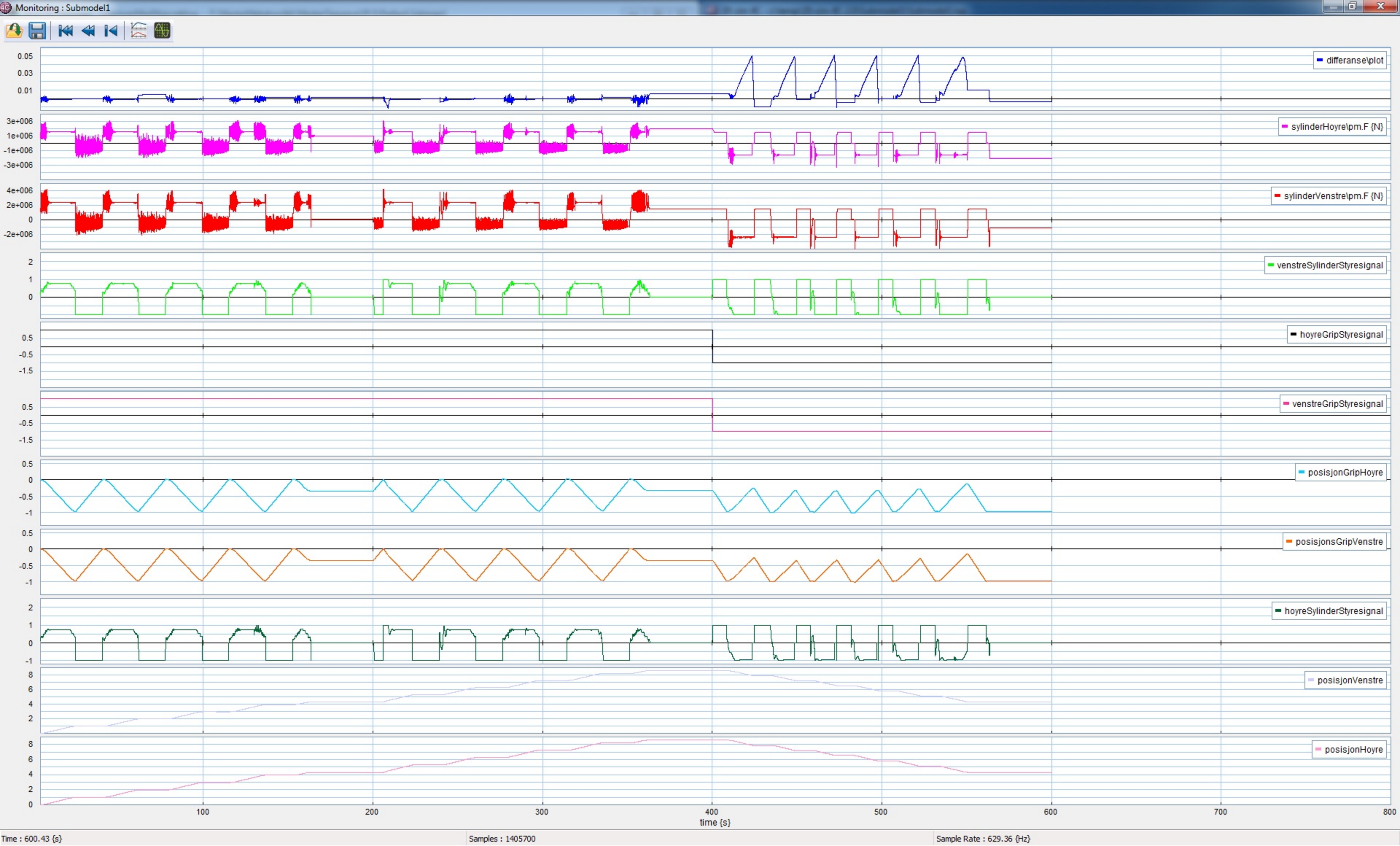




1200mT – 800mT  
Med sikkerhet mot skjevkjøring, 5cm  
Normale friksjonskoeffisienter

