

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Fakultet for Miljøvitenskap og teknologi
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2014
30stp

Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft

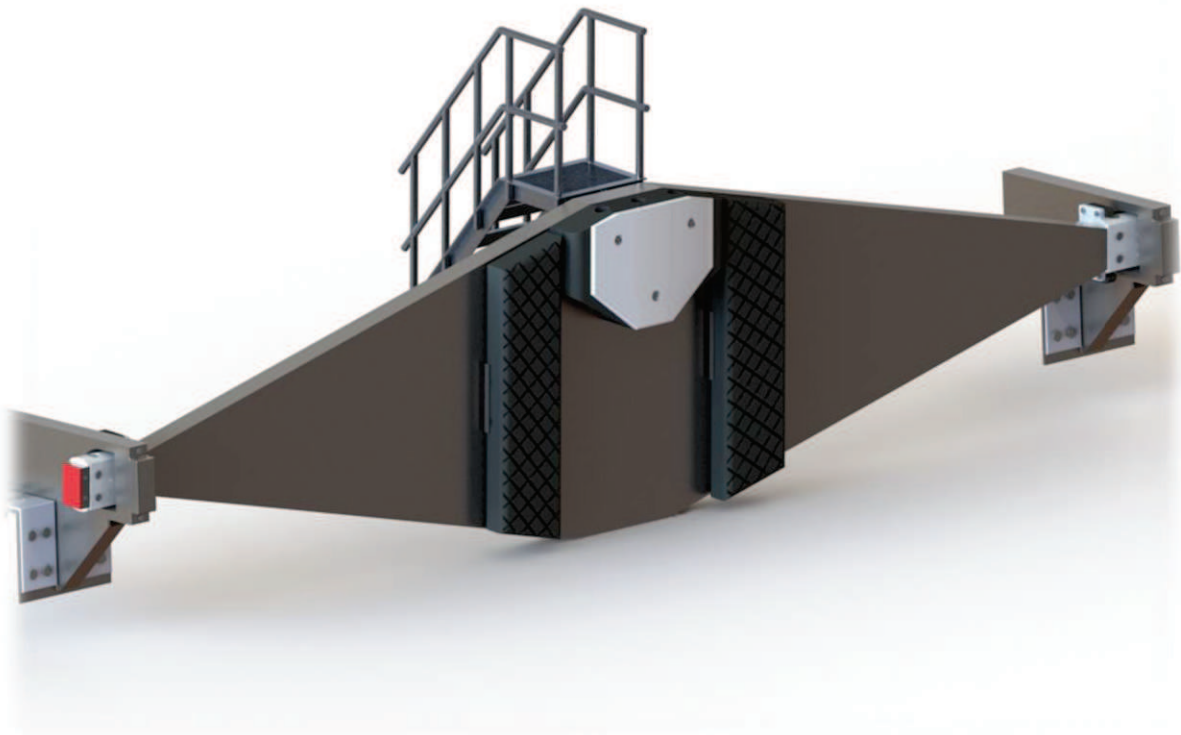
Developement of an Energy Absorbing Fender
System for WaveCraft

Daniel Tveiten Haig

Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft

Av

Daniel Tveiten Haig



Masteroppgave

Maskin- prosess og produktutvikling

IMT/NMBU, våren 2014

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet

Institutt for matematiske realfag og teknologi

FORORD

Denne masteroppgaven markerer slutten på mitt studium her ved NMBU våren 2014. Jeg har studert Maskin, prosess og produktutvikling, med spesialisering innen produktutvikling.

Bakgrunnen for oppgaven er en problemstilling om støtabsorpsjon for servicefartøy mot vindturbin, gitt av bedriften UMOE Mandal. Oppgaven er utarbeidet med utgangspunkt i et forprosjekt som ble gjennomført i faget TIP300 høsten 2013.

Offshore vindturbinmarkedet er et økende marked, bare i Storbritannia, er det planlagt en omfattende utbygging av felter de neste 10 årene og det er av den grunn en veldig relevant oppgave for dagens ingeniørvirksomhet.

Oppgaven omhandler kartlegging av opptredende hastigheter og krefter fra modellforsøk mellom nedskaler fartøy og vindturbin, Forskjellige løsnings alternativer for fendersystem, samt dimensjonering av et valgt løsningsalternativ.

Rapporten starter med en innledning rundt bakgrunnen og problemstillingen til oppgaven. Videre redegjøres det for metodebruk og terminologi, aksesserings analyser, produkt spesifisering og et konseptarbeid før den avsluttes med design og konklusjon av valgt løsning.

Jeg vil nå benytte denne anledningen til å takke min veileder, først amanuensis, Geir Terjesen for konstruktiv veiledning og friske innspill, jeg vil også takke Trygve Espeland Halvorsen Seksjons sjef for marin arkitektur og hydrodynamikk ved UMOE Mandal, som åpnet muligheten for oppgaven og for å ha stilt opp og gitt god veiledningen og informasjon underveis. Jeg vil også takke Stipendiat Øyvind Auestad ved UMOE Mandal/NTNU for eksemplarisk innføring i tester og analyser som jeg har benyttet og videre utarbeidet, Senioringeniør Glenn Tøra ved UMOE Mandal, Overingeniør Tore Ensby, Verksmester Bjørn Brenna og Senioringeniør Egil Stemsrud, har også stilt opp og vil takke alle for fine innspill under prosessen.

Og sist, men ikke minst, vil jeg gi en stor takk til min familie og venner som har støttet meg hele veien samt gjengen på lesesalen for et flott avsluttende semester her ved NMBU.

Ås, 25.06.2014

Daniel Tveiten Haig

SAMMENDRAG

Denne rapporten tar for seg utviklingen av et nytt energiabsorberende fendersystem for WaveCraft, som har i oppgave å redusere støt mellom servicefartøyet og vindturbin. WaveCraft er et nytt servicefartøy som skal benyttes ved service operasjoner på offshore vindparker og bygges av UMOE Mandal, dette og kommende år.

I forkant og underveis i oppgaven, er det gjennomført en litteraturstudie knyttet til offshore vindturbiner, SES-funksjonen, samt standarder, benyttet i forbindelse med utvikling av konseptet. Blant disse vil jeg anbefale [S.16] for mer inngående lesing om styringssystemene til WaveCraft, og [I.6] som gir et godt bilde på hvordan den offshore vindturbin virksomheten kan bli de kommende årene.

Arbeidet, startet med å analysere bevegelsene til en nedskalert modell av Wavecraft i bølge basseng mot vindturbin. Hensikten med dette var å kartlegge hvilke krefter, som opptrer mellom fartøyet og vindturbinen. Det ble beregnet opptredende hastigheter for utvalgte tidsintervaller, og videre, angitt hvilken energimengde fendersystemet måtte absorbere for å kunne gjennomføre nødvendig service under gitte forhold.

Etter analyseringen, ble det kartlagt eksisterende fenderløsninger og andre former for energiabsorberende systemer som kunne være av interesse i forbindelse med et nytt fendersystem. Før konseptdrøftingen, ble det også gjennomført søk etter eksisterende produkter for å forhindre komplikasjoner med eventuelle eksisterende patenter. Den påfølgende konseptdrøftingen ble delt inn 6 moduler, hvor forskjellige løsnings alternativer ble lagt fram. Løsningene ble videre drøftet og etter en seleksjon ble fenderkonseptet definert, med bjelke som det sentrale energiabsorberende elementet.

Under konseptutviklingen er det tatt utgangspunkt i data fra analysene, samt informasjon fra UMOE Mandal og DNV reglement. Det mest kritiske tilfellet fra testene ble tatt som utgangspunkt for dimensjoneringen, samt maksimalt opptredende skyvekraft ifra fartøyet. Dette gav grunnlag for valg av materiale og bjelke geometri samt en løsning for hvordan bjelken skulle opplagres på fartøyet.

Resultatet av konsept utviklingen var en bjelke opplagret 400mm framfor dekk-kanten. Det er gitt rotasjons frihet om den langsgående aksen til bjelken samt frihet til bevegelse i samme retning ved belastning. Fendersystemet er 9,25 meter bredt 3,2m høyt må midten og 2,1 m langt. Det har en vekt på ca. 4000 kg og en kapasitet til å kunne ta opp totalt 160 kJ ved maksimalt sammenstøt.

Det er også designet en nedskalert modell av fendersystemet i en skala av 1:8, i forbindelse med anbefaling om å gjennomføre en ny test, for å verifisere hvordan systemet i realiteten, vil fungere.

ABSTRACT

This theses, examines the development of a new energy absorbing fender system designed for WaveCraft. This is a new service vessel, which will contribute to maintenance tasks at offshore wind farms and which is now being built by UMOE Mandal. The purpose of the fender system is reducing the kinetic energy, which occurs while the vessel interacts with the wind turbines boat landing.

In advance and under the project, there have been conducted literature studies, and some of the areas that have been investigated are, offshore wind turbine farms, the SES-system of the WaveCraft vessel, materials and calculation methods needed for solving the development of the new fender system. For further reading I would recommend [s.16] considering the control system of SES-technology used in WaveCraft and [I.6] which gives an example of the wind turbine marked for the years ahead.

The work began by analysing the motion of a model of WaveCraft in a scale model test, which had been carried out in advance, by UMOE Mandal. The purpose of this was to identify the forces acting, when the vessel is interacting with the wind turbines boat landing. Change of the position to the model where registered for selected time intervals. Then the kinetic energy respected to the change in positions was calculated to make a foundation to further development and construction of a new fender system.

After the analysis, existing fender solutions and other forms of energy absorbing systems that could be in interest were investigated. Before the concept-generation there was conducted a patent search for existing products in order to prevent complications with any existing patents. The resulting concept development was divided into six modules, were different solution alternatives as presented. The solutions were further on, discussed and after a selection, the fender concept was defined by beam as the central energy absorbing element.

The concept development was based on data from the analyses, as well as information from UMOE Mandal and according to specified DNV-rules, and standards. The most critical case which had been discovered in the analysis, in combination, with the maximum occurring thrust from the vessel, was taken as the minimum limit for energy absorption. This formed the basis for material selection, beam geometry and a solution for how the beam was to be supported.

The result of the concept development was a beam mounted 400mm in front of the edge of the deck on the vessel. The beam has rotational freedom about the longitudinal axis as well as freedom of movement in the same direction under load. The fender system is in total, 9 meters wide, 2.2m high at the middle and 2.1 m long. It has a weight of approx. 4000 kg and a capacity to take up 160 kJ at maximum impact.

It is also designed a scaled model of the fender system in scale of 1:8, in association with a recommendation to conduct a new scale model test to verify how the fender system works.

INNHALDSFORTEGNELSE

FORORD	I
SAMMENDRAG.....	II
ABSTRACT.....	III
1. INNLEDNING.....	9
1.1. Bakgrunn	9
1.2. Hvorfor vindturbiner og servicefartøy?.....	10
1.3. Bedriften Umoe Mandal, SES-teknologi og fartøyet Wavecraft	13
1.4. Hvorfor et nytt fendersystem?.....	15
1.5. Detaljert hendelsesforløp ved aksessering	16
1.6. Fysikken bak	17
1.7. Problemstillinger og teknologiske utfordringer	20
1.7.1. Problemstilling	20
1.7.2. Teknologiske utfordringer.....	20
2. METODEBRUK OG TERMINOLOGI	21
2.1. Metodebruk	21
2.1.1. Pugh – konsept seleksjon	21
2.1.2. IPD	21
2.1.3. Osbourne	21
2.1.4. Videoanalyser.....	22
2.1.5. Kvasi-statisk tilnærming	22
2.1.6. Tankegang ved design.....	22
2.2. Løsningsverktøy	22
2.2.1. ANSYS.....	22
2.2.2. SolidWorks.....	23
2.2.3. Granta	23
2.2.4. Mathlab.....	23
2.2.5. Prosesstrinn	23

2.3.	Koordinatsystem.....	24
2.4.	Signifikant bølgehøyde	24
2.5.	Symboler og enheter.....	25
2.6.	Begreper	26
3.	PROSJEKTPLAN.....	27
3.1.	Hovedmål	27
3.2.	Delmål	27
3.3.	Effektmål.....	27
3.4.	Tids- og arbeidsplan med milepæler	27
3.5.	Begrensinger.....	28
4.	AKSESSERINGS ANALYSE.....	29
4.1.	Test analyser.....	29
4.1.1.	Målet for videoanalysene	29
4.1.2.	Litt om testen	29
4.1.3.	Analysen	30
3.4.	Resultater.....	36
5.	PRODUKTSPESIFISERING	39
5.1.	Vekt	39
5.2.	Kostnad.....	39
5.3.	Metriske grov- og grensespesifikasjoner.....	40
5.4.	Regelverk	41
5.4.1.	Bakgrunnen for regelverket.....	41
5.4.2.	Utdrag ifra regelverk	42
5.5.	Kommentar til regelverk	43
6.	KONSEPTGENERERING	44
6.1.	Eksisterende fendersystemer	44
6.1.1.	Tradisjonell Fender	44
6.1.2.	Mekanisk dempende fender	45
6.1.3.	Hydrauliske klemmer	45

6.1.4.	Hydrauliske klemmer med bevegelig brosystem	46
6.2.	Patent undersøkelse	46
6.3.	Andre energi absorberende systemer	46
6.3.1.	Krasj boks.....	47
6.3.2.	Brems for jagerfly	47
6.3.3.	Tradisjonell suspensjon for kjøretøy	48
6.3.4.	Industrielle dempere	48
6.4.	Betraktninger av de eksisterende systemene	49
6.5.	Modulisering	50
6.6.	Modul 1 - Styringselement.....	50
6.7.	Modul 2 - Friksjonselement	51
6.8.	Modul 3 – Primær energiabsorpsjon	52
6.8.1.	Fjær system	53
6.8.2.	Bjelke	54
6.8.3.	Oleo demper	57
6.8.4.	Vaier spenn.....	58
6.9.	Modul 4 – Sekundær energi absorpsjon	59
6.10.	Modul 5 - Innfestning	60
6.10.1.	Bolt forbindelse.....	61
6.10.2.	Limt forbindelse.....	61
6.10.3.	Kombinert forbindelse	62
6.11.	Modul 6 - Plattform	62
7.	KONSEPT SCREENING	65
7.1.	Egen screening	65
7.2.	Ekstern vurdering av modul 5 og arm løsning for modul 3	66
7.3.	Konseptvalg.....	67
8.	KONSEPTUTVIKLING.....	69
8.1.	Materialer	69

8.1.1. Stål	69
8.1.2. Aluminium	70
8.1.3. Titan	70
8.1.4. Energibruk og CO ₂ utslipp, ved utvinning og bearbeiding av metallene	71
8.1.5. Slitasje materiale, keramikk og polymer	72
8.1.6. Friksjons materiale	72
8.2. Konstruksjon	73
8.2.1. Modul 3 – Primær energiabsorbsjon	73
8.2.1.1. Grunnlag for utviklingen.....	74
8.2.1.2. Definerer opplager	74
8.2.1.3. Valg av materiale	75
8.2.1.4. Utvikling av bjelke geometrien.....	80
8.2.1.5. Utvikling av «kroken» og «armen»	88
8.2.1.6. Utvikling av brakett for modul 1 og 2	98
8.2.1.7. Utvikling av side og rotasjons stopper.....	99
8.2.2. Modul 1 – Styringselement	100
8.2.3. Modul 2 – Energiabsorberende friksjonselement.....	101
8.2.4. Modul 4 – Sekundær energiabsorbsjon.....	105
8.2.5. Modul 6 – Plattform	107
9. KONSEPT PRESENTASJON.....	113
9.1. Visualisering.....	113
9.1.1. Fendersystemet i det rette element	113
9.1.2. Komplette fendersystem	114
9.1.3. Eksplosjons tegning av fendersystemet.....	114
9.1.4. Modul 1 - Styringselement med tilhørende komponenter.....	115
9.1.5. Modul 2 - Friksjons element med tilhørende komponenter	115
9.1.6. Modul 3 - Bjelke med tilhørende komponenter	116
9.1.7. Modul 3 -Krok og arm med tilhørende komponenter	117

9.1.8. Modul 4 - Sekundær energiabsorberende system	118
9.1.9. Modul 6 - Gangbru med tilhørende komponenter.....	118
9.2. Beskrivelser.....	119
9.2.1. Enkelt system – Kun bjelke (Modul 3)	119
9.2.2. Moderat system – Bjelke + Modul 2.....	119
9.2.3. Forsterket system – Bjelke + Modul 2 og 4.....	119
9.3. Fendersystem og modell av WaveCraft	120
10. NEDSKALERT MODELL.....	121
10.1. Bakgrunn	121
10.2. Mål	121
10.3. Nedskalert og forenklet modell.....	122
10.4. Utstyr.....	126
10.5. Forslag til tester.....	126
11. PRODUKSJON OG INSPEKSJON	127
11.1. Produksjon.....	127
11.2. Inspeksjon.....	128
12. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON	130
13. KONKLUSJON OG VIDEREARBEID.....	132
13.1. Konklusjon	132
13.2. Videre arbeid	132
14. REFERANSER.....	135
14.1. BOK REFERANSER.....	135
14.2. INTERNETT REFERANSER	135
15. VEDLEGG.....	140

1. INNLEDNING

Dette kapittelet gir en introduksjon til det offshore vindturbinmarkedet, service fartøyer, bedriften UMOE Mandal, SES-teknologien, aspekter rundt aksessering av en vindturbin samt problemstillingen til oppgaven og de antatte teknologiske utfordringene.