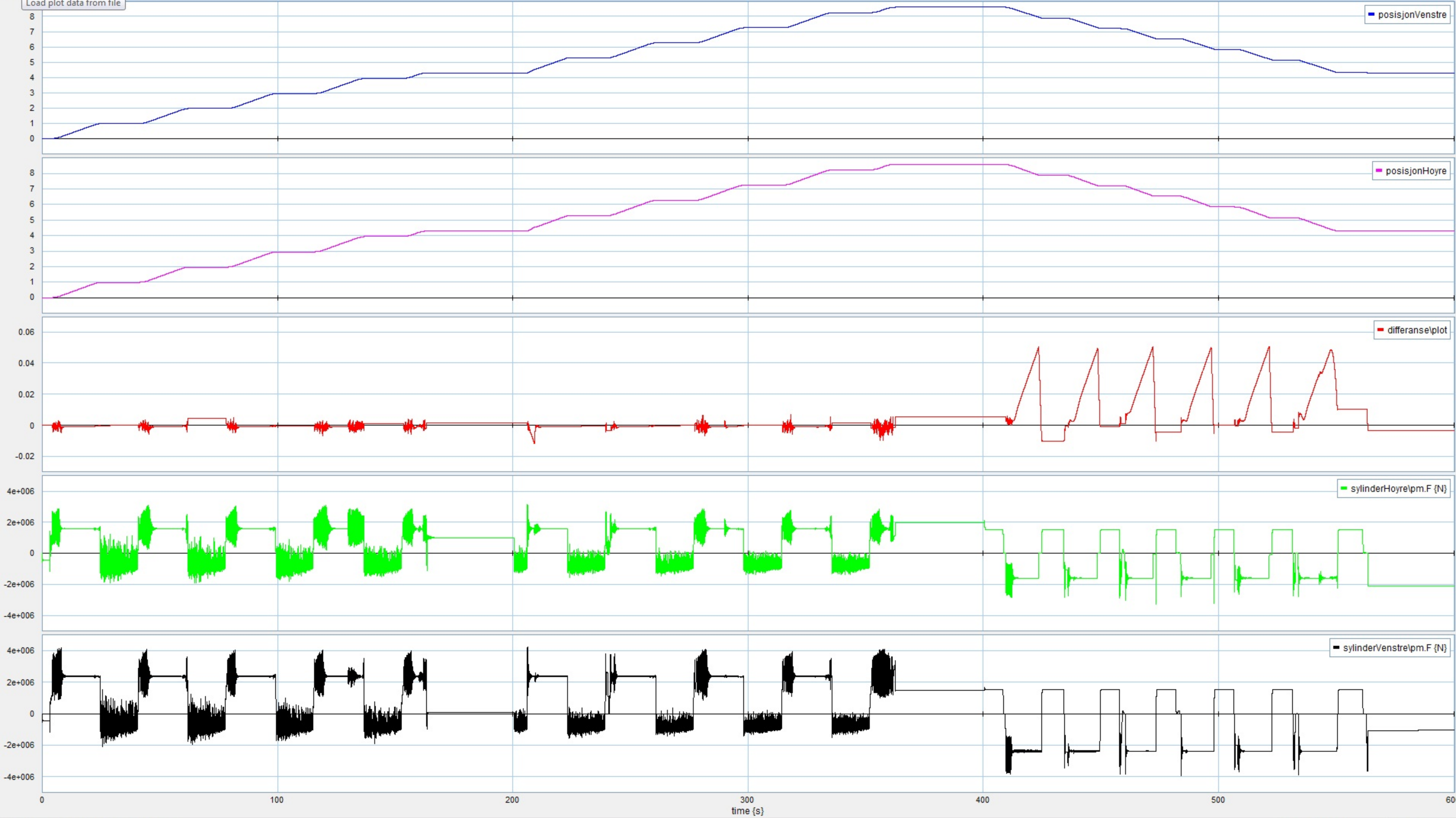
---







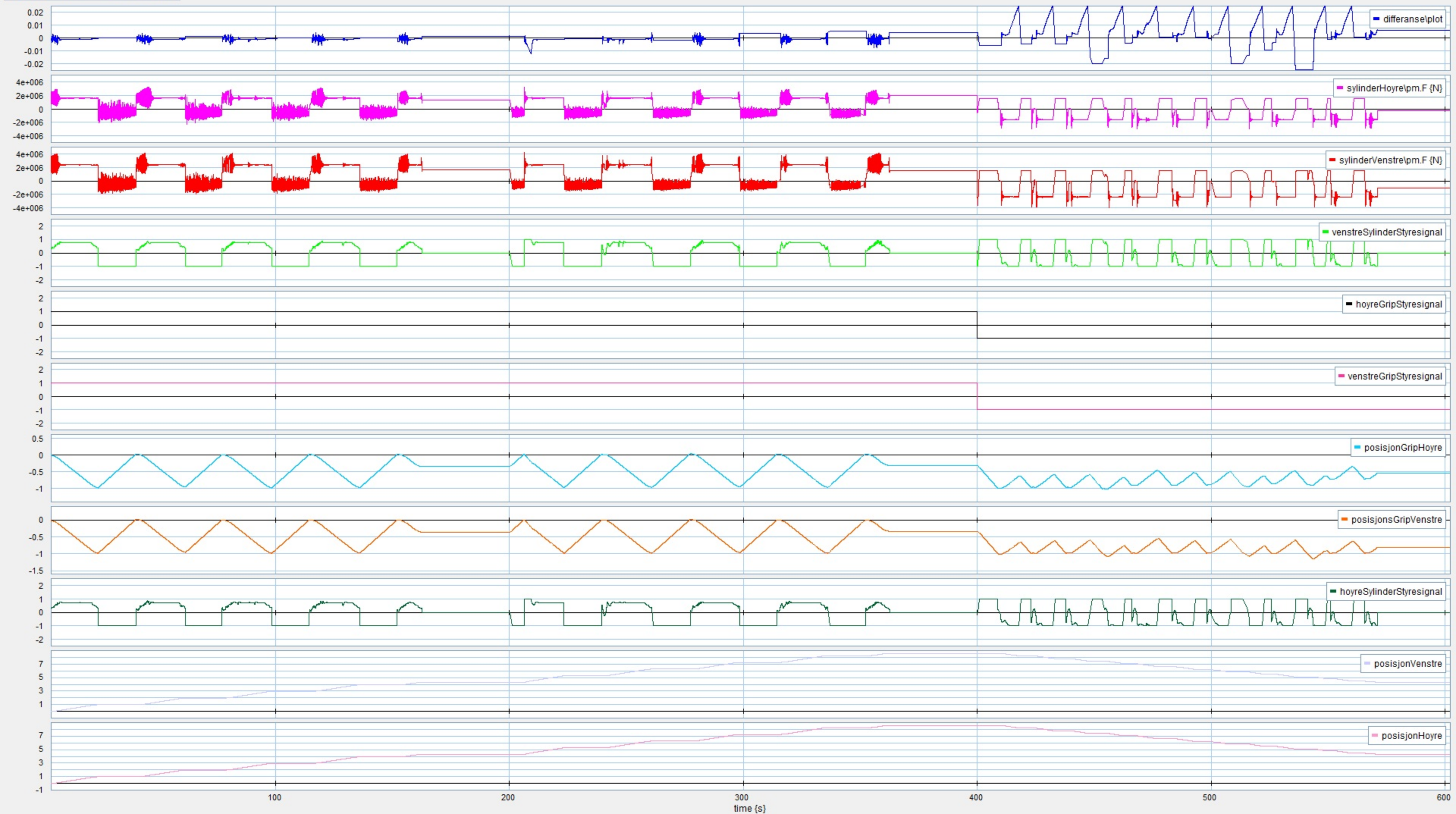
Load plot data from file

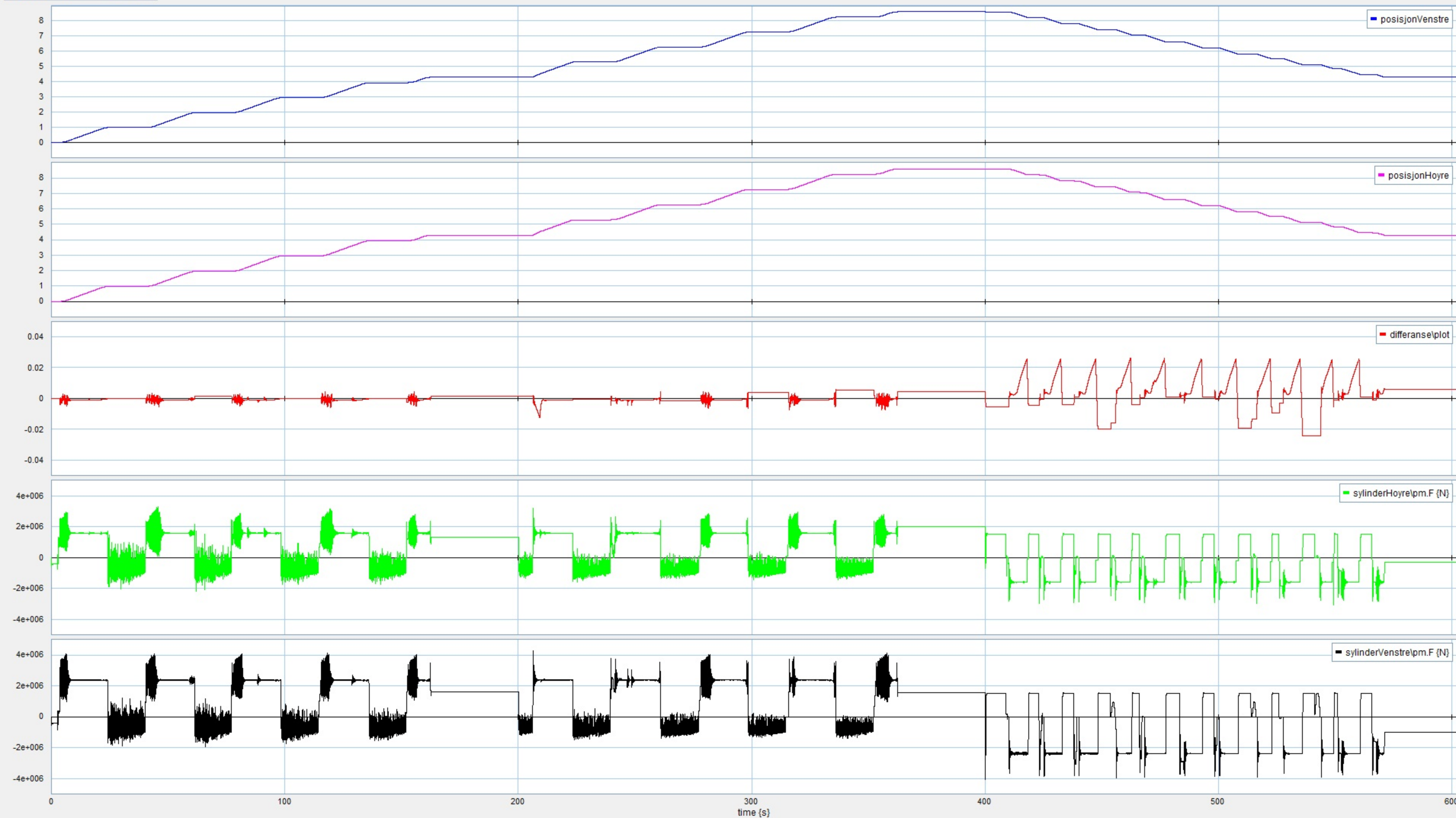


1200mT – 800mT  
Med sikkerhet mot skjevkjøring, 2,5cm  
Normale friksjonskoeffisienter