1.1. Bakgrunn

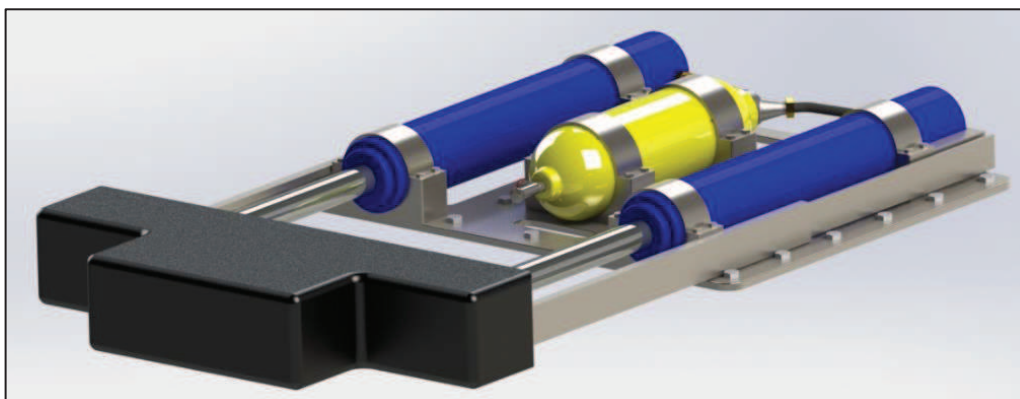
Denne oppgaven har sitt utspring ifra sommerjobb hos Umoe Mandal i 2013 I løpet av sommeren fikk jeg god innsikt i forskjellige prosjekter og det dukket opp flere interessante og relevante problemstillinger, for kommende skoleprosjekt og masteroppgave.

En av disse problemstillingene dreide seg om utarbeidelse av et nytt fendersystem for WaveCraft, et servicefartøy til bruk i offshore vindparker. Fartøyet er utviklet av UMOE Mandal og skal bygges 2014-2015 og derfor en tidsaktuell problem stilling. Dette var en problemstilling, skreddersydd for min spesialisering og jeg bestemte meg derfor å ta den med videre til prosjektoppgaven i faget TIP300 høsten 2013.

På prosjektet jobbet jeg sammen med Jarle Hjertaas Hanssen som også studerer maskin og produktutvikling ved NMBU. Kort oppsummert, gjennomførte vi en utredelse av forskjellige løsningsalternativer. Disse ble tatt videre med i en utvelgelsesprosess hvor det ble valgt det alternativet som best tilfredstilte kravspesifikasjonene som var satt.

Da innleveringen og framføringen var unnagjort, bestemte jeg meg for å ta en ny vurdering i forhold til om jeg skulle føre problemstillingen videre til masteroppgaven. Etter samtale med UMOE Mandal og veileder bestemte jeg meg for å fortsette. Det at jeg mottok mer input fra UMOE Mandal, og at jeg selv så forbedringsmuligheter for konseptet var de avgjørende faktorene for at jeg valgte å fortsette.

I løpet av prosjektet høsten 2013 kom vi fram til et fendersystem bestående av to hydrauliske sylindere, tilkoblet en akkumulator for å kunne ta opp større energi mengder, samt reaktivere systemet raskt, se figur 1. Systemet ble i korte trekk, designet for å kunne ta opp 444kJ ved hjelp av to avstivede sylindere med en slaglengde litt over 1.5m. Systemet målte en størrelse på totalt 540mm i høyde, 3480 mm i lengde og 2800mm i bredde, se figur 1[S.1].

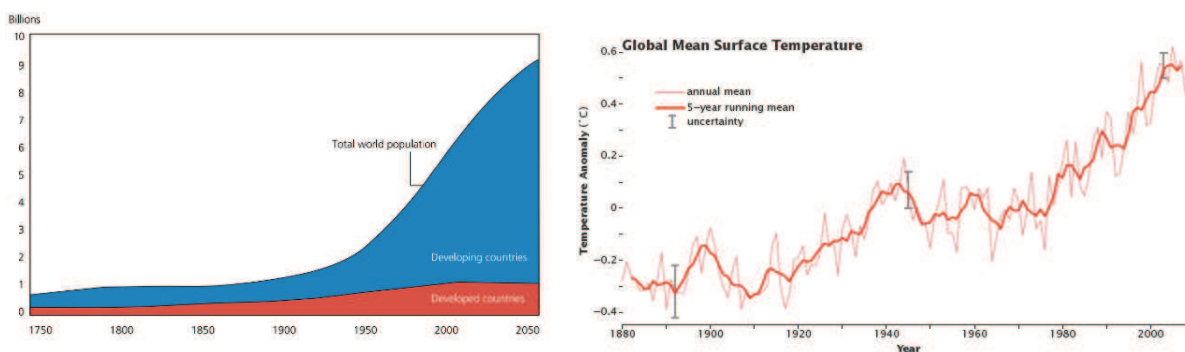


Figur 1: Illustrasjon av løsningen fra TIP 300[S.1].

1.2. Hvorfor vindturbiner og servicefartøy?

Energi i form av elektrisitet og brensel er helt avgjørende for at dagens samfunn skal kunne fungere. Etersom verdens befolkning øker, øker også etterspørselen etter energi, og for å møte denne etterspørselen må produksjonen økes[I.1]. I dag utvinnes det meste av energi fra fire store energi kilder. Dette er olje, kull, naturgass og uran [I.2].

Felles for alle kildene, er at de er så kalte, ikke-fornybare energiresurser. Dette betyr at utvinning av energi fra kildene har et restprodukt som ikke er fornybart og blir dermed liggende som et restavfall i form av CO₂ og radioaktivt avfall ved utvinning av uran. En konsekvens av disse restavfallene og da hovedsakelig CO₂ utslippet, er at det forsterker ozon laget. Hvor mye sol energi som slippes ut avhenger av ozon laget, når dette blir forsterket forstyrres den opprinnelige energi balansen til jorda. Denne økningen påvirker endringen av de fysiske syklusene hvilket medfører at vi opplever stadig flere stormer flom og temperatur svingninger utenom det vanlige. [I.3]



Figur 2: Illustrasjon av befolkningsvekst[I.1](t.v.) og temperatur økning ved jordas overflate(t.h.) Viser en økning på ca. 0.6 grader fra 1970 til 2005 sammen lignet med 0.3 fra 1910 til 1940.[I.3]

Disse endringene har ført til klimadebatter verden over. Norge har i mange år vert kjente for å satse på utvinning av olje, men på grunn av det store trykket fra klimadebatten, bevilger staten nå subsidier til prosjekter og forskning relatert til fornybarenergi. Dette initiativet har ført til at det i dag, satses på store prosjekter knyttet til forskning og utbygging av vindkraft både on- og offshore. [I.4]



Figur 3: (t.v.) Illustrasjon av en offshore vindturbin.1: Rotor 2: Nav 3: Tårn 4: Kobling til tårn samt. Overgangssone 5: Fundament.[I.5] Og (t.h.) geografisk lokasjon til Sheringham Shoal og det fremtidige Dudgeon prosjektet til Statoil.[I.6]

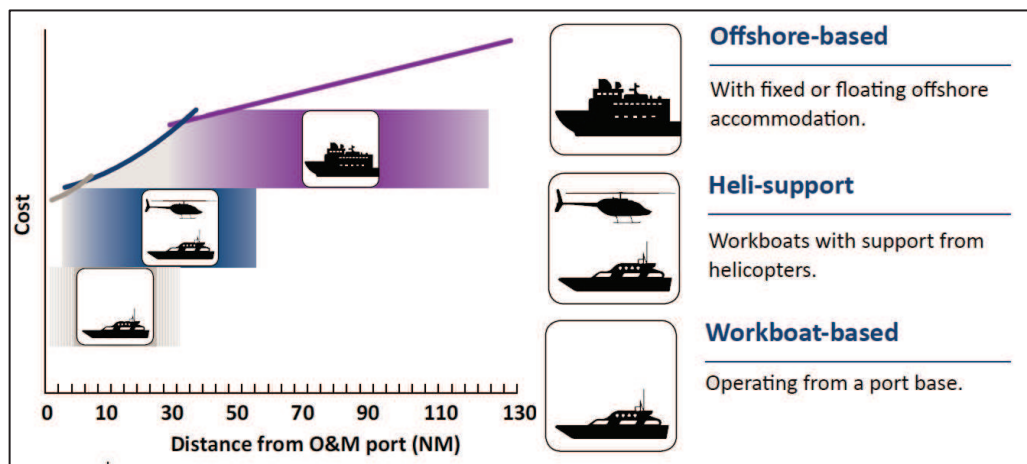
Statkraft og Statoil er to store aktører innen vindkraft og satser mye på utbygging av vindkraft, og da spesielt offshore hvor det er store arealer for utplassering av turbiner og samt gode vindforholdene. Firmene har som resultat av den økte lønnsomheten gått sammen om investeringer i to store offshore-vindparker på østkysten av England[I.6]. De to feltene det er snakk om er, Sheringham shoal og det fremtidige Dudgeon feltet, som begge er vist i figuren under (se figur 2).

Sheringham Shoal feltet er lokalisert mellom 17- og 23km fra fastlandet. 88 vindturbiner dekker et område på ca. 35 km² og planlagt, skal det årlig levere ca. 317 MW som årlig skal forsyne rundt 220 000 hjem med fornybar energi[I.7].

Offshore vindturbiner er funksjonelt sett identiske med onshore turbiner, men har i tillegg til de tre første hovedelementene (se figur 2) også en overgangsdelt med innkomstsone for servicefartøy og et ekstra fundament som monteres til havbunnen. Det forskes også mye på, flytende vindturbiner for dypere farvann, men dagens felter består kun av fastmonterte turbiner på grunnere farvann langs kysten[I.7].

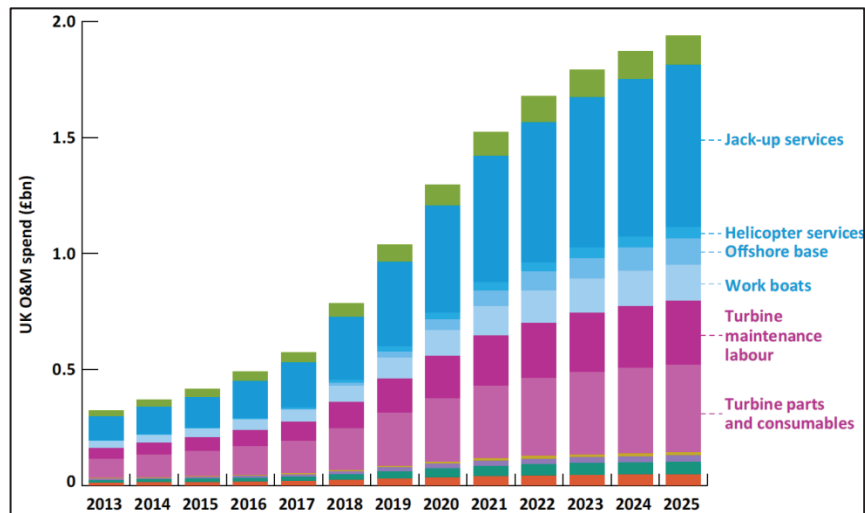
Vindturbinene trenger, i likhet med andre mekaniske installasjoner, kontinuerlig service og vedlikehold [I.8]. Havari og tekniske problemer kan oppstå når som helst og det er derfor viktig å komme seg ut til turbinene tidsnok for å løse eventuelle tekniske eller mekaniske problemer, slik at produksjonstapene til turbinen blir minimale.

Scottish enterprise, har utarbeidet en rapport som omhandler offshore vindkraft i Storbritannia, hvor det blant annet er sett på forskjellige service alternativer [I.8]. Servicefartøyet er en av disse og ment til å kunne benyttes helt ut til i underkant av 45 nautiske mil (tilsvarer ca. 80km), se figur 4. Når avstanden går utover 10nm vil det være nødvendig å ha et helikopter for å ta hånd om haste situasjoner, hvor tid er kritisk i forhold til å minimere produksjons tap ved turbin stopp. Utover 45nm hvilket vil være relevant når flytende turbiner tas i bruk er det nødvendig med større skip på grunn av større bølgehøyder og lengre transport avstander, hvilket betyr at skipene må være ute i sykluser og tilnærmet organisering som en oljeplattform.

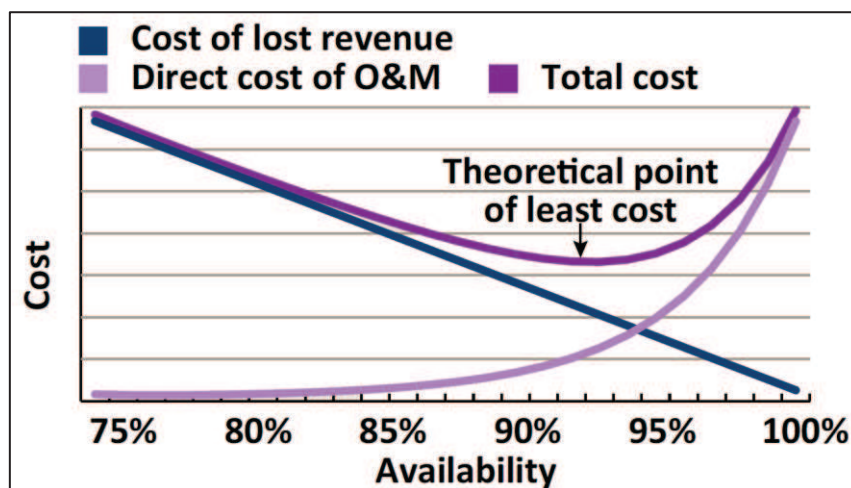


Figur 4: Illustrasjon av alternative service strategier med hensyn på plassering av vindkraft felt relativt til en gitt havn[I.9].

Som nevnt tidligere er alle turbiner nå plassert på grunnere farvann i nærheten av kysten. De Større skip er derfor ikke så relevante og med raske service fartøyer, vil man kunne redusere bruken av helikopter. På grunnlag av disse argumentene, er det nå et voksende behov for service fartøyer som kan komme seg raskt ut til feltene dersom det skulle oppstå problemer med anlegget eller i forbindelse med normal service. [I.8] I Storbritannia ventes det å øke antall vindturbiner til 5500 innen 2025, dette betyr en enorm aktivitet og det estimeres at det 2025 vil brukes ca. 2 milliarder pund årlig til, drift og vedlikehold av vindturbinene[I.8]. Dette er vist i figur 3 hvor den lyseblå fargen indikerer, kostnader knyttet til servicefartøy.



Figur 3: Illustrasjon av estimerte fremtidige utgifter knyttet til drift og vedlikehold av vindturbin parker i Storbritannia.[I.9]



Figur 4: Illustrasjon av hvor mye det koster å oppnå en gitt operativ service tid i prosent[I.9].

Fartøyene som benyttes i dag er konstruert i henhold til eldre krav som gir et operativt servicevindu på ca. 210 dager i året[I.10]. Dette betyr at det i perioder kan oppstå forsinkelser pga. større sjø, hvilket betyr at produsenten vil miste verdifull energiproduksjon.

For å redusere forsinkelser, er det nå satt et mål om å øke operativ signifikant bølgehøyde fra 1,5m til 2m. Dette vil føre til at antall operative servicedager kan økes til 324 dager i året[I.10].

Dette vil bidra til en betydelig økonomisk besparelse med tanke på ventetid, og samtidig en solid effektivisering av servicepersonellens arbeidstid, ved at det blir mindre «dødtid» i vente på godvær.

Det bygges derfor i dag nye typer fartøy, med bedre hydrodynamiske egenskaper og tekniske løsninger, hvilket vil gjøre det mulig å møte det nye kravet om økt antall service dager pr år.



Figur 5: *Sheringham shoal utenfor øst kysten av sør England. For å gi et bilde på størrelsen er fartøyet til venstre i bildet et normalt service fartøy på ca. 24m langt. [I.11].*

1.3. Bedriften Umoe Mandal, SES-teknologi og fartøyet Wavecraft

UMOEO Mandal er et komposittverft under UMOEO konsernet, og er lokalisert på Gismerøya utenfor Mandal, i Vest Agder kommune (Se Figur 6).



Figur 6: *Oversikt over verftet og kontor lokalene, til Umoe Mandal på Gismerøya utenfor Mandal.[S.2] (t.v.)Oksøy klassen som Umoe Mandal bygget for det Norske Forsvaret på 90-tallet.(t.h.),[S.2].*

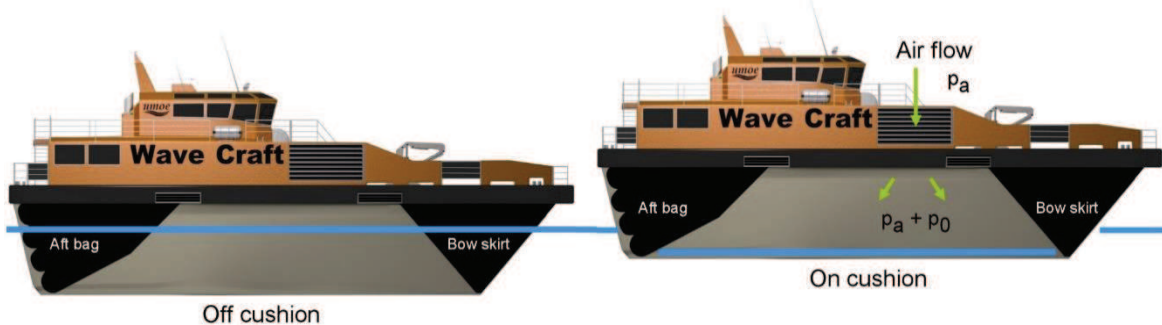
Bedriften har mange års erfaring med forskning og utvikling av SES-fartøyer, samt komposittmaterialer som hovedsakelig benyttes fartøylene. De har tidligere levert blant annet, levert to serier, av to forskjellige fartøysklasser til forsvaret (se figur 6 og 7) og er nå i gang med en ny fartøysklasse ved navnet Wavecraft se figur 8.



Figur 7: : Skjold klassen som Umoe Mandal bygget for det Norske Forsvaret. 2000-tallet.[I.12] (t.v.) Wavecraft det nye prosjektet til Umoe Mandal, byggestart våren 2014.(t.h.)[S.2]

SES-fartøy (Surface Effect Ship), er et spesielt fartøy som kan sees på som en kryssning mellom en katamaran og en luftputebåt. Fartøyene har, i likhet med en katamaran, to langsgående skrog, men har en «bag» akter og «skjorter» forut, som avgrensene et volum mellom skrogene. Ved hjelp av to løftevifter, så pumpes luft inn i det avgrensede volumet. Dette skaper et overtrykk (kalles for putetrykk) og fartøyet løftes opp (se figur 8).

Dette fører til at skroget står for kun 20% av oppdriften på løft, den resterende oppdriften opprettholdes av pute- og bagtrykket. Dette betyr at denne type fartøy har en vesentlig mindre dypgang sammenlignet med andre tradisjonelle katamaraner. Som følger av dette er også den



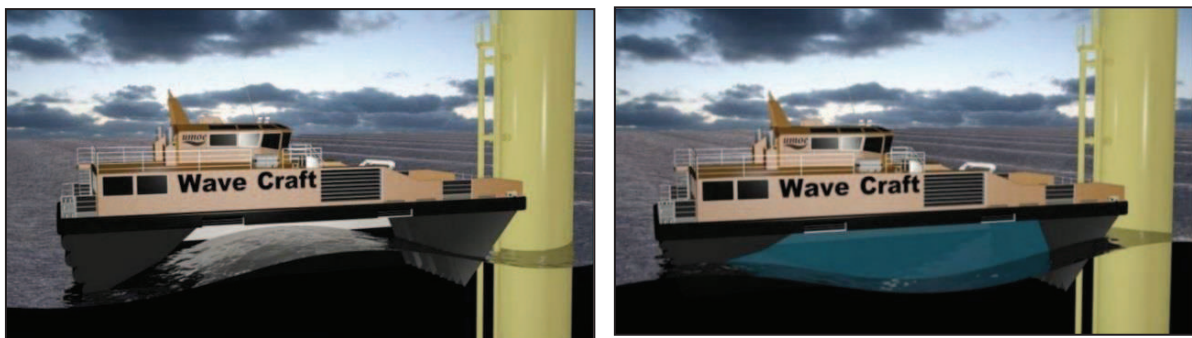
Figur 8: Illustrasjon av SES-prinsippet putetrykk, på og av (bildene viser en eldre versjon av klassen men det samme prinsippet gjelder).[S.2]

hydrodynamisk motstanden under forflytning mye mindre, noe som gjør at denne type fartøy kan operere med høyere transitt hastigheter. For å illustrere dette har Skjold klassen en topphastighet på over 60 knop (ca. 30m/s), noe som gjør den til det desidert raskeste marine fartøyet i verden. Drivstoff forbruket blir også kraftig redusert pga. liten motstand og kan være hele 25% mindre sammenlignet med andre katamaraner på samme størrelsen.

Umoe Mandal så potensiale i denne teknologien til å bygge et servicefartøy til bruk for service på offshore vindturbiner. Wavecraft (se figur 8), som er den nye klassen, skal være spesialisert for nettopp den type oppdrag. Den nye klassen er, som de to foregående, også et SES-fartøy med en lengde på 24 m og med en transitt hastighet på 40 knop (ca. 20m/s). Dette og lavere drivstoff forbruk, gjør at Wavecraft stiller sterkt, sett opp mot andre fartøy under samme klassen. Den vil i tillegg skille seg ut i forhold til hvordan den takler større sjø da den ligger imot vindturbinen.

Tradisjonelle fartøy har all sin oppdrift innenfor skroget og vil derfor følge syklusene til bølgene. Derimot har, som tidligere nevnt i avsnittet, et SES-fartøy et putetrykk. Dette løftet som oppstår gjør at Wavecraft stiller i særklasse, sett imot andre servicefartøy. Dette er fordi ved aksessering vil bølgene bare rulle «gjennom fartøyet» (se figur 9). Nærmere forklart, gjøres dette ved at bølgen som løfter et tradisjonelt fartøy vil, under et SES-fartøy, prøve å øke trykket i det avgrensede volumet. (Se Figur 9).

Trykkøkningen vil så reguleres av et spesial laget styringssystem som åpner spjell og slipper ut overflødig trykk, som igjen fører til at bølgen kun vil ta opp plass i det avgrensede volumet under dekk, istedenfor å bidra til et løft. Når bølgen har passert, lukkes spjellene og løfteviftene erstatter trykktapet som bølgen opptok (se figur 10). Denne prosessen reguleres kjapt, slik at hvor tradisjonelle fartøy ville gynet voldsomt, vil SES-fartøyet oppleve mye mindre bevegelser.



Figur 9: Bølge skaper overtrykk som blir utjevnet gjennom spjellene. (t.v.)[S.2] Bølgen har passert og trykket bygges opp.[S.2]

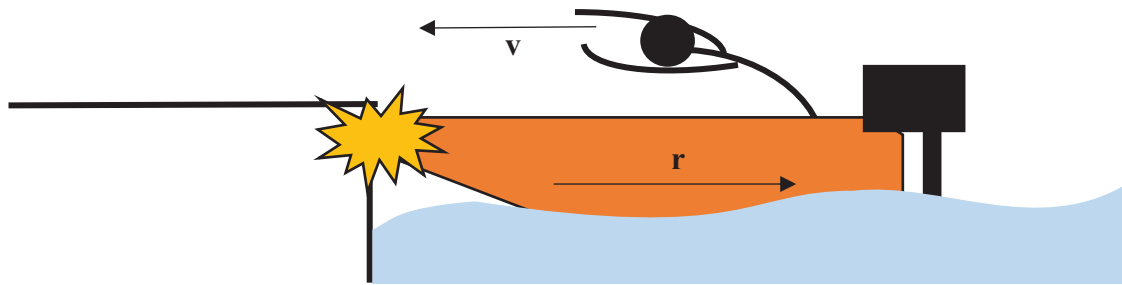
1.4. Hvorfor et nytt fendersystem?

Fenderen på baugen av fartøyet, er det første og eneste som kommer i kontakt med vindturbinen under aksessering. Det er på grunn av dette en essensiell del av servicefartøyet og særdeles viktig med tanke på at opptredende akselerasjoner og krefter skal reduseres.

Hvis fartøyets skrog blir utsatt for større krefter, enn det er dimensjonert for, kan strukturen til fartøyet bli skadet. Det er også viktig å ta hensyn til retardasjon, som er definert som en negativ akselerasjon. Denne kan sees på som akselerasjonen på nedbremsing av et legeme og betegnes ved «g» og som videre gir grunnlaget for hva vi kaller g-krefter. Retardasjonen er veldig viktig å ta hensyn til med tanke på objekter og mennesker som er ombord på fartøyet. Hvis retardasjonen blir for stor, vil det bli en stor påkjenning på innfestninger. Løse objekter vil bli kastet i fartsretningen og mennesker vil ha problemer med å holde balansen. For å illustrere dette, kan man se for seg en varm sommerdag på de blide Sørlandet.

Du er ute i jolla og skal innom på marinaen for å kjøle deg ned med en kald is. På vei inn mot brygga stopper motoren og du får ikke satt båten i revers. Du løper fram og tar imot med hendene. Du må holde godt imot og kjenner at det er store krefter på tross av den lave farten båten har. I dette tilfellet klarte du å redusere retardasjonen i sammenstøtet, hadde du derimot kommet i høyere fart og ikke nådd fram til baugen i tide, ville båten ha kollidert med brygga, se figur 10. Ved et slikt tilfelle vil retardasjonen være betraktelig større. Øsekaret som ligger løst i båten ville blitt kastet framover på dørken. Det hadde i tillegg kommet et kraftig smell

og man ville som et resultat av retardasjonen kjent det godt på kroppen ved at man hadde blitt tvunget framover i båten.



Figur 10: Illustrasjons tegning til eksempelet om retardasjon. (r =retardasjon og v =hastighet)

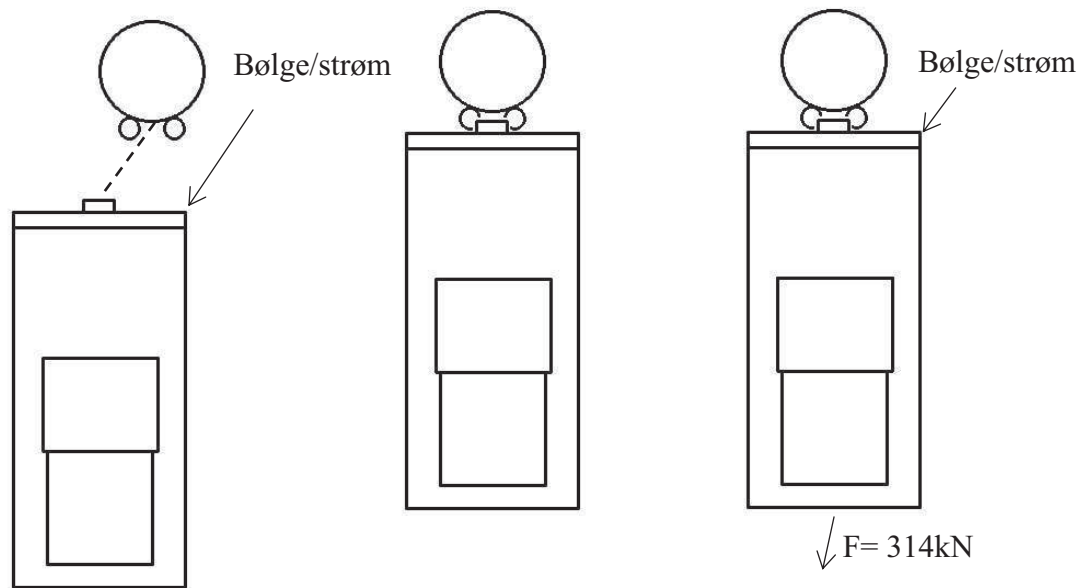
På samme måte vil en motor som står fastmontert inne i et større fartøyet prøve å fortsette i fartsretningen ved stopp mot turbinen. Hvis ikke denne tiden blir redusert, vil skjærkreftene i motorfestene bli så store at ved gjentakende tilfeller kan utmatting over tid føre til brudd i innfestningene.

Det kritiske momentet oppstår som forklart, når fartøyet går imot pilarene på vindturbinen og servicepersonell skal entre plattformen. Det vil i de fleste tilfeller være uroligheter i sjøen og fartøyet kan miste kontakten med vindturbinen. Per dags dato, finnes det flere forskjellige løsninger både i form av fender og landgangssystem, som jeg går nærmere inn på senere i oppgaven. Mange av disse løsningene som fungerer, tar opp mye plass og har høy vekt, noe som vil bidra til økt drivstofforbruk og mindre lasteplass på dekk. Når man opererer i større sjø vil det være større påkjenning fra omgivelsene og en større mengde energi må tas opp. Løsningen på dette er en type fender som kan absorbere en gitt mengde energi samt ha gode friksjons egenskaper, slik at vertikale bevegelser blir minimert under kontakt med vindturbinen.

1.5. Detaljert hendelsesforløp ved aksessering

I dette avsnittet gir jeg en inngående forklaring på hvordan en aksesseringen kan foregå når et servicefartøy går imot pilarene på en offshore vindturbin og servicepersonell går over for å gjennomføre nødvendig service. Dette er ikke basert på noen retningslinjer, men utfra samtaler med ansatte hos Umoe og studie av videoer hvor aksessering mot turbiner er gjennomført [I.13]

Når et serviceteam reiser ut om morgenen, kan det være målt frisk bris og en bølgehøyde på 1.5m – 2m. Men i likhet med fjellheimen, trenger det ikke å ta lang tid før det blåser opp til kuling og en økning av bølgehøyde til 2-3m. Det er derfor viktig å poengtere, og ta i betraktning ved konstruering, at kapteinen på fartøyet alltid skal vurdere værforholdene fortløpende og avbryte enhver sekvens som han/hun anser for å være utenfor aksepterte forhold.



Figur 11: Illustrasjon av en aksessering, bølger og strøm kommer inn 45 grader på fartøyet. Fra venstre kommer fartøyet inn med en fart på ca. 0,25m/s, oppretter kontakt også setter den på full thrust 314kN.

Når servicefartøyet nærmer seg den aktuelle vindturbinen, senker kapteinen farten og vurderer forholdene. Hvis forholdene tilsier at en overgang er mulig, styres fartøyet opp mot turbinen i en fart på ca. 0,25m/s. Innfartsvinkelen bestemmes i forhold til strømninger og kapteinens erfaringer. Fartøyet vil etterhvert treffe pilarene på turbinen motorkraften skrues litt opp, slik at fartøyet ikke dras vekk av vind eller strømninger, men blir liggende mot turbinen. Når denne kontakten er opprettet og kapteinen tolker innkommende bølgesykluser som ok, kan servicepersonell gå over til turbinen. Denne kontakten opprettholdes videre for eventuell lossing og opphører når service er unnagjort. Hvis service, tar lengre tid, kan fartøyet legge seg i standby i en rimelig avstand ifra turbinen i den tiden service gjennomføres. Som tidligere nevnt er det viktig at kapteinen fortløpende vurderer forholdene, slik at servicepersonell trygt kan borde fartøyet etter endt service.

Ved større sjø kan fartøyet miste kontakt med turbinen. Mer detaljert skjer dette ved at motorkraften blir utlignet av en bølge/draget i sjøen, slik at fartøyet mister friksjonen mot pilarene, og blir dratt vekk med bølgene. Da bølgen har dratt videre og motorkraften igjen får overtaket, vil fartøyet akselerere mot turbinen igjen. Da dette vil skje fort, vil det ikke være mulighet for å reversere motorkraften og fartøyet vil «kollidere» med turbinen i en høy fart. Dette kan igjen føre til store påkjenninger på skrog, installasjoner og ikke minst mannskapet ombord. Denne type scenario er senere i rapporten referert til som «worse case» tilfelle.

1.6. Fysikken bak

I eksemplet under avsnitt 1.1.5 belyses retardasjonen og kreftene som virker inn ved en kollisjon. Jeg skal nå gå litt dypere og kartlegge de fysiske elementene som spiller inn ved en slik situasjon.