---



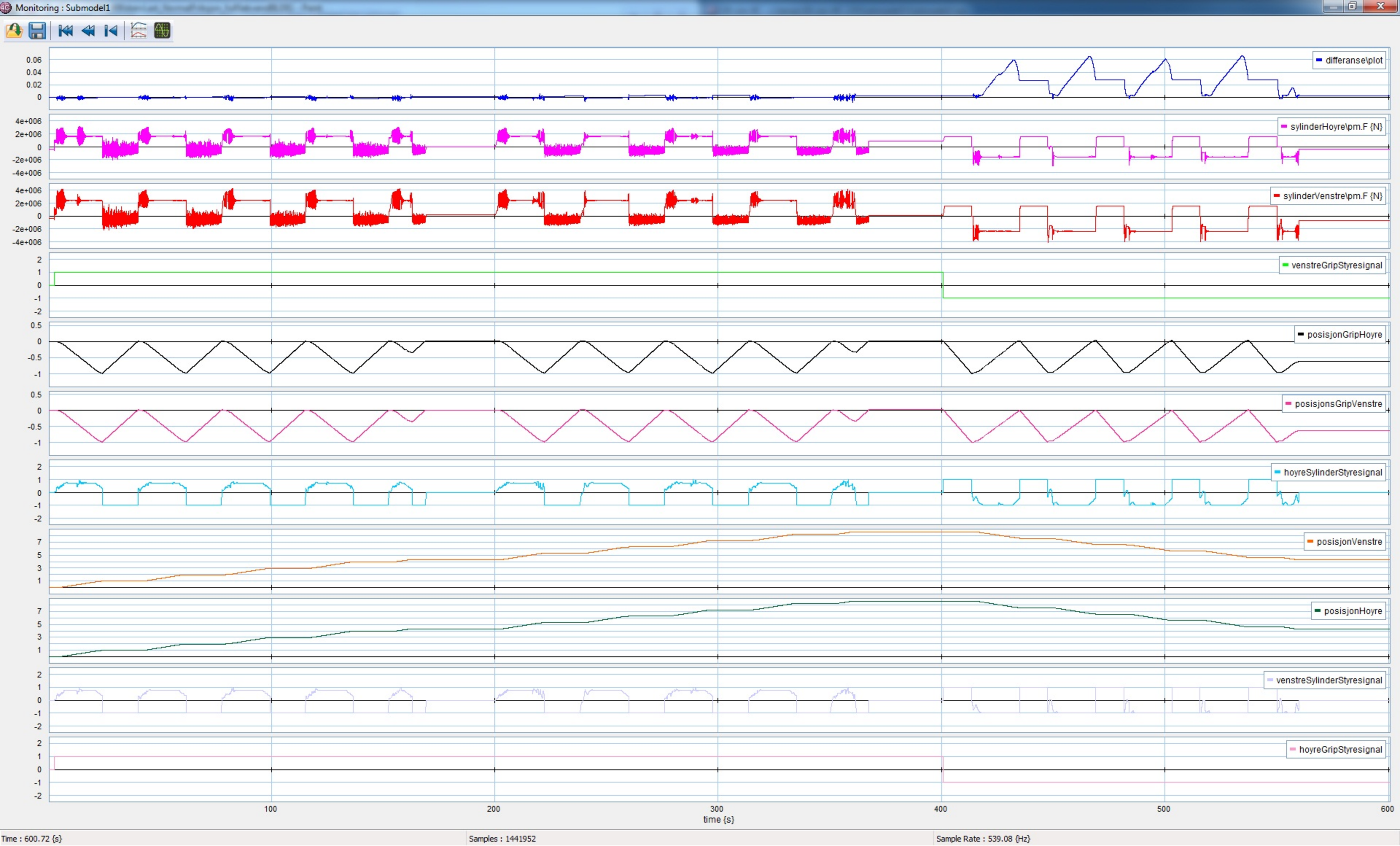


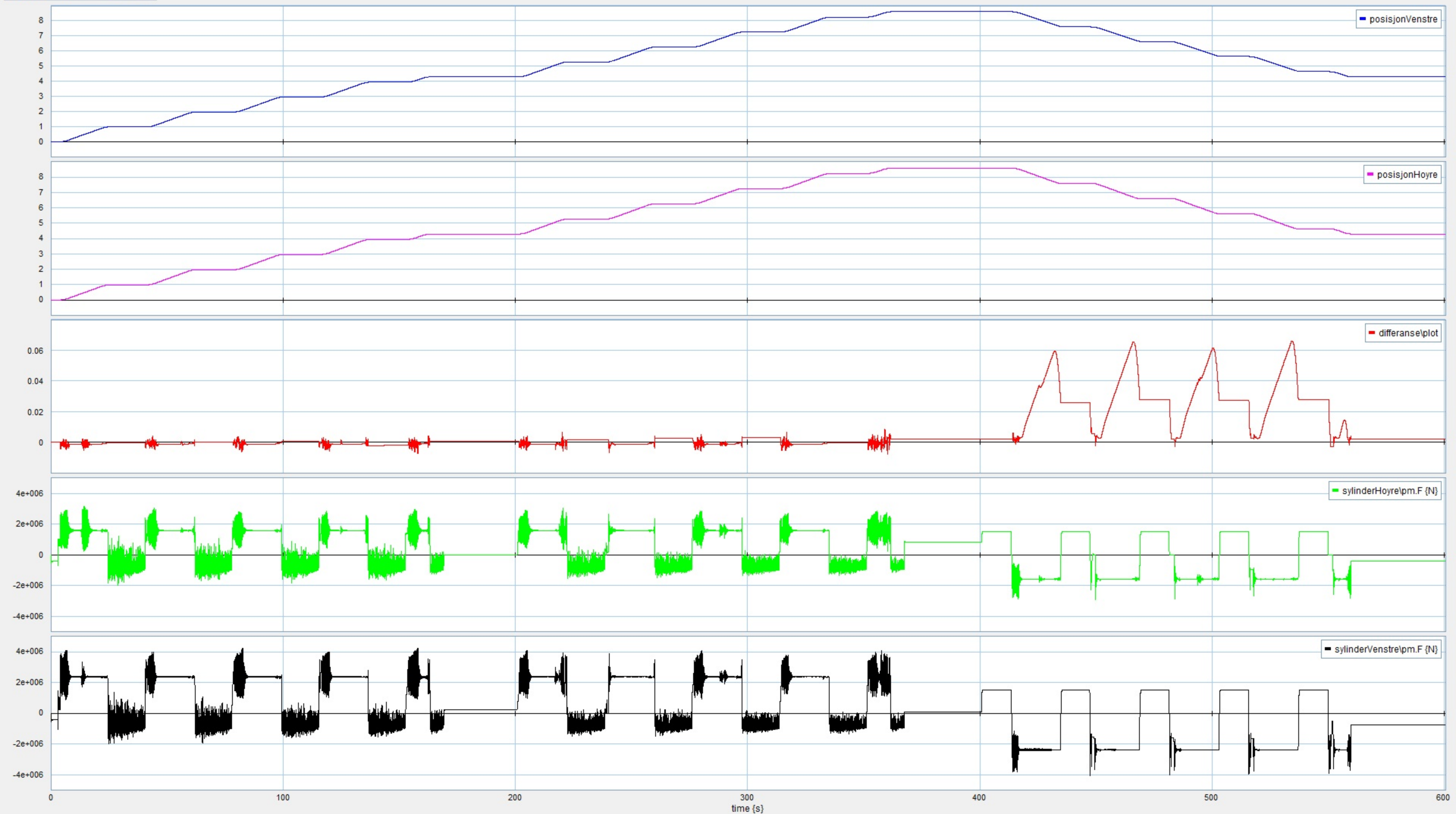


1200mT – 800mT  
Ingen sikkerhet mot skjevkjøring  
Normale friksjonskoeffisienter