Når fartøyet treffer vindturbinen vil hastigheten brått gå imot null. Hvor fort denne hastigheten reduseres avhenger av retardasjonen. Dette er et begrep som brukes for negative

akselerasjoner. Hvis, for eksempel, retardasjonen er høy, vil fartøyet stoppe over en kort distanse. I slike oppbremsinger, vil det ofte være snakk om g-krefter. G-krefter benyttes for å beskrive graden av påkjenningene som objektene og personene ombord påføres ved kollisjonen. Ved snakk om g-krefter, vil det alltid være et tall foran g, som beskriver graden. G-kraften som påvirker objektet eller personer om bord være definert som masse til objektet multiplisert med g som igjen er multiplisert med tyngdeakselerasjonen $a_g = 9.81\text{m/s}$.

$$F = m \times (g \times a_g) \quad 1.1$$

Rett før kollisjonen, har fartøyet en gitt masse, en gitt hastighet som til sammen gir fartøyet en gitt energi mengde. Denne energien er avhengig av fartøyets hastighet noe som tilsier at denne energien må tas opp for at fartøyet skal kunne stoppe. Energi mengden betegnes som kinetisk energi og er gitt ved formelen:

$$E_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad 1.2$$

Der **m** er masse til fartøyet og **v** er hastigheten på det gitte tidspunktet.

For at fartøyet skal kunne stoppe, må som sagt den kinetiske energien tas opp. Den absorberte energimengden må tas opp over en gitt avstand og kan dermed uttrykkes ved formelen for arbeid som er gitt ved:

$$E_a = F \cdot S \quad 1.3$$

Der **F** er kraften som forflytter objektet over en avstand **S**.

I følge termodynamikken første lov, kan energi verken skapes eller forsvinne. Men energien kan veksle mellom ulike former. På grunnlag av dette kan man sette den kinetiske energien, lik den absorberte energien, se likning 1.4. (Det er gjort en antakelse, at man kan se bort ifra det faktum, at noe av energien går over til andre tilstander, som for eksempel termisk energi og støy).

$$E_k = E_a \quad 1.4$$

Der **E_k** er den kinetiske energien og **E_a** er den absorbert energi

Setter man inn for **E_k** og **E_a**, så får man:

$$\frac{1}{2} m \cdot v^2 = m \cdot g \cdot S \quad 1.5$$

Ved å sette **g** lik **r** og løse uttrykket med hensyn på **S**, kan man stryke massen, og man vil da komme fram til et uttrykk som gir den minste avstanden, fartøyet trenger for å stoppe, i henhold til en gitt hastighet og krav til retardasjon.

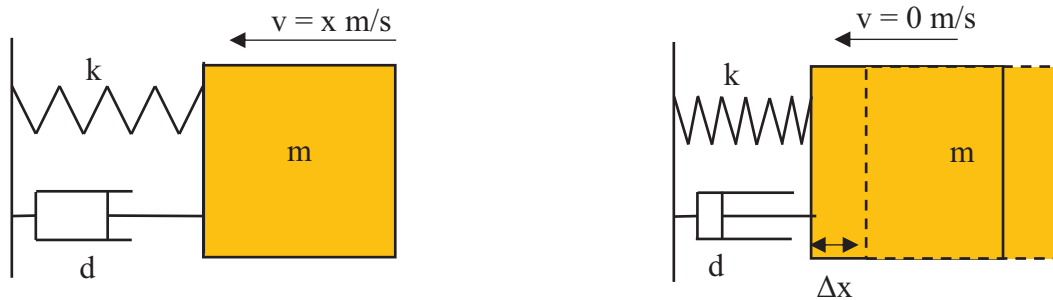
$$S = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot v^2 \quad 1.6$$

Det vi da trenger for å utvikle et fungerende energiabsorberende system, er; den opptredende hastigheten i øyeblikket ved kollisjon, grense for retardasjon under sammenstøtet og masse til fartøyet.

Energi kan være en masse i bevegelse eller en masse med et potensiale som avhenger av en høydeforskjell, tiltreknings krefter eller gravitasjonskreftene. Som termodynamikkens første

lov sier, kan energien verken skapes eller forsvinne, men den kan overføres mellom legemer og medier. I denne oppgaven dreier det seg om overføring og absorbering av kinetisk energi som forklart i avsnitt 4.1.

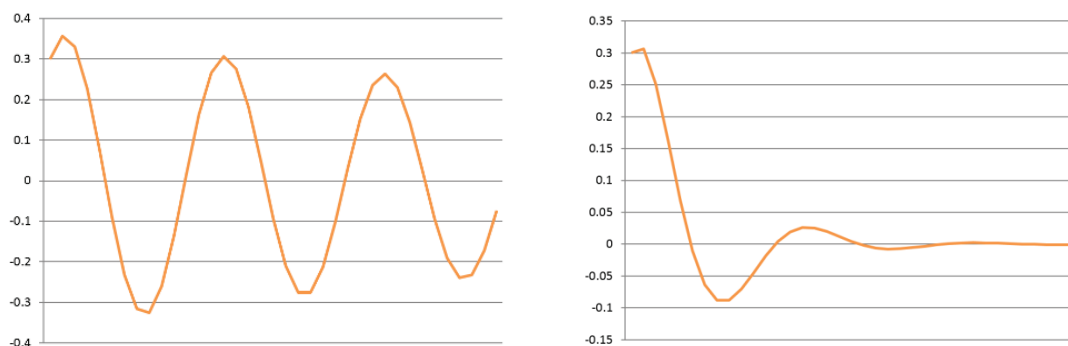
Mekanisk absorbering av energi kan foregå på mange forskjellige måter men hovedsakelig kan de fleste forklares ved begrepene fjæring, demping og deformasjon. Fjæring lagrer energien og forklares enklest ved hjelp av en vanlig spiral fjær.



Figur 12: Illustrasjon av et fjær-demper system.

Fjæren har en fjærkonstant k som avhenger av materiale og fjæren sin utforming. Konstanten sier noe om hvor mye kraft som skal til for å komprimere eller strekke fjæren en gitt lengde enhet. En bjelke som deformeres innenfor det elastiske området (dvs. at den ikke blir varig deformert ved påkjenninger), vil fungere som en fjær og vil derfor også ha en fjær konstant som avhenger av material egenskapene og geometrien til bjelken.

Det andre fenomenet som beskriver energi opptak er demping. Ved demping omdannes det meste av bevegelse energien til varme ved kompresjon. Det finnes både enkeltvirkende og dobbelt virkende dempere. Den enkeltvirkende tar kun opp betydelige energimengder i en retning, og fungerer ved at en gass komprimeres. For en dobbeltvirkende demper benyttes ofte to volum som et medium forflyttes mellom. Strupingen mellom disse to volumene er med på å bestemme hastigheten og dempningsevnen til demperen. Begge disse systemene kan benyttes i kombinasjon med en fjær. En slik kombinasjon vil gjøre at oscillasjonene til fjæren blir redusert raskere og systemet faller raskere til ro, se figur 13.



Figur 13: Forskjeller mellom et fjær-(til venstre) og et fjærdemper system (til høyre).

Den siste måten som jeg skal se på i forhold til energi absorpsjon, er plastisk deformasjon. For at et materiale skal bli utsatt for plastisk deformasjon, må det tilføres en gitt energi mengde slik at spenningen i konstruksjonen overstiger flytegrensen til det respektive materialet. Da vil materialet omdannes den kinetiske energien til plastisk og som ofte benyttes ved konstruksjon av biler, hvor man ønsker å ta opp energien som spiller inn i ved en eventuell kollisjon.

I forhold til et fendersystem, så ønsker man å ta opp energi flere ganger. Derfor vil elastisk deformasjon være stikkordet for energi absorpsjonen i denne oppgaven. Plastisk deformasjon kan også benyttes, men da som en ekstra sikkerhet imot kraftigere kollisjoner enn hva det elastiske systemet er designet for. Dette kan gjøres ved at et bakenforliggende system tar opp den overflødig energi som ikke tas opp av primære systemer. Man vil på den måten unngå overskridende påkjenninger innenfor en ny grense, utenom grensen for elastisk deformasjon.

1.7. Problemstillinger og teknologiske utfordringer

I dette avsnittet gjør jeg rede for hva som er situasjonen nå, og hva som er ansett for å være de teknologiske utfordringene ved oppgaven.

1.8. Problemstilling

Problemstillingen for oppgaven er som følger:

- Kartlegge baug bevegelser til fartøyet ut i fra modelltester og estimere opptredende hastigheter, energimengder og krefter for videre dimensjonering.
- Utvikle og konstruere en ny fender som oppfyller kravene som blir satt på grunnlag av analyser og DNV-reglement.

1.9. Teknologiske utfordringer

Følgende teknologiske utfordringer som kan oppstå gjennom prosjektet.

- Kartlegge opptredende krefter og legge grunnlag for dimensjoneringen.
- Utvikle en løsning som løser problemstillingen.
- Finne best egnede materialer med tanke på funksjonalitet, vekt og bestandighet mot påkjenninger det vil bli utsatt for som temperatur svingninger og saltpartikler.
- Konstruksjon og sammensetning av systemet.

2. METODEBRUK OG TERMINOLOGI

Dette kapittelet tar for seg metodebruken og løsningsverktøy som er benyttet i oppgaven. I slutten av kapittelet redegjøres det for terminologien som er benyttet i oppgaven.

2.1. Metodebruk

De neste avsnittene gir en kort innføring i de forskjellige metodene som jeg har benyttet i produktutviklingen.

2.2. Pugh – konsept seleksjon

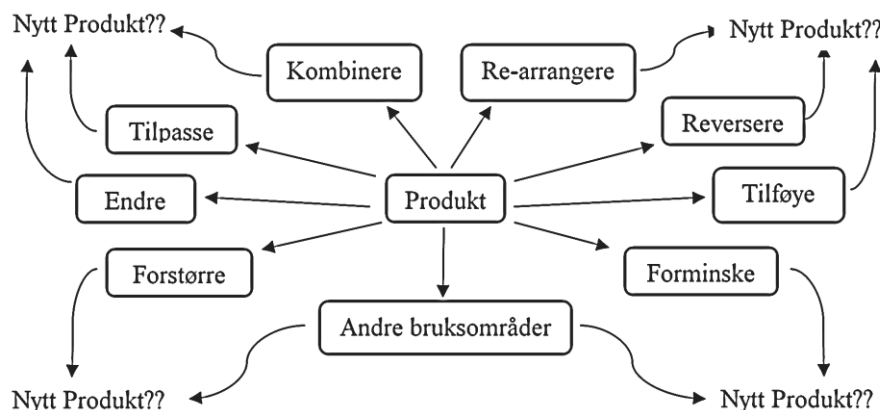
Dette er en seleksjons metoden, som ble utviklet av Stuart Pugh tidlig på 1990-tallet. Pugh var utdannet maskiningeniør, og etter en vellykket karriere, gikk han tilbake til akademiet hvor han blant annet utarbeidet det som i dag er kjent som Pugh-seleksjons matrise. I dette diagrammet, vekter man ideer eller konsepter med hensyn på gitte kriterier. Denne metoden er ikke nødvendigvis avgjørende, men vil i de fleste tilfeller gi en veldig god pekepinn i forhold til hvilket alternativ man bør gå for. [S.1]

2.3. IPD

IPD (Integrated Product Development) er en produktutviklingsmetode, hvor man implementerer ingeniørkunnskap og økonomistyring, sammen med andre grener som psykologi og miljø. Dette gjøres for å få med flere aspekter i arbeidet, oppnå bedre effektivitet, lavere gjennomføringstid og et større læringsutbytte. IPD, vil i en masteroppgave ofte være veldig sentralt og da spesielt i oppgaver innenfor produktutvikling. [S.1]

2.4. Osbourne

Osborne er en sjekkliste, som ble utarbeidet av Alex Faickney Osborn i starten 1900-tallet. Han jobbet som reklamesjef, men var også forfatter og kjent for å være en kreativ teoretiker. Osborn utarbeidet en sjekkliste, som ofte brukes i forbindelse med brainstorming, når man har et utgangspunkt i form av en eksisterende løsning. Dette gjøres, for å tilføye nye synspunkter og for å se om ideen kan tilpasses andre bruksområder, modifiseres eller re-arrangeres. Sagt med andre ord, altså «vri og vend ideen, på alle tenkelige og utenkelige måter». Dette er en metode som jeg har benyttet under konseptgenereringen, se figur 14.[S.1]



Figur 14: Osborn sin sjekkliste – er det noe som kan gjøres for å forbedre produktet??

2.5. Videoanalyser

For å kunne anslå opptredende hastigheter og krefter som opptrer når servicefartøyet står imot vindturbinen, ble det gjennomført noen analyser av tidligere tester som var gjort av en småskala modell. Testene ble filmet, slik at bevegelser kunne nærmere analyseres i kombinasjon av logget data om modellen sine bevegelser. Dette er en effektiv metode for å kunne anslå påkjenninger og som er mye brukt ved utvikling av nye konsepter.

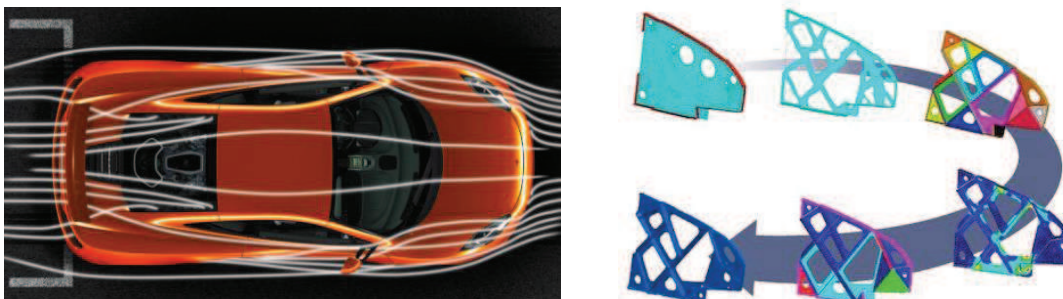
2.6. Kvasi-statisk tilnærming

I øyeblikket før fartøyet «kolliderer» med turbinen, har det en gitt hastighet. Denne hastigheten og retardasjonen under kollisjonen antas for å være lineær. Dette er en kvasi-statisk tilnærming som gjør det enklere å kartlegge elementene som virker under støtet, fordi man ikke tar hensyn til variasjon av hastighet.

2.7. Tankegang ved design

For dette produktet er det i hovedsak funksjonalitet og vekt som er styrende kriterier ved konseptutvikling og design. Jeg vil derfor ikke fokusere så mye på formgivning av designe, men overlate dette resultatet til fysikken. Dette vil si at det produkt som er utviklet og optimalisert med tanke på en gitt funksjon vil få en «*form som følger funksjon*». Et godt eksempel på dette er den nye sportsbilen McLaren P1, som er optimalisert for å kunne gi ønsket grep og samtidig minst mulig luftmotstand.

Et annet eksempel som er mer knyttet til denne type oppgave, er bjelker hvor man reduserer vekt ved å ta vekk masse i deler av geometrien som ikke tar opp krefter.



Figur 15: *McLaren P1 i vind tunell.[I.14] Karosseriet er designet for å skape trykk mot underlaget. Resultat av et optimalisert element med hensyn på massebesparelse og spennings konsentrasjoner.[I.15]*

2.8. Løsningsverktøy

I dette avsnittet gjør jeg rede for de forskjellige verktøyene som er benyttet i løpet av oppgaven.

2.9. ANSYS

ANSYS er et simuleringsverktøy, hvor man blant annet kan simulere virkninger av statiske og dynamiske laster på gitte spesifiserte modeller. Disse modellene, kan bygges opp i ANSYS, men blir i de fleste tilfeller importert ifra andre programmer, som for eksempel SolidWorks. Programmet brukes i hovedsak når de matematiske funksjonene for beregninger blir komplekse, men også mye ved verifisering av håndberegninger.

2.10.SolidWorks

SolidWorks er en programvare, som benyttes til å designe og konstruere 3D - modeller. Kort forklart kan man skissere i 2D-plan og ekstrudere ut i det tredje. Man kan også tegne 3D-dimensjonale flater direkte i alle plan, noe som benyttes mye ved dobbelt krummede flater. Det har også en rekke tilleggs funksjoner, men i denne rapporten benytter jeg meg kun, av selve modellerings modulen.

2.11.Granta

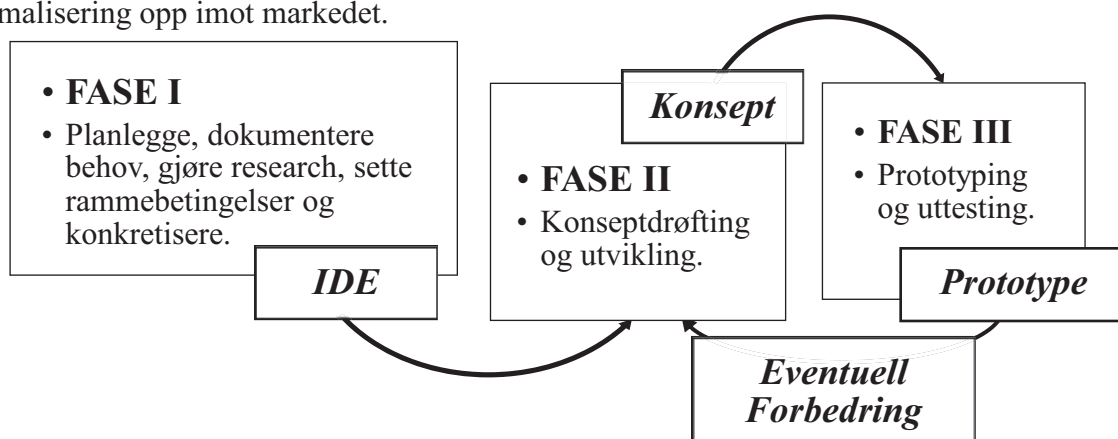
De siste årene har det, også innen industrien, blitt et større fokus på miljø og carbon foot print. Granta er et dataprogram, som hjelper oss å velge blant annet det beste materialet, produksjonsmetode og bearbeidingsmetode med hensyn til miljøet og carbon foot print. Programmet kalkulerer CO₂ utslipp knyttet til, utvinning, bearbeidinger, transport og resirkuleringsgard. Dette, bidrar til mindre utslipp og er samtidig med på å gjøre oss, mer miljø bevisste. Det er også et svært nyttig verktøy med tanke på material seleksjon. Man kan i slike tilfeller ta for seg et utvalg av materialer, sortere med hensyn til ønsket material egenskaper og selektere ut i fra ønsket behov.

2.12.Mathlab

Mathlab er et matematisk program med et eget script språk, basert på programspråket C. Ved hjelp av dette programmet kan man løse store ligningssystemer og gjennomføre avanserte matrise operasjoner. Det blir ofte mye brukt i automatisering, i tillegg til løsning av matematiske modeller. Selv skal jeg bruke det for behandling av målte data som er logget gjennom bassengtestene som er gjort oppe hos Marintek sine lokaler ved NTNU.

2.13.Prosesstrinn

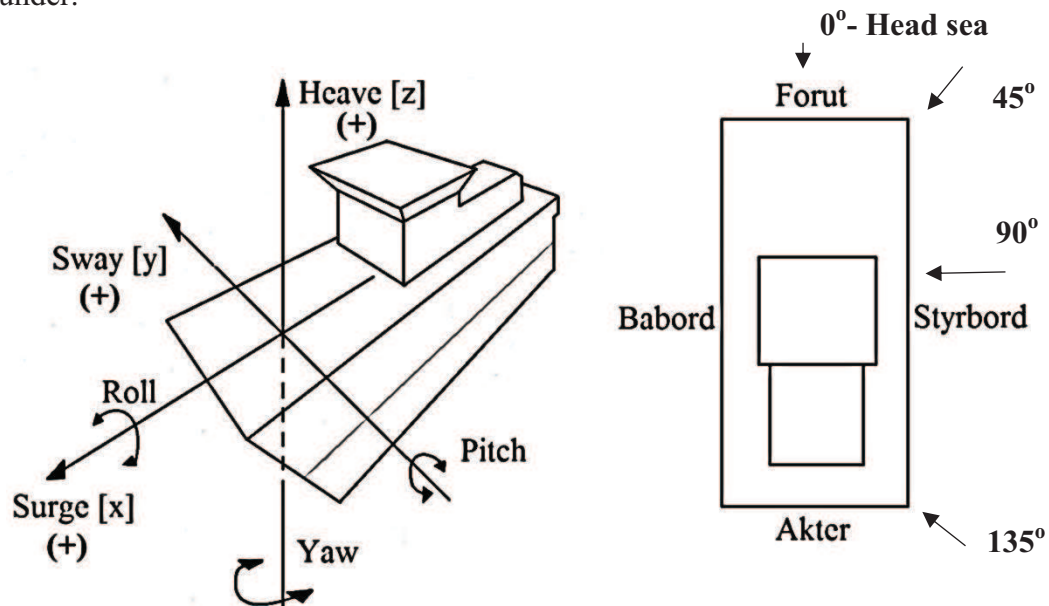
Her er en oversikt over prosesstrinnene som jeg følger gjennom masteroppgaven. Jeg skal kun være innom de to første fasene, siden det ikke vil være tilstrekkelig med tid til å gjennomføre en oppbygning av prototype. Etter endt fase nr. 3 og vellykket konsept kan det tas til en fjerde fase som jeg ikke har med, men som omhandler serie produksjon og optimalisering opp imot markedet.



Figur 16: Visualisering av prosesstrinnene.

2.14. Koordinatsystem

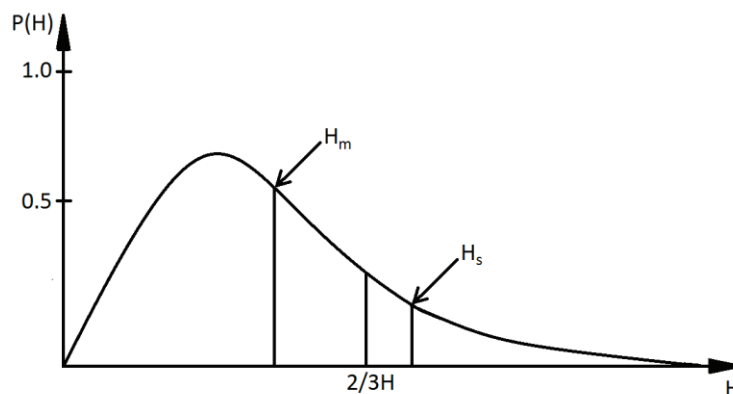
Et sjøsatt fartøy vil ikke ha noen fastholdte punkter og man må derfor ha det klart at det er snakk om seks frihetsgrader. I denne oppgaven henviser jeg til frihetsgradene, som vist i figuren under.



Figur 17: Til høyre er koordinatsystemet som blir brukt igjennom oppgaven, med begreper om bevegelse. Til venstre, oversikt over maritime betegnelser for fartøyet samt illustrasjon av bølge retning.

2.15. Signifikant bølgehøyde

En signifikant bølgehøyde er den høyden, som en trent observatør vil anslå da han/hun observerer sjøen. Det er denne høyden som blir lagt fram i havvarsler og den målingen, som blir benyttet, når man trenger informasjon om opptredende bølge høyder ute på åpent hav. [I.16]



Figur 18: Illustrasjon av signifikantbølgehøyde.

Matematisk sett er det gjennomsnittshøyden av den øvre tredjedelen av bølgemålingene som er gjort innenfor en tidsperiode på 20 minutter.

Dette betyr at de opptredende bølge mest sannsynlig vil ligge under den angitte høyde, men det kan også i noen tilfeller komme bølger som er godt over anslått høyde.

2.16.Symboler og enheter

Tabell 1: Symboler og enheter som er brukt i oppgaven.

Symbol	Betydning	Benevning	Enhet
F	<i>Kraft</i>	<i>Newton</i>	N
F_x	<i>Kraft i x-retning</i>	<i>Newton</i>	N
F_y	<i>Kraft i y-retning</i>	<i>Newton</i>	N
F_z	<i>Kraft i z-retning</i>	<i>Newton</i>	N
F_v	<i>Vertikal kraft</i>	<i>Newton</i>	N
F_H	<i>Horisontal kraft</i>	<i>Newton</i>	N
F_S	<i>Side kraft</i>	<i>Newton</i>	N
F_{BP}	<i>Kraft ifra vannjetten</i>	<i>Newton</i>	N
F_{RD}	<i>Kraft ved «Worse case»</i>	<i>Newton</i>	N
F_{Per}	<i>Kraft tilsvarende en person i hht DNV.</i>	<i>Newton</i>	N
F_f	<i>Friksjons kraft</i>	<i>Newton</i>	N
M_x	<i>Moment om en gitt akse x.</i>	<i>Newtonmillimeter</i>	Nmm
V_x	<i>Skjærkraft ved x.</i>	<i>Newton</i>	N
k	<i>Fjærkonstant</i>	<i>Newton/millimeter</i>	N/m
d	<i>Demperkonstant</i>	<i>Newton/meter/sekunnd</i>	N/m/s
μ	<i>Friksjons koeffisient</i>	<i>Dimensjonsløst</i>	-
Δ	<i>Fartøyets masse</i>	<i>Newton</i>	N
A_m	<i>Hydrodynamisk tilleggs masse</i>	<i>Newton</i>	N
v	<i>Hastighet</i>	<i>Meter/sekund</i>	m/s
v_x	<i>Hastighet i x-retningen</i>	<i>Meter/sekund</i>	m/s
r	<i>Retardasjon</i>	<i>Meter/kvadratsekund</i>	m/s ²
g	<i>Tyngdekraften</i>	<i>Meter/kvadratsekund</i>	m/s ²
m_{Per}	<i>Massen til en person</i>	<i>Kilogram</i>	kg
m_{Mat}	<i>Massen til et gitt materiale</i>	<i>Kilogram</i>	kg
ρ	<i>Tetthet</i>	<i>Kilogram/kubikkmillimeter</i>	kg/mm ³
E_k	<i>Kinetisk energi</i>	<i>Joule</i>	J
E_a	<i>Absorbert energi</i>	<i>Joule</i>	J
S	<i>Strekning</i>	<i>Meter</i>	m
dx⁰	<i>Endring på x-aksen ihht. globalt kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
dy⁰	<i>Endring på y-aksen ihht. globalt kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
dz⁰	<i>Endring på z-aksen ihht. globalt kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
dx^F	<i>Endring på x-aksen ihht. fender kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
dy^F	<i>Endring på y-aksen ihht. fender kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
dz^F	<i>Endring på z-aksen ihht. fender kor.sys.</i>	<i>Meter</i>	m
h	<i>Høyde ytre dimensjoner</i>	<i>Millimeter</i>	mm
h`	<i>Høyde indre dimensjoner</i>	<i>Millimeter</i>	mm
b	<i>Bredde ytre dimensjoner</i>	<i>Millimeter</i>	mm
b`	<i>Bredde indre dimensjoner</i>	<i>Millimeter</i>	mm
A`	<i>Gitte avstander i henhold til en gitt figur.</i>	<i>Millimeter</i>	mm
B`	<i>Gitte avstander i henhold til en gitt figur.</i>	<i>Millimeter</i>	mm
d	<i>Indre bolt diameter</i>	<i>Millimeter</i>	mm
D	<i>Ytrebolt diameter</i>	<i>Millimeter</i>	mm
R	<i>Radius</i>	<i>Millimeter</i>	mm
r_x	<i>Avstand x</i>	<i>Millimeter</i>	mm
X₀	<i>Tyngdepunkt relativt til x-aksen</i>	<i>Millimeter</i>	mm

t	<i>Tykkelse</i>	<i>Millimeter</i>	mm
x_x	<i>Avstand nr x i henhold til en gitt figur.</i>	<i>Millimeter</i>	mm
L	<i>Lengde i henhold til en gitt figur.</i>	<i>Millimeter</i>	mm
ΔL	<i>Endring av lengde</i>	<i>Millimeter</i>	mm
δ	<i>Delta (innbøyning) i henhold til en gitt</i>	<i>mm</i>	mm
δ''	<i>Krumning av bjelke ved gitt posisjon</i>	<i>Radianer</i>	
δ'	<i>Helning til bjelke ved gitt posisjon</i>	<i>Radianer</i>	rad
A_x	<i>Areal til et gitt område i en gitt figur.</i>	<i>Kvadratmillimeter</i>	mm ²
A_{tverr}	<i>Tverrsnitts areal</i>	<i>Kvadratmillimeter</i>	mm ²
I_{akse}	<i>Tregghetsmomentet om en gitt akse</i>	<i>Millimeter i fjerde potens</i>	mm ⁴
W_{akse}	<i>Motstandsmomentet om en gitt akse</i>	<i>Kubikmillimeter</i>	mm ³
σ	<i>Generell spenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
σ_s	<i>Skjærspenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
σ_b	<i>Bøyspenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
τ_{Tor}	<i>Torsjonsspenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
$\tau_{\text{Skjær}}$	<i>Torsjonsspenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
σ_f	<i>Flytspenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
$\sigma_{\perp b}$	<i>Normal spenning i sveis</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
$\tau_{\perp b}$	<i>Skjærspenning sveis</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
σ_{Bolt}	<i>Spenning i en gitt bolt</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
σ_{vm}	<i>Von mises spenning</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
$E_{\text{Mat.}}$	<i>Elastisitetens modulen til et gitt materiale</i>	<i>Newton/kvadratmillimeter</i>	N/mm ²
P_a	<i>Generert trykk</i>	<i>Pascal</i>	Pa
P_0	<i>Atmosfære trykk</i>	<i>Pascal</i>	Pa
H_s	<i>Signifikant bølgehøyde</i>	<i>Meter</i>	m
H_m	<i>Middel bølgehøyde</i>	<i>Meter</i>	m
C	<i>Konstant</i>	<i>Dimensjons løst</i>	-
ϵ	<i>Tøyning</i>	<i>Millimeter/millimeter</i>	mm/mm
ϵ_f	<i>Tøyning ved flyt</i>	<i>Millimeter/millimeter</i>	mm/mm
i	<i>Gjengelengde for bolt</i>	<i>Millimeter</i>	mm

2.17. Begreper

Begrep	Beskrivelse
Orthotropisk materiale	Styrken til material avhenger av belastnings retningen
Isotropisk materiale	Styrken til materiale avhenger ikke av belastnings retningen
IEC	International Electrotechnical Commision
DNV	Det Norske Veritas
[I.X]	Internett referanse nr.X
[S.X]	Bok/artikkel referanse nr.X
Vindturbin	Fagspråk for vindmølle
Fartøy	Større båt

3. PROSJEKTPLAN

Dette kapittelet tar for seg prosjektplanen for oppgaven samt målsetningene og en liste med begrensinger som er satt med tanke på begrenset tid for prosjektet.

3.1. Hovedmål

Utvikle et fendersystem for Wavecraft i henhold til nye krav for operativt servicevindu, med grunnlag i data fra småskala bassengtest og DNV-reglement.

3.2. Delmål

- *Kartlegge*
- *Kartlegge eksisterende løsninger*
- *Velge konsept*
- *Gjennomføre nødvendige håndberegninger*
- *Utarbeide CAD-modell*
- *Gjennomføre utmattings beregninger*
- *Ferdigstilt rapport*

3.3. Effektmål

Bidra til at Wavecraft kan gjennomføre service i henhold til nye krav for service operasjoner i offshore vindparker.

3.4. Tids- og arbeidsplan med milepæler

For å få en enda klarere inndeling av arbeidsoppgavene og semesteret, valgte jeg å dele arbeidsplanen opp i to bolker. Den første delen omhandler blant annet innhenting av informasjon, fastsette mål, start på rapportskrivningen samt kartlegging av aktuelle krefter og energimengder, med tanke på beregninger. Den andre delen tar for seg blant annet selve utviklingen av konseptet, ferdigstilling(CAD), vedlikehold og økonomi. Jeg har også valgt ut seks milepæler i tillegg til de to avsluttende fristene som er innlevering 15. Mai og muntligforsvaring som vil bli gjennomført i løpet av Juni.

Tabell 2: *Oversikt over milepælene i prosessen.*

Milepæler	Hva skal være gjort (ved slutten av angitt uke)
X1	<i>Kartlagt krefter</i>
X2	<i>Kartlagt eksisterende løsninger</i>
X3	<i>Konsept valgt</i>
X4	<i>Gjennomført nødvendige håndberegninger</i>
X5	<i>CAD-modell</i>
X6	<i>Kalkulert levetid</i>
X7	<i>Ferdigstilt rapport</i>

Tabell 3: Ganttdiagram, *Arbeidsplan del 1 – kartlegging.*

DEL 1 - Kartlegging	UKE										
Arbeidsoppgaver	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
<i>Innhenting av informasjon</i>											
<i>Angi hovedmål og delmål</i>											
<i>Disposisjon for arbeidet</i>											
<i>Skrive intro til fagfeltet</i>											
<i>Analyse av nedskalert test</i>											
<i>Dokumentere video analyser</i>											
<i>Sortere resultater</i>											
<i>Kartlegge krefter</i>										X1	
<i>Sette seg inn i DNV-reglement</i>											
<i>Rapportskriving</i>											
<i>Møter med Veileder</i>											
<i>Rapportering til Umoe Mandal</i>											

Tabell 4: Ganttdiagram, *Arbeidsplan del 2 – utvikling.*

DEL 2 - Utvikling	UKE												
Arbeidsoppgaver	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	24	
<i>Konseptdrøfting</i>					X2								
<i>Konseptutvikling</i>	X3				X4								
<i>Moddelere konsept</i>													
<i>Rendring</i>						X5							
<i>Levetid dokumentering</i>								X6					
<i>Rapportskriving</i>													
<i>Møter med Veileder</i>													
<i>Rapport til Umoe Mandal</i>													
<i>Gjennomlesning/redigering</i>												X7	
<i>Innlevering av rapport</i>													
<i>Framføring</i>													

3.5. Begrensinger

- Utrede for komposittmaterialer for energi absorpsjon (elastisk og plastisk)
- Struktur optimering
- Arbeidstegninger
- Innhenting av eksakte priser for innkjøpte komponenter
- Detaljert kostnadsanalyse
- Lage en nedskalert modell
- Prototype

4. AKSESSERINGS ANALYSE

Ved utarbeidelse av det nye fenderkonseptet, ble det nødvendig å se på tidligere bassengtester hvor en nedskalert modell, var plassert imot en vindturbin. Ut ifra videoer og logget data, blir det i dette kapittelet forklart og dokumentert framgangsmåten, samt hvilke størrelse orden av elementene som opptrer.