---



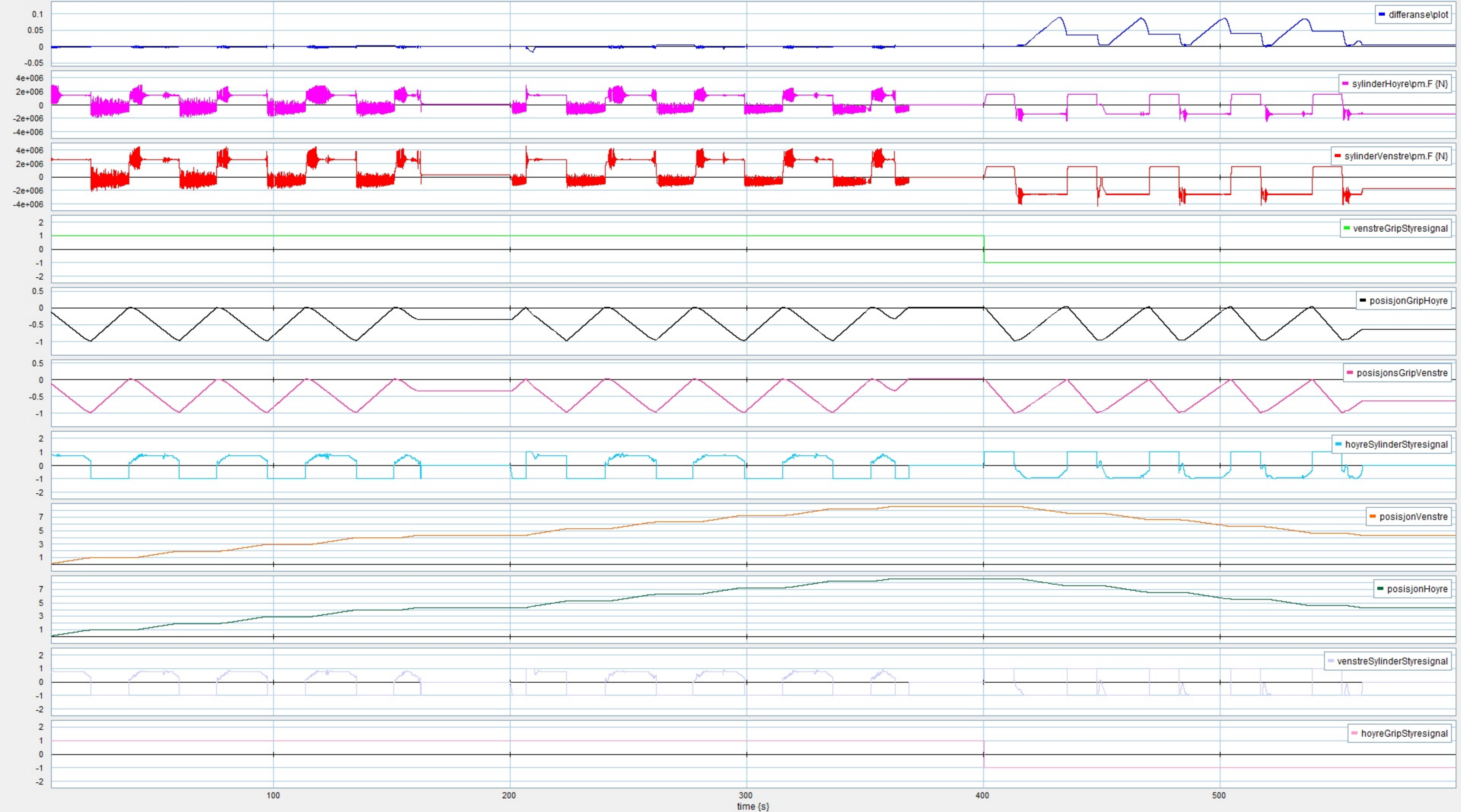


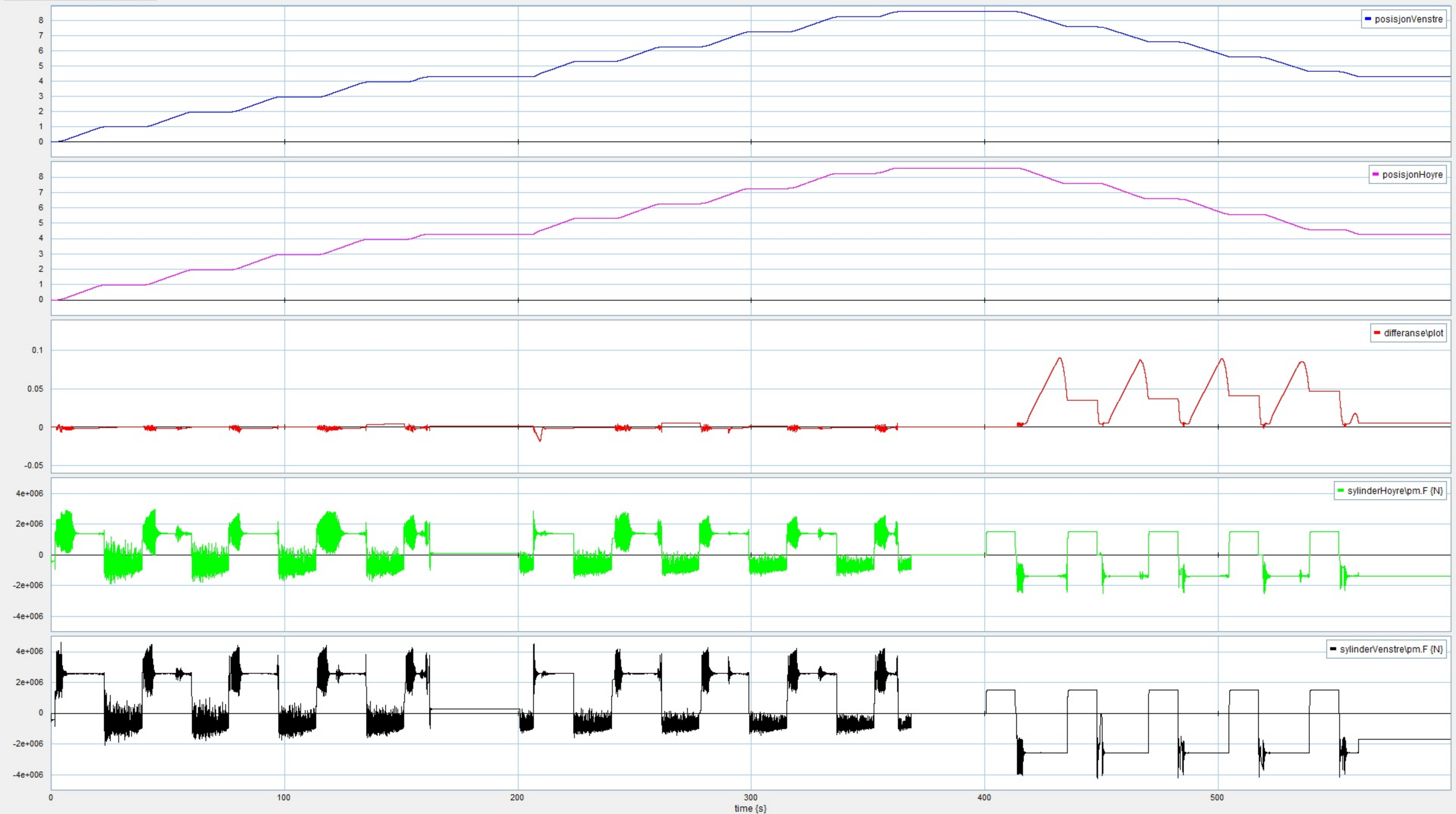


1300mT – 700mT  
Ingen sikkerhet mot skjevkjøring  
Normale friksjonskoeffisienter