4.1. Test analyser

Umoe Mandal ved Øyvind Auestad har i samarbeid med Marintek og NTNU gjennomført en rekke tester i bølge basseng, med en nedskalert Wavecraft modell. Dette ble gjort i hovedsak for å verifisere reguleringsystemet som styrer løftevifter og spjellene. Det er gjennomført mange tester mot vindturbin i forskjellige bølge høyder og det er disse testene som er interessante i forbindelse med utarbeidelse av et fendersystem (se tabell 6).

4.1.1. Målet for videoanalysene

Jeg satte to mål for analysen, først og fremst for å finne ut hvilke hastigheter og krefter som ville opptre da servicefartøyet står imot vindturbinen under forskjellige forhold. Den andre hensikten var å sette opp gradering av fendersystemer med tanke på energi absorpsjon. Disse verdiene skulle videre da brukes til å anslå hvilke type fendersystem som måtte benyttes i forhold til hvor store påkjenningene er i det gitte området hvor servicefartøyet er tenkt å operere. Denne inndelingen kan bidra til besparelse av unødig utsyr i et område hvor de signifikante bølge høydene er på 1,5m slik at man ikke har behov for det samme systemet som i et område hvor bølgehøyden er 2,5m.

4.1.2. Litt om testen

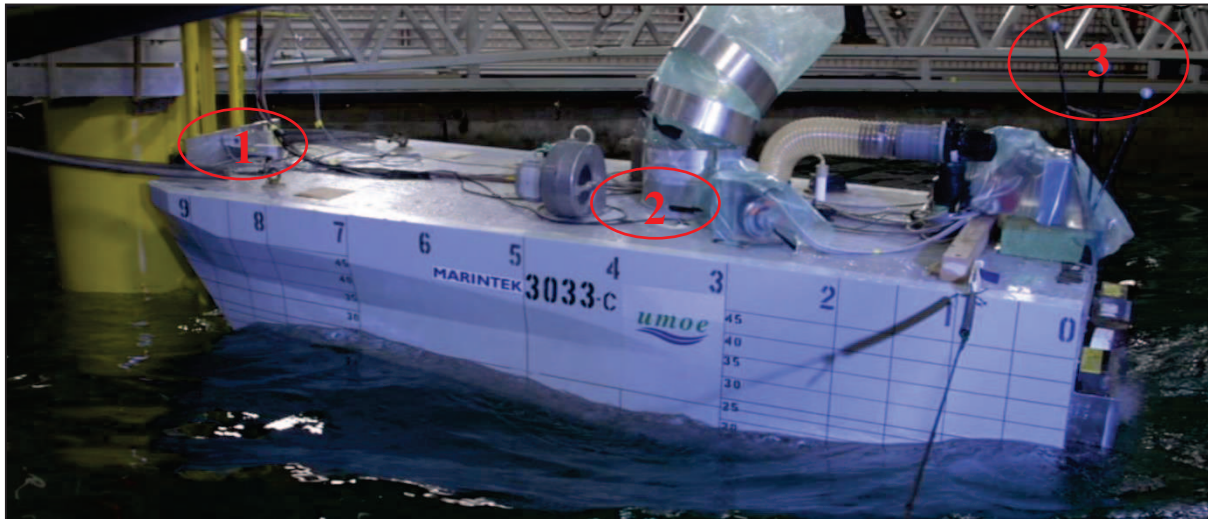
Test modellen som er benyttet er nedskalert med en faktor $N = 8$ hvilket betyr at geometrien til modellen er en åttende del av fullskala. Testmodellen har en lengde på 3m, en bredde på 1.25m og en høyde på 0.68m. Omregnings reglene, som er benyttet i analysen og beregninger er gitt i tabell 5.

Tabell 5: Oversikt over omregningsformler for skalering av modell tester.

Betegnelse	Omregnings formel
Lengde	$l_F = N \times l_m$
Masse	$m_F = N^3 \times m_m$
Tid	$t_F = \sqrt{N} \times t_m$
Fart	$v_F = \sqrt{N} \times v_m$
Akselerasjon	$a_F = a_m$
Krefter	$F_F = N^3 \times F_m$
Areal	$A_F = N^2 \times A_m$

Modellen som ble benyttet i testene var, i tillegg til motorkraft og reguleringsystemer, utstyrt med sensorer som logget bevegelsene til modellen relativt til et koordinatsystem på bunnen av test bassenget. Sensorene som måler heave, surge og sway, er montert bak på modellen, som vist i figur 22, men verdiene er transitert til baugen. Dette betyr at verdiene som blir logget er bevegelse til baugen og ikke ved sensorene. Det er også en kraftsensor i fronten som

måler horisontale og vertikale krefter ved innslag imot vindturbinen, og i tyngdepunktet er det en sensor som måler pitch- og yaw- bevegelsene til fartøyet.



Figur 19: Test modellen, 1 Fender med vertikal og horisontal kraftsensor, 2: Pitch måler (i tyngdepunktet), 3: Sensorer for måling av heave, surge og sway.

Testene er også delt inn i to forskjellige bølge tilstander med hensyn på hvilke bølge sykluser bølgemaskinen produserte. Det er to typer hvor den ene er «regulære» og den andre er «irregulær» bølger. Regulere bølger er et tilfelle hvor bølge maskinene produsere nærmest identiske bølger over den gitte testperioden noe som ikke gjenspeiler virkeligheten veldig godt. Derimot er irregulære bølge sykluser det tilfelle som er mest aktuelt og se på siden, dette gjenspeiler et realistisk bølgespekter som opptrer i sjøen. Det irregulære spekteret er basert på statistiske målinger som gir en signifikant bølge høyde. Dette er basert på målinger som er gjort ute på sjøen.

I utgangspunktet så jeg for meg at «head sea» ville være det tilfellet som ville føre til de største påkjenningene, ettersom skyv kraften i bølgene virker direkte motsatt av vannjettene. Denne påstanden var ikke noe jeg hadde nok grunnlag til å argumentere videre for, så jeg tok også med noen tester hvor bølgene kom inn fra hhv. 45, 90 og 135 grader relativt til fartøyets lengde retning.

4.1.3. Analysen

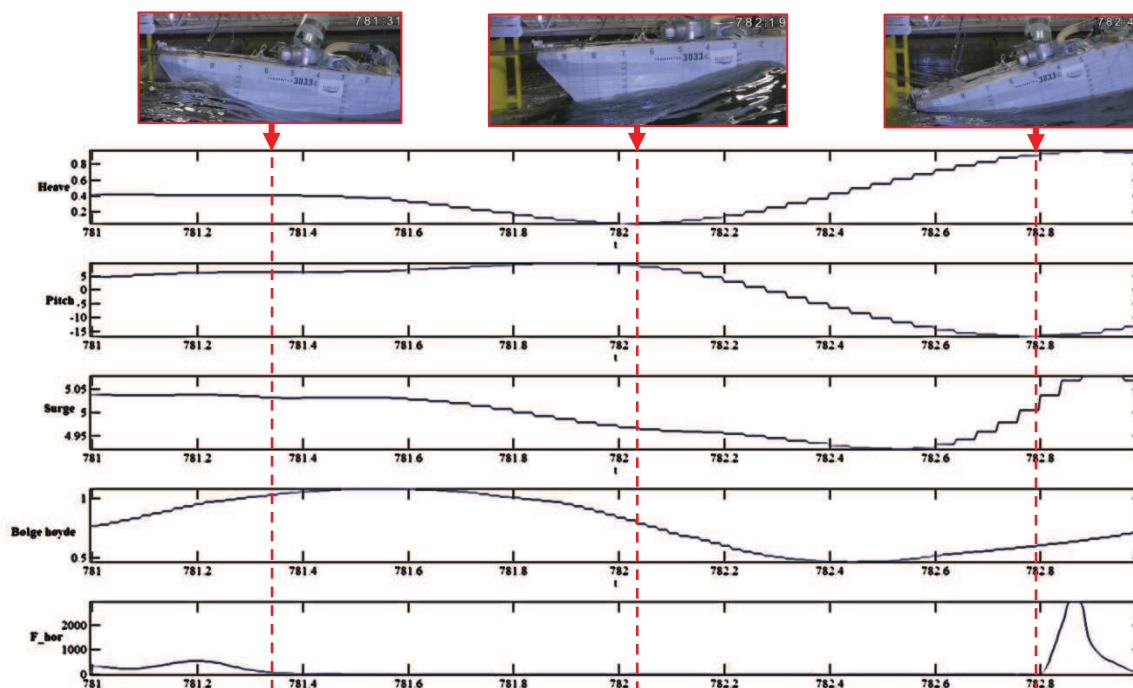
I forbindelse med analysen, har jeg samlet dataene sammen i en tabell som gir en ryddig oversikt over de testene som jeg har analysert i forbindelse med å kartlegge dimensjonerende rammebetingelser.

Se Tabell 6 på neste side.

Tabell 6: Test oversikt. I-testene er gjennomført med en nyere modell F-testene er i samme skala, men gjennomført med en enklere modell.

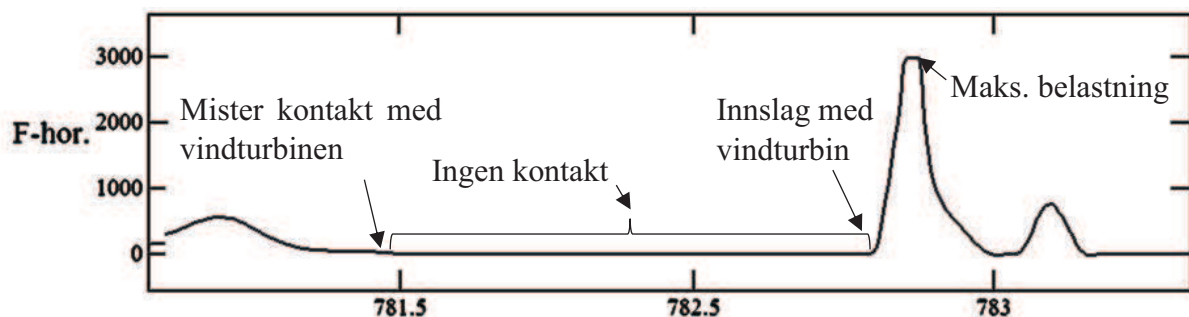
Test nr.	Type	H _s [m]	Periode [s]	Retning [deg]
I002	Irregulær	2.5	8	0
I004	Irregulær	2	7.5	0
I005	Regulær	1.6	4.5	0
I009	Regulær	3.2	8.5	0
I019	Irregulær	2	7.5	45
I021	Irregulær	2	7.5	45
F039	Irregulær	2	7	90
F040	Irregulær	2.5	8	90
F041	Irregulær	1.5	7	90
F048	Irregulær	1.5	7	135
F049	Irregulær	2	7.5	135

Et Matlab script skrevet i forbindelse med testene som er gjennomført av UMOE Mandal og Marintek er brukt for å hente ut loggede test dataer. Dette scriptet, gjør det enklere å tolke loggfilene til alle de forskjellige testene ved at dataene blir plottet i et posisjons-tids diagram.



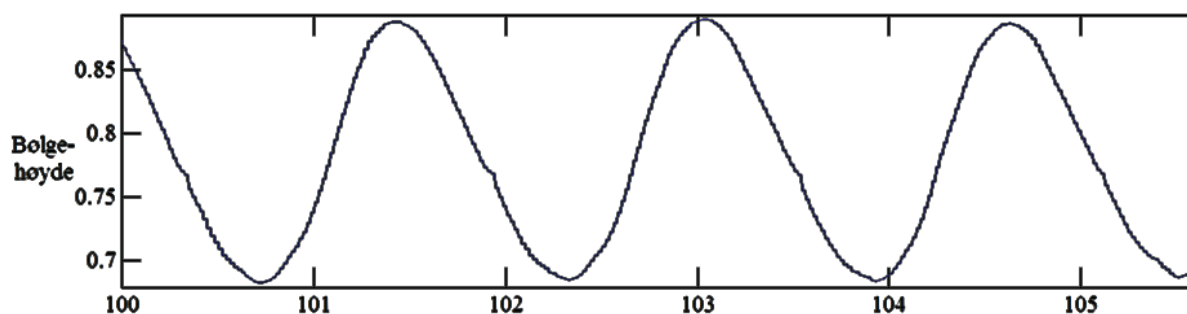
Figur 20: Figuren viser et eksempelplott av en test hvor det er etterspurt, Pitch, Surge, Bølg høyde og horisontal kraft. Den første linjen fra venstre indikerer øyeblikket, hvor fartøyet mister kontakt. Den neste linjen indikerer den maksimale avstanden fartøyet, sek skjøvet vekk fra vindturbinen og den siste linjen markerer når fartøyet igjen treffer vindturbinen. Det er differansen mellom de to siste punktene som senere blir illustrert av vektorer.

De største kreftene oppstår som forklart i avsnitt 1.5 når fartøyet mister kontakt med turbinen og påfølgende krasjer inn som resultat av samspillet mellom kraften ifra vannjettene og motvirkende bølgekraft. For å finne de relevante tidsintervallene hvor dette oppstår, valgte jeg å studere kraftsensor målingene. På kraftsensoren er det montert en gummi kloss for å oppnå friksjon imot vindturbinen, men denne klossen tar opp mye av kreftene som faktisk virker ved sammenstøt. Dette betyr at målingene ikke er i tråd med de faktisk opptredende kreftene, noe som betyr at disse verdiene ikke kan benyttes i forbindelse med dimensjonering av et nytt fendersystem uten å ta hensyn til dempnings fjæring og dempnings koeffisienten som spiller inn. Målingene gir derimot et veldig klart bilde av fartøyets bevegelser i forhold til vindturbinen. Hvis sensoren på et tidspunkt ikke måler noen kraft, men så får et påfølgende større innslag sammenlignet med normalen, betyr det at fartøyet har mistet kontakt med turbinen. Dette vil være et interessant område å se nærmere på med tanke på endringer som skjer i forhold til de opptredende hastighetene som bidrar til det økt utslag på kraftsensoren, se figur 24.

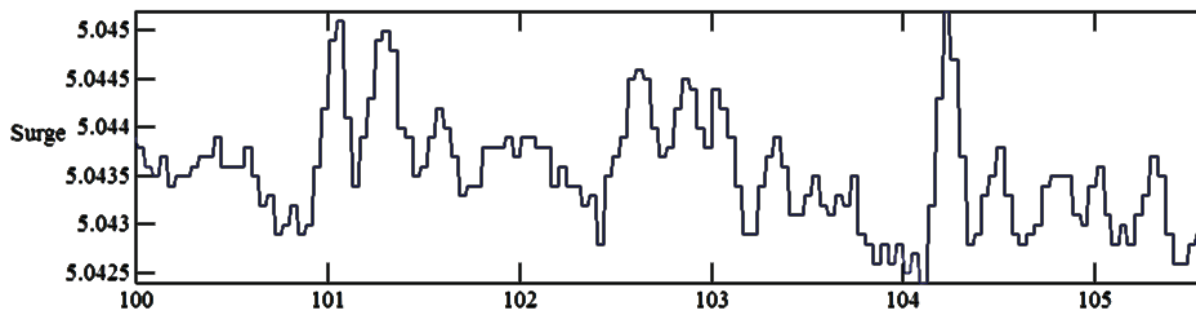


Figur 21: Illustrasjon av et glipp i kontakt mellom vindturbin og fender.

Analysen startet med å se på de regulære testene I005 og I009 som hadde en bølge høyde på hhv. 1.6m og 3.2m. Plottene ifra I005 viste ikke noen betydelige utslag i forhold til forflyttinger, se figur 26. I009 mistet heller ikke kontakten med turbinen, men gled gradvis oppover og ble liggende veldig høyt. Siden fartøyet opprettholder kontakten imot vind turbinen i begge disse tilfellene, er det ikke nødvendig å gå dypere i detalj. Dette fordi det antakelig vil oppstå større påkjenninger i testene hvor det er kjørt irregulære bølgesykluser.