---



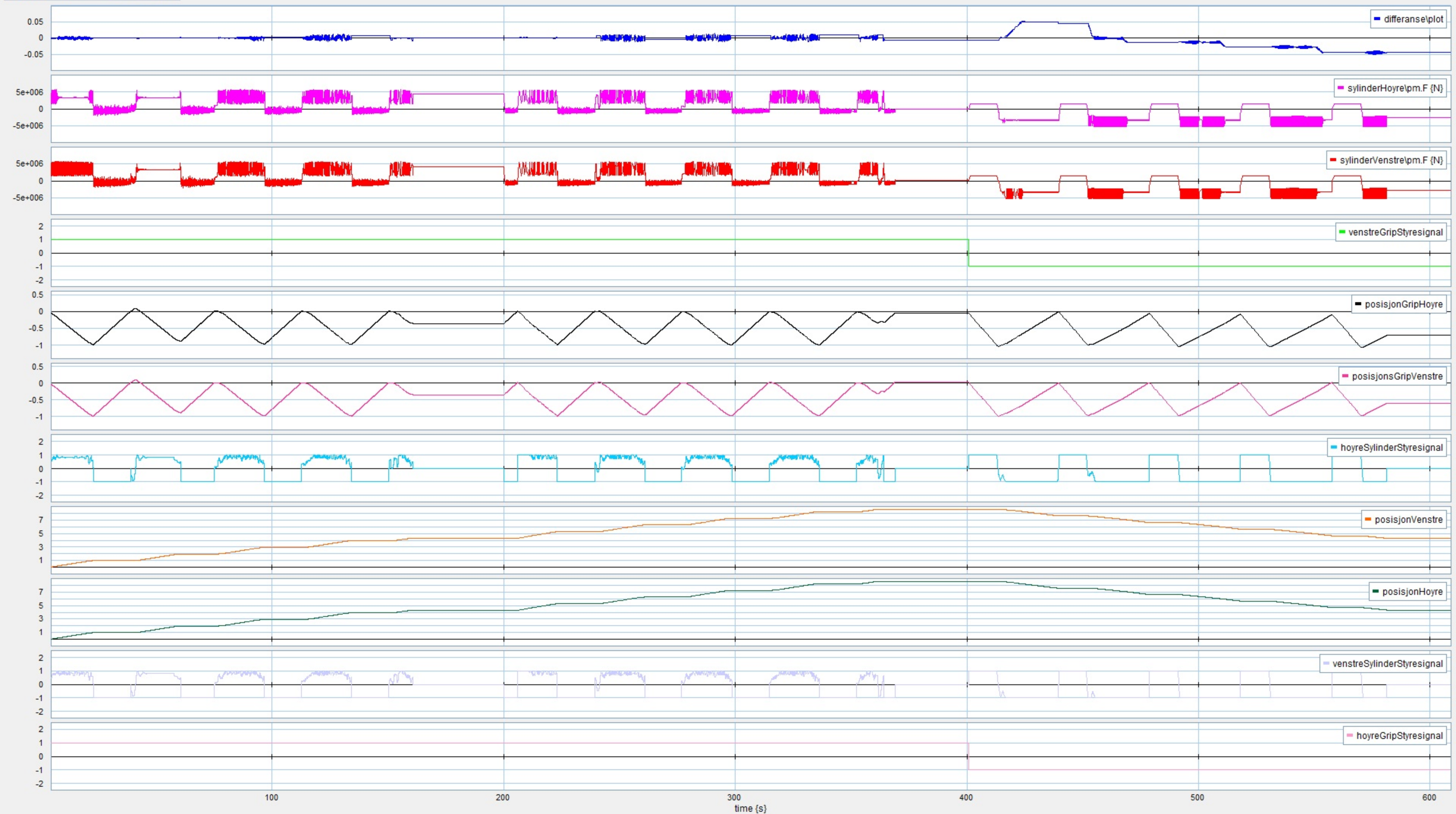






1000mT – 1000mT  
Ingen sikkerhet mot skjevkjøring  
Worst Case friksjonskoeffisienter

---





# **Vedlegg 10:**

# **Oppgavetekst**

---

# Masteroppgave – Videreutvikling av skiddesystem for boredekk

## Stikkord

Skiddesystemer, offshore installasjoner, boretårn, flytting av store masser, sikkerhet, vedlikehold, posisjonering, styringssystem, simulering, hydraulikk.

## Prosjekt

Finne optimal løsning for flytting av store masser i et offshoremiljø, med utgangspunkt i strukturdesign fra AS Nymo. Dette med hensyn på glidepunkt og kontrollsystem.

Sentrale utfordringer:

### *Kartlegge systemene som er i bruk i dag*

---

- **Ulike skiddesystem**  
Prinsipper som er aktuelle for å gjennomføre skiddingoperasjoner.
- **Fordeler og ulemper med de ulike systemene**  
Sammenlikne systemene, eksempelvis på bakgrunn av robusthet, vedlikehold, og brukervennlighet.

### *Kartlegge kreftene som påvirker glidepunktene*

---

- **Worst case lasttilfelle**  
Analyser som viser hvordan kreftene fra lasten påvirker kontaktflatene.
- **Fleksibilitet i strukturen**  
Kartlegge utbøyinger og fleksibilitet som følge av ulike lasttilfeller.

### *Design av glidepunkt*

---

- **Valg av lagermateriale**  
Velge det lagermaterialet som er best egnet.
- **Utforming av glidesko**  
Optimalisere utformingen, eksempelvis med hensyn til robusthet, vedlikehold og brukervennlighet.

### *Design av kontrollsystem*

---

- **Simultan flytting**  
Utvikle et kontrollsystem som benytter feedback fra sensorer til å sikre simultan forflytting.
- **Absolutt posisjonskontroll**  
Design systemet til å overvåke boretårnets posisjon til enhver tid.
- **Dynamisk modell**  
Utvikle en dynamisk modell for testing av kontrollsystemet.