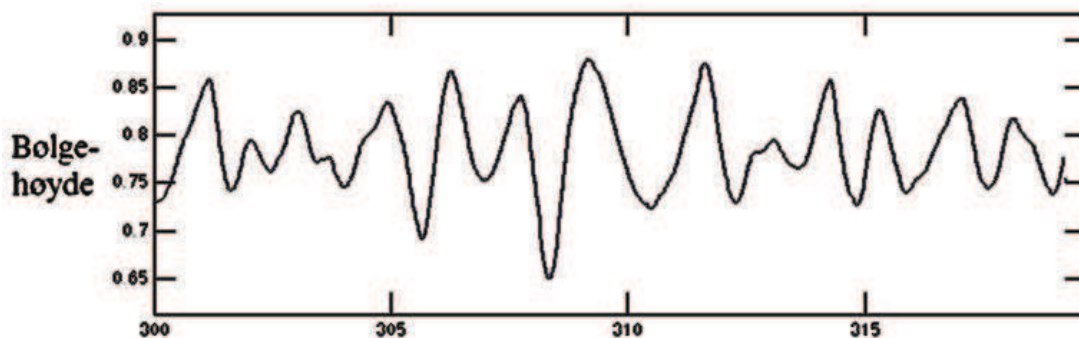


Figur 22: Illustrasjon av regulære bølger

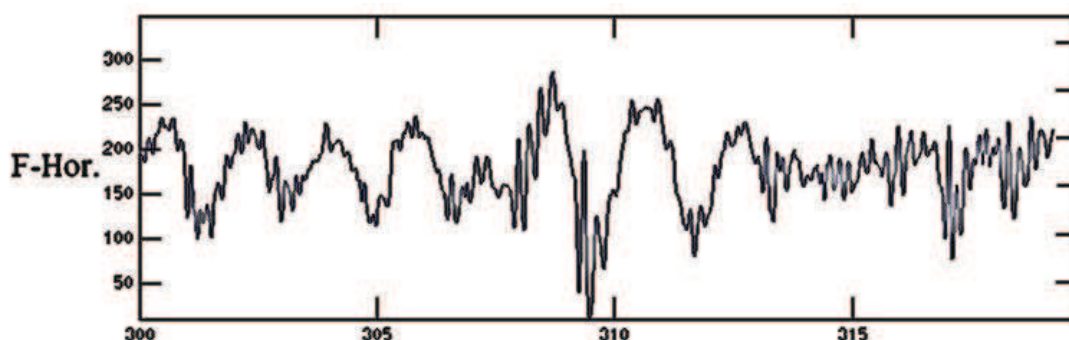


Figur 23: Illustrasjon av surge bevegelser i forhold til regulære bølger som illustrert i figur 25, x-aksen er tid[s] Differansen i maks og min utslag er så liten, at det ikke kan betegnes om noe glipp (differansen skyldes variasjon av fender kompresjon(gummi-elementet).

Ved irregulære tilstander kan det oppstå bølge høyder som er det dobbelte av den anslåtte høyden. Dette medfører åpenbart mye større utslag i forhold til påkjenninger og vil dermed være essensielt å ta med i betraktning når man skal utarbeide grenser for de forskjellige fendernivåene. Fartøyet kan for eksempel operere som ønsket i løpet av en regulær bølgesyklus som er satt til høyde på 2 m, men man skal operere i et intervall som er satt etter signifikante målinger hvilket betyr at større bølger må tas med i betraktning se figur 27.



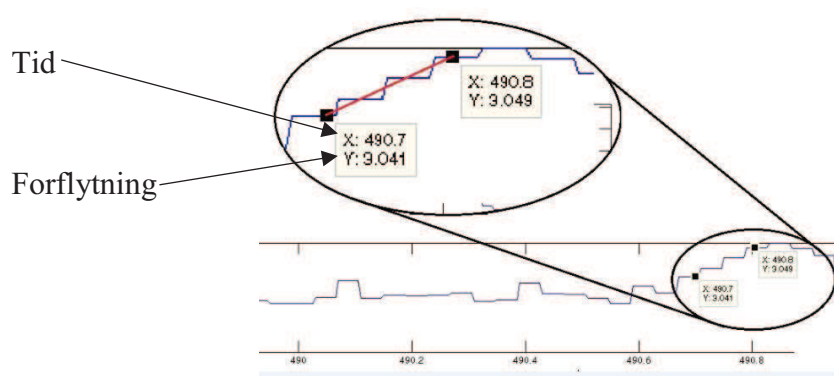
Figur 24:Illustrasjon av irregulære bølge høyder.



Figur 25:Illustrasjon av opptredende krefter i forhold til bølger som vist i figur 26.

Siden de faktisk opptredende kreftene ikke er målt, velger jeg å bruke opptredende hastigheter for å beregne den kinetiske energimengden som fartøyet har ved kollisjon. Dette gjøres ved å se på endringene i surge-, heave- og sway-plottene for et gitt tidsrom før

kollisjon. Metoden for dette er som vist i figur 26. Antar en lineær endring mellom to punkter og finner da forflytning relativt til tiden.



Figur 26: Illustrasjon av fremgangsmetode for å finne endringer relativt til tid.

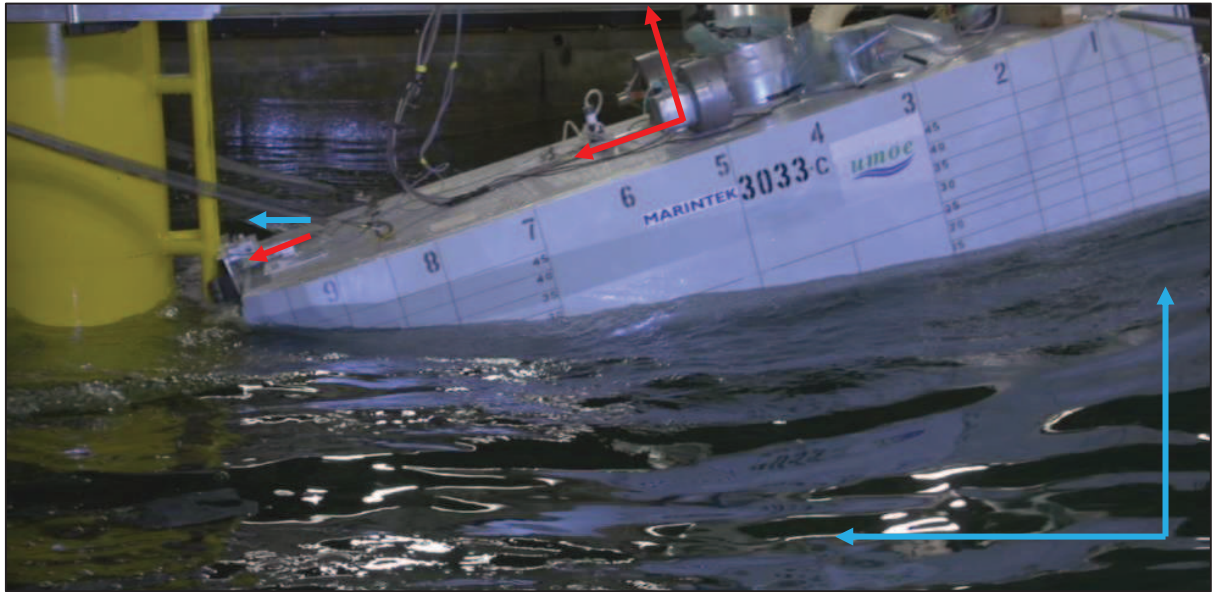
Forflytningene om disse tre aksene danner til sammen en resultantvektor, som i mange tilfeller vil være den rette å bruke ved videre beregninger av opptredende hastighet og kinetiskenergi i slike tilfeller.

Ved å benytte likning 1.2. kan den kinetiskenergi ved innslag skrives som:

$$E_k = \frac{1}{2} (\Delta + A_m) \times \left(\sqrt{\frac{dx^2}{dt} + \frac{dy^2}{dt} + \frac{dz^2}{dt}} \right)^2 \quad 4.1$$

For å forenkle tilfellet, betrakter jeg kontakten mellom, fartøyet og vindturbinen, som et glidende opplager hvor det kun tas opp en begrenset mengde vertikale krefter, som avhenger av friksjonskoeffisient mellom fender og vindturbin. Dette betyr at vertikale krefter, som er større enn friksjonskraften, ikke vil bli overført, men kun medføre til ytterlige vertikal bevegelser som eventuelt blir motvirket av oppdriftskreftene.

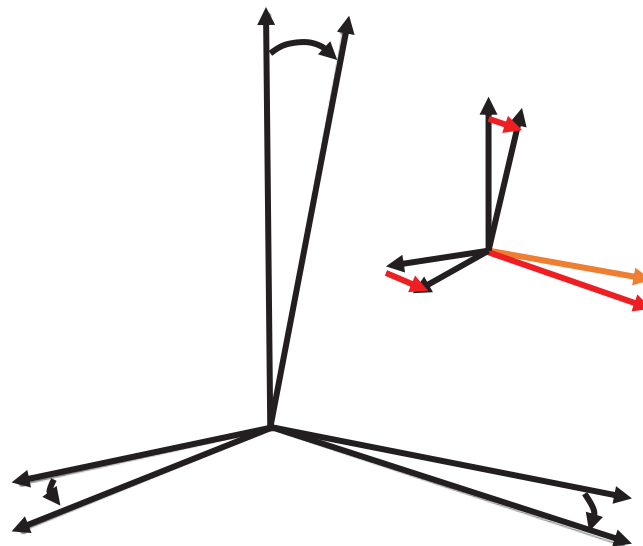
Dette betyr at det er de horisontale forflytningene relativt til fartøyet sin lengde retning, som skal ligge til grunn for videre beregninger. Disse vil igjen ligge til grunn for dimensjonering av et nytt fendersystem. Forflytningene av baugen, er som forklart i avsnitt 4.1.2. relativt til et koordinatsystem på bunnen av bassenget, vektorene må derfor transitteres til et koordinatsystem på fartøyet. Disse forflytningene kan beskrives som vektorer som illustrert i figur 30. Den blå vektoren er resultat av målingene, mens den røde vektoren er den transitterte og den som vil legge grunnlaget for videre beregninger av hastigheter og opptredende energi mengder.



Figur 27: Illustrasjon av transittering av koordinatsystem.

Siden fartøyet har en dreining om y-aksen (pitch) og z-aksen (yaw) vil man også trenge forflytningene av heave og sway for å finne den nye horisontale forflytningen relativt til fartøyet lengde retning. Dreining om x-aksen (roll) er veldig liten og er derfor, ikke er tatt med i betraktning.

Den transitterte x-aksen finner man ved å ta hensyn til både pitch, yaw samt y- og z-aksen. For flytningen, altså resultant vektoren går i samme retning, som dreining av både pitch og yaw. Dette betyr at forflytningen langs x-aksen relativt til fartøyet, vil være lengre en i forhold til det globale koordinat systemet, se figur 31.



Figur 28: Illustrasjon av transitteringen, den oransje vektoren illustrerer den loggede forflytningen relativt til koordinatsystemet på bunnen av bassenget. Ved transittering kommer det også et bidrag fra z- og z-aksen, illustrert av to mindre røde vektorer. Summen av disse gir den reelle forflytningen av fartøyet relativt til et koordinatsystem ved fartøyets posisjon.

Transitteringen av forflytningen i x-retningen som vist i figur 31, er gitt ved:

$$dx^0 = (\cos(\varphi) * (dx^F * \cos(\theta)) + (dy^F * \sin(\varphi)) + (\cos(\varphi) * (dz^F * \sin(\theta))) \quad 4.2$$

For å finne den transitterte y-aksen, gjelder samme fremgangsmåte, men i motsetning til x-aksen. Bidragene fra de to andre aksene er negative i forhold til y-aksen. Dette betyr at den sideveis horisontale forflytningen relativt til fartøyets posisjon er mindre enn hva målingene er, relativt til det globale koordinatsystemet. Framgangs metoden for endring i x- retningen gir følgende for endring i y-retningen:

$$dy^0 = (dy^F * \cos(\theta)) - (\sin(\varphi) * (dx^F * \cos(\theta)) - (\sin(\varphi) * (dz^F * \sin(\theta))) \quad 4.3$$

Den horisontale transitteringen er også motsatt rettet, men er ikke avhengig av dreiningen om sin egen akse hvilket betyr at det kun er x-aksen som vil bidra med et negativt tillegg.

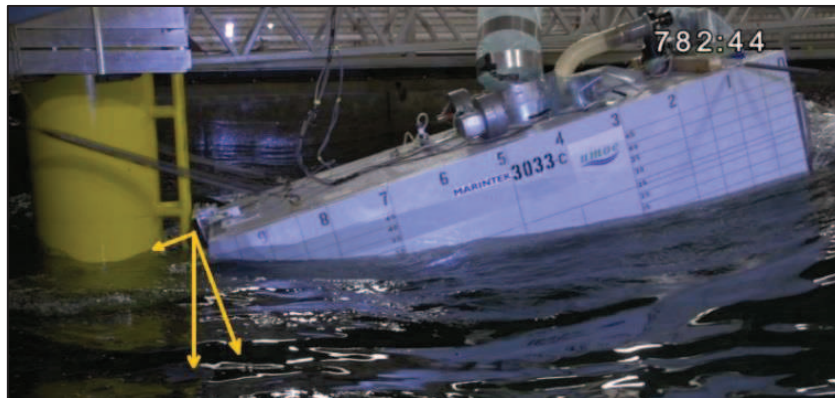
$$dz^0 = (dz^F * \cos(\theta)) - (dx^F * \sin(\theta)) \quad 4.4$$

$$dz^0 = (dz^F * \cos(\theta)) - (dx^F * \sin(\theta)) \quad 4.5$$

Transitteringen kan sammensatt representeres ved en 3x3-matrise.

$$\begin{bmatrix} dx^0 \\ dy^0 \\ dz^0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta)\cos(\varphi) & \sin(\varphi) & \sin(\theta)\cos(\varphi) \\ -\cos(\theta)\sin(\varphi) & \cos(\theta) & -\sin(\theta)\sin(\varphi) \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} dx^F \\ dy^F \\ dz^F \end{bmatrix} \quad 4.6$$

Med hensyn på disse betraktningene ble det gjennomført en analyse av alle de irregulære testene som er listet i tabell 6.



Figur 29: Illustrasjon av hastighets vektorer ved test I002.

Relevante opplysninger ved gitte tidsintervaller ble notert og en samling av disse er beskrevet under det neste avsnittet som omhandler resultatene i fra analysen.

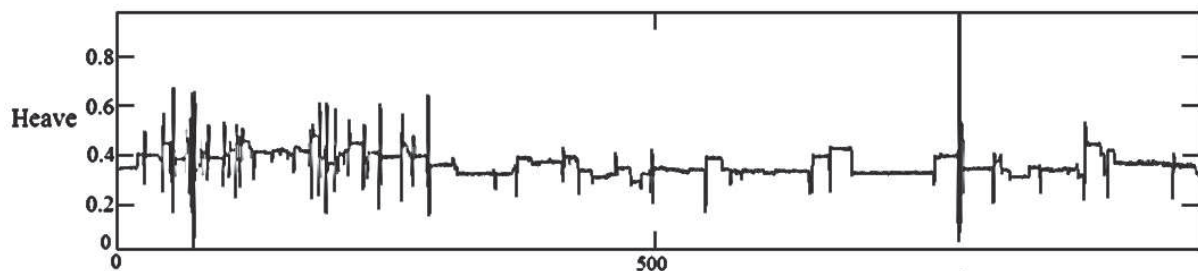
3.4. Resultater

Tabellen nedenfor (tabell 7) gir en oversikt over de essensielle faktorene, som virker inn under bestemte tidsintervaller ved gitt test. Disse verdiene danner grunnlaget for konseptdrøftingen og konseptutviklingen som dokumenteres i henholdsvis kapittel 5 og 7.

Tabell 7: Resultater fra videoanalysene.