# **Vedlegg 11:**

# **Kravspesifikasjon**

---

# Innledning

Formålet med dette dokumentet er å kartlegge kravene stilt til prosjektet fra AS Nymo og studentene selv. Kravene skal reflektere prosjektets planlagte utfall, samt referere til tester som beviser de ønskede oppnåelser. Alle krav skal være notert skjematisk etter følgende mal:

[ID#] - [Navn]

<b>Kilde</b>	<b>[Hvem stilte kravet?]</b>	<b>ID</b>	<b>[ID#]</b>	<b>Dato</b>	<b>[dd.mm.20åå]</b>
<b>Beskrivelse</b>	[Beskrivelsen av kravet]				
<b>Status</b>	[oppnådd / delvis oppnådd / ikke oppnådd]				
<b>Kommentar</b>	[Eventuell kommentar til status]				

## Kryssreferanser

<b>[Dokument]</b>	<b>[Kapittel]</b>
-------------------	-------------------

# 1# - Posisjonsnøyaktighet

<b>Kilde</b>	<b>AS Nymo</b>	<b>ID</b>	<b>1#</b>	<b>Dato</b>	<b>16.01.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	<p>Skiddesystemet må kunne forflytte boretårnet over templaten med en nøyaktighet på 10mm. Dette for å sikre at borestrengen treffer hullene i templaten riktig.</p> <p>I prosjektet reflekteres dette i målenøyaktigheten til instrumenteringen valgt til å overvåke systemet. Dette betyr at også de valgte aktueringsmekanismene må stå i stil til kravet.</p>				
<b>Status</b>	<b>Oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Kravets oppnåelse vises i HIL-testene, og nøyaktigheten er på 5mm.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 8: Hardware in the loop</b>
---------------------	---



## 2# – Simultan forflytning

<b>Kilde</b>	<b>Egendefinert</b>	<b>ID</b>	<b>2#</b>	<b>Dato</b>	<b>16.01.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	Reguleringssystemet skal sikre at konstruksjonens ben forflytter seg simultant under skidding. Dette for å hindre skjæring. Posisjonsforskjellen mellom skinnene skal ikke være større enn 50mm.				
<b>Status</b>	<b>Oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Kravets oppnåelse vises i HIL-testene og posisjonsforskjellen mellom skinnene er under 25mm til enhver tid.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 8: Hardware in the loop</b>
---------------------	---

## 3# - Kalibrering

<b>Kilde</b>	<b>Egendefinert</b>	<b>ID</b>	<b>3#</b>	<b>Dato</b>	<b>16.01.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	Reguleringssystemet må kunne kalibreres mot instrumentering uten å måtte kjøre skiddesystemet. Dette for å hindre en tidskrevende kalibreringsprosess og unødig slitasje av skiddelagrene.				
<b>Status</b>	<b>Oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Dette er løst ved bruk av sensorer som gir absolutt posisjon.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 6: Instrumentering</b>
---------------------	------------------------------------

## 4#- Toleranse på skiddeskinnene

<b>Kilde</b>	<b>AS Nymo</b>	<b>ID</b>	<b>4#</b>	<b>Dato</b>	<b>16.01.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	<p>Skiddeskinnene står i et hardført miljø og vil derfor med tiden utvikle ujavnheter i overflatene. I tillegg vil lavere toleransekrav ved produksjon gjøre systemet billigere. Derfor må lageret tåle ujavnheter i skinnen og i skinnens flens.</p> <p>Skinnens bredde er <math>900mm \pm 3mm</math>. Flensens tykkelse er <math>60mm \pm 2mm</math>. Flensens krumming på tvers av skiddebjelken er maksimalt 2mm.</p>				
<b>Status</b>	<b>Oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Utviklingen av glidepunktet er formet av disse kravene.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 3: Analyse av struktur og glidepunkt</b> <b>Kapittel 4: Utvikling av glidepunkt</b>
---------------------	--

## 5# – Hydraulikksystemets trykk og væskestrøm

<b>Kilde</b>	<b>AS Nymo</b>	<b>ID</b>	<b>5</b>	<b>Dato</b>	<b>16.01.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	Hydraulikksystemet som aktuerer og manipulerer skiddesystemet skal kunne driftes av ringline, 3000psi.				
<b>Status</b>	<b>Oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Komponentene i hydraulikksystemet er skalert etter dette kravet.				

### Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 5: Utvikling av dynamisk modell</b>
---------------------	---

## 6# – Eksplosiv Atmosfære

<b>Kilde</b>	<b>AS Nymo</b>	<b>ID</b>	<b>6</b>	<b>Dato</b>	<b>13.02.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	Hele systemet må tilfredstille kravene ved Ex Sone 2. Sone 2 er beskrevet som et område er en eksplosiv atmosfære trolig ikke vil oppstå, men om det gjør det er det kun i korte tidsperioder.				
<b>Status</b>	<b>Delvis oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	PLSen er ATEX-godkjent for Ex sone 2. Instrumenteringen er ikke Ex-godkjent, men er trolig enkel å modifisere til å bli godkjent.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Kapittel 6: Instrumentering</b> <b>Kapittel 7: Regulering og kontrollsystem</b>
---------------------	---

## 7# – Strukturens vekt

<b>Kilde</b>	<b>Egendefinert</b>	<b>ID</b>	<b>7</b>	<b>Dato</b>	<b>15.03.2012</b>
<b>Beskrivelse</b>	Alle system skal skaleres for en struktur som veier 2000mT.				
<b>Status</b>	<b>Delvis oppnådd</b>				
<b>Kommentar</b>	Forenklet modell av understruktur og boredekk viser noen svakheter i forhold til spenningskonsentrasjoner og utbøyinger.				

## Kryssreferanser

<b>Hovedrapport</b>	<b>Samtlige kapitler</b>
---------------------	--------------------------