ID – tid [s]	B. høyde [m]	Surge [m]	Heave [m]	V _x [m/s]	E _k [j]	S.lengde[m]
I002-782,8	4,9	0,52	3,08	1,43	122,28	0,42
I002-1151,3	4,4	0,52	4,87	1,20	90,84	0,31
I002-921,2	4,1	0,22	1,07	0,34	6,80	0,02
I004-1616,0	4,4	0,18	1,29	1,03	63,45	0,22
I004-1050,0	3,8	0,08	0,54	0,18	2,00	0,01
I004-676,3	3,3	0,03	0,24	0,26	3,98	0,01
I004-945,8	3,7	0,19	0,79	0,52	16,20	0,06
I004-411,6	3,4	0,09	0,03	0,49	14,50	0,05
I019-427,3	3,9	0,18	0,42	1,63	158,66	0,54
I019-368,4	3,0	0,21	0,11	0,53	16,71	0,06
I021-677,4	3,2	0,14	0,14	0,75	34,00	0,12
F039-684,0	2,2	0,18	0,13	0,24	3,153	0,01
F049-1020,3	2,2	0,20	0,59	1,60	153,85	0,52
F049-490,8	0,8	0,06	0,09	0,63	24,03	0,08

Som vi ser ut ifra tabell nr. 7, er det i test I019 ved $t = 427,33$ den største horisontale hastigheten oppstår. Dette er et tilfelle hvor bølgene kommer inn 45 grader på i forhold til fartøyets langsgående-horisontale akse, altså inn på siden-forut. Dette avviker noe fra hva jeg antok før analysene, hvor jeg hadde sett for meg at tilfellene rett imot ville gi de største hastighetene. For samme bølgehøyde er det et tilfelle hvor bølgene kommer inn 135 grader på som gir den nest største hastigheten. Dette tilsier at fartøyet er mer sårbart når sjøen kommer inn skrått, ifra siden, sammenlignet med når sjøen kommer rett imot. For å oppnå de omtrentlig samme hastighetene når sjøen kommer rett på, må man opp i bølgehøyde. I test I002 oppstår det store bølger som forårsaker store forflytninger, både horisontalt og vertikalt. Et plott av heave posisjonene under I002 viser at det oppstår veldig mange tilfeller, hvor fartøyet mister kontakten med vindturbinen, se figur 33.



Figur 30: Første halv del av test I002 (1000 sekunder nedskalert). Utslagene indikerer forflytninger av baugen på fartøyet i vertikal retning, hvilket indikerer at fenderen mister kontakt. Scala 1:8 m

Antall bølger over 4m er mye større i test I002 sammenlignet med test I004 hvor det bare er en over 4m, se tabell 7. Ut ifra videoanalysene ser det ut til at bølger over fire meter tar opp all plassen i det avgrensede volumet mellom skrogene til fartøyet (se figur 32) og tvinger hele fartøyet i vertikal retning. Dette betyr at det ikke vil være mulig for fartøyet å stå imot

vindturbinen ved gjentakende bølger over 4m, med mindre den er fast innspent. Jeg valgte derfor å sette øvre grense for systemet jeg skal dimensjonere til en signifikant bølge høyde på 2.0m.

Ut i fra analysen som er gjort har jeg satt opp en nivå inndeling av fendersystemer i henhold til hvor mye energi som må tas opp. Nivå to representerer det systemet som er tenkt for Wavecraft under den krav spesifikaasjon som er satt av Umoe Mandal. Nivå 1 representerer et lettere system som vil ta opp mye mindre energi, mens nivå 3 representerer et system som er kraftigere enn nivå 2.

Over det tredje nivået, ved for eksempel en signifikant bølge høyde på 3m, kan det oppstå bølger opp imot 6m. I slike forhold vil ikke Wavecraft sin klasse som er opp til 24m og ikke ment til å operere imot en vindturbin under de forholdene og det er derfor heller ikke gjennomført noen tester med signifikant bølgehøyde over 2.5m.

Tabell 8: Nivå klassifisering av fendersystemer med hensyn på signifikant bølgehøyde. Verdier for arbeidsvei, er avrundet i konservativ retning, det vil si oppover, og derav energi mengdene også avrundet til nærmeste hele.

Klassifisering	H _s (retning)	E _{k, MAX} [j]	r [m/s ²]	Arbeidsvei [m]
Nivå 1	2 m (45 grader)	160000	0.5 * 9.81	0,55m
Nivå 2	2,5 m (0 grader)	90000	0.5 * 9.81	0,35m
Nivå 3	2 m (0 grader)	65000	0.5 * 9.81	0,25m

I tillegg til kartleggingen av hastigheter har det også kommet opp noen andre momenter som vil være hensiktsmessig å ta hensyn til ved dimensjoneringen. Det er åpenbart at god friksjon, vil være nødvendig. Men i noen tilfeller under testene hvor bølgene kommer inn ifra siden, blir fartøyet dratt ut og til siden. Da det kommer i kontakt med turbinen igjen, legger fenderen seg mot et av stål rørene og ikke mellom. Ved utvikling av ny fender vil det være hensiktsmessig å se på en løsning for å unngå dette, ved for eksempel å minske friksjonen på midten slik at den vil gli på plass.

Det er ikke alltid glippene mellom turbinen og fartøyet blir så store, men kun overvinner friksjonskraften slik at fartøyet sklir vertikalt langs stålrørene. Dette vil være en farlig situasjon og man vil ikke kunne gjennomføre transitt. Det vil derfor være hensiktsmessig å se på en mulighet for å øke friksjonen betraktelig, slik at antall vertikale forflytninger reduseres.

Som forklart tidligere oppstår det også mange glipp med forflytning i surge, vekk far turbinen, dette med i likhet med heave forflytningene, gjør det ikke er mulig å gjennomføre transitt. Jeg mener derfor at det bør sees på en løsning, hvor fartøyet låser seg til turbinen slik at avstanden mellom fenderen og vindturbinen ikke endres, noe som også vil kunne bidra til å redusere heave forflytninger.

5. PRODUKTSPEISIFISERING

I dette kapittelet spesifiserer jeg rammer for det nye fenderkonseptet. Dette gjøres for å lettere kunne gjennomføre en konseptutredning, ved at men da vet hva som er maks og minimums grenser for forskjellige aspekter av systemet. Det er også redegjort for regelverket som må følges ved dimensjonering av systemet.

5.1. Vekt

Som nevnt under avsnitt 1.5, så er det mange eksisterende systemer som er veldig store og antatt tunge. For fartøyet Wavecraft i sin helhet, er det viktig at fendersystemet ikke blir for tungt og at det ikke tar opp for mye plass på dekk. Dette er fordi økt vekt vil redusere laste evne hastighet og en økning av drivstoff utgifter.

Drivstoff utgiftene til fartøyet er estimert til være 1000-1500 € per dag.[S.2] Fartøyet skal kunne operere 90 % av dagene i året. Antar 1250 € per dag i 329 dager hvilket gir e utgift på 411 250 euro, antar videre en kurs på 8kr/euro som gir 3,29milloner NOK per år. Vekt besparelsen er videre estimert til å være, bespart vekt/totalvekten til fartøyet, dette betyr at et 500kg lettere system vil kunne redusere årlige utgifter med 0.5 % hvilket tilsvarer 16450 NOK per år og ca. 329000 NOK for hele levetiden på 20 år.

Tabell 9, gir en grov oversikt over vekten til et fendersystem som en dansk kontakt til Umoe Mandal har lagt fram med hensyn på Wavecraft. Etter samtale med ansatte ved Umoe Mandal har jeg kommet fram til at ytterligere 1000 kg kan legges til i tillegg til de 1530 kg som er opplyst i tabell 9. Dette er for å kunne laget et system som kan gjøre det mulig å ta opp mer energi enn en tradisjonell gummi fender. På grunnlag av dette ble det satt en grov ramme på ca. 2500 kg for et komplett system. Det er viktig å merke seg her at energi absorpsjon er det viktigste, så ytterlig vekt kan komme å bli lagt til om det vil vise seg å være nødvendig for at systemet skal kunne fungere optimalt, men om det lar seg gjøre bør systemet være så lett som mulig.

5.2. Kostnad

Fendersystemet vil etter all sannsynlighet ikke bli noen betydelig del av total summen til fartøyet, men kostnadene skal ikke av den grunn, bli større enn nødvendig. Det er derfor et viktig punkt med tanke på å sette en ramme rundt prosjektet. Fra Umoe Mandal her jeg mottatt data som ligger til grunnlag for den økonomiske analysen.

Tabell 9: *Kostnads oversikt over gummi komponenter (Dansk leverandør til Umoe Mandal)*

Beskrivelse	Antall	Vekt kg	Material kostnad	Total kostnad
Baug fender - midt	1	1 250	246 114 NOK	246 114 NOK
Baug fender - hjørner	2	230	63 162 NOK	126 324 NOK
Baug fender - nese	1	50	21 780 NOK	21 780 NOK
SUM	4	1530	-	394 218 NOK

Gummi komponentene gir en total kostnad på 394 218 NOK, men det vil også, mest sannsynlig innebære andre materialer eller komponenter, ettersom gummi alene ikke klarer å oppnå kravene som er satt til retardasjon og reduksjon av krefter.

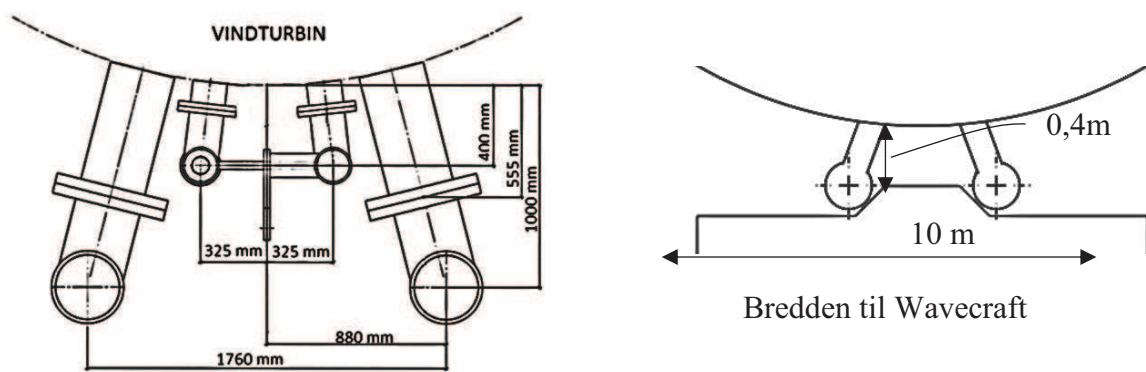
Etter samtale med Umoe Mandal ble det klart at det også kan innebære ekstra komponenter, som andre typer materialer, mekaniske løsninger og/eller et fjærings- og dempingssystem. Dette ble grovt anslått til ca. 350 000 NOK, noe som betydde at kostnadsrammen for et komplett system ble satt til ca. 750 000 NOK.

5.3. Klimatiske forhold

Dette er et spesielt viktig punkt med tanke på utvikling av nytt fendersystem. Systemet vil bli stående ute året rundt, hvilket betyr at det hele tiden, vil bli utsatt for påkjenninger i tillegg til normale service belastninger. Dette er faktorer som vann is og snø hvilket kan påvirke funksjonalitet og temperatur svingninger, hvilket kan endre material egenskapene, noe som kan være kritisk ved spesielt lave temperaturer hvor typisk stål kan bli sprøere og gå lettere/raskere til brudd.

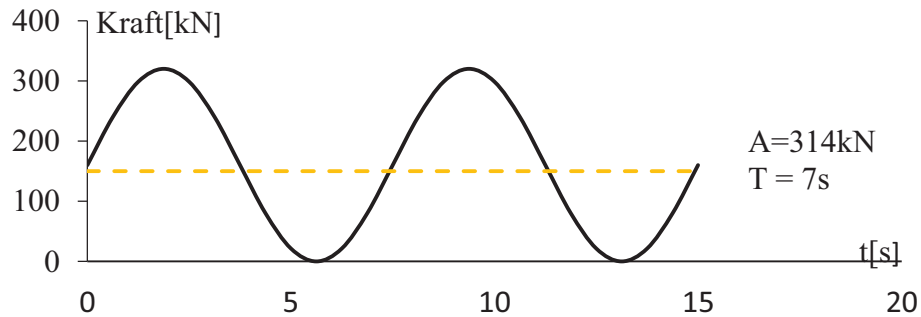
5.4. Metriske grov- og grensespesifikasjoner

Figur 18 og 19 viser de ytre dimensjonene til landings sonen for service fartøy på en offshore vindturbin. Disse målene vil under konseptutviklingsfasen være med på å styre dimensjonene på fendersystemet. I Figur 19 er det satt en minimums avstand mellom fender og stige som ikke må overskride selv under kompresjon av fender. Denne sikkerhets avstanden er satt med hensyn på sikkerheten til servicepersonell, slik at dem ikke skal komme i klem mellom fender og stige.



Figur 31: Dimensjoner til en aktuell vindturbin. Bredden mål på Wavecraft og sikkerhetsmål mellom fender og stige.

Når service fartøyet har lagt seg inntil vind turbinen, vil kapteinen sette på all motor kraft. Dette tilsvarer et skyv på 32 tonn som er tilnærmet 320KN.



Figur 32: Svingninger av horisontale krefter.

Tabell 10: Metriske grensespesifikasjoner.

Input data	Min	Max
Vekt	500 kg	2500 kg
Bredde	2000 mm	100000 mm
Lengde	500 mm	-
Høyde	300 mm	-
Typisk horisontal fartøyshastighet:	≤ 0.50 m/s	0.50 m/s
Worse case horisontal fartøyshastighet:	0,50 m/s	1,63 m/s
Krav til retardasjon	0.25 g	0.60 g
Arbeidsvei	170 mm	1630 mm
Varierende krefter i x-retningen *	0 kN	314 kN
Varierende krefter i y-retningen**		100 kN
Kinetisk energi	2 kJ	166 kJ
Maksimalt opptredende kraft***	-	6MN

*Se figur 30.

**Gitt i avsnitt 5.4.2.3.

***Gitt i avsnitt 5.4.2.2.

5.5. Regelverk

Ved dimensjonering av nye konstruksjoner er det i de fleste tilfeller utarbeidet regelverk og retningslinjer som må følges ved utarbeidelse av et nytt produkt. Dette er spesielt fordi man skal unngå ulykker som resultat av under dimensjonerte konstruksjoner eller feil bruk, men også for å gjøre det mulig å forsikre produktet.

5.6. Bakgrunnen for regelverket

På 1800-tallet var det mye skipstrafikk og det ble bygget mange skip for å kunne imøtekomme den store transport etterspørselen til sjøs. For verftene førte dette til store investeringer, noe som måtte beskyttes. Investorer trengte en forsikring om at skipene var konstruert på en måte som gjorde at dem ville kunne operere under gitte forutsetninger over en bestemt tid. Det Norske Veritas ble grunnlagt i år 1864 som et resultat av dette, og hadde som mål å taksere og klassifisere norske skip på en rettmessig måte. Et slikt system gjorde

det mulig for investorer å støtte opp om verftene, og det ble videre en økning av kvalifiserte skip.[I.17]

Gjennom det neste år-hundretallet skjedde det en stor utvikling i DNV- og det ble mot midten av 1900-tallet fokusert mer på utarbeidelse av tekniske beregninger forbindelse med verifisering av skip. På 70-tallet når oljeeventyret startet var DNV sentral ved ettersyn av alle konstruksjonene og den første organisasjonen til å komme med verifisering av rørledninger til bruk for transport av olje og gass.

De har også hatt samarbeid med Germanischer Lloyd (GL) som er en tysk basert verifiserings organisasjon som ble stiftet 3 år etter DNV. Disse to organisasjonene gikk sammen om arbeidet i 2013 og heter derfor i dag DNV-GL. [I.17]

5.7. Utdrag ifra regelverk

DNV har utarbeidet et eget regelverk for utvikling av spesial utstyr som skal benyttes ved gjennomføring av service på offshorevindturbiner. [I.18] Jeg har her tatt ut de punkter som vil være gjeldene ved utvikling av et nytt fender konsept.

5.7.1.1. Konstruksjon av fender

For å kunne DNV-sertifisere fendersystemet, må følgende punkter være innfridd:

- Det skal følge med en tegning av fenderen, som skal vise kontakt punkter til rørene på vindturbinen og eventuell kraft fordeling igjennom fenderen.
- Fenderen skal konstrueres med hensyn på følgende tre krefter:
 - Horisontal kraft F_H , denne kraften trenger ikke være større enn hva som rørene på vind turbinen er dimensjonert for. (Jeg vil her ta utgangspunkt i hvilke krefter som opptrer under testene om disse skulle være større enn hva som er satt i standarden)
 - Vertikal kraft F_V skal sette som:

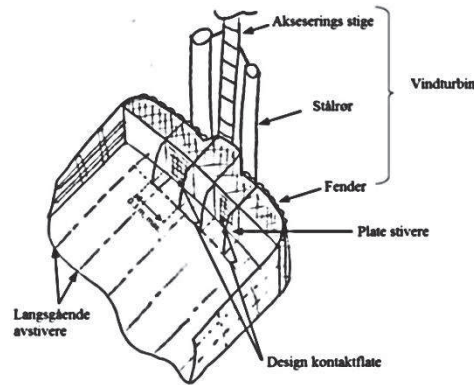
$$F_v = \mu * F_{BP} \quad 5.1$$

Der friksjonskoeffisienten μ settes til 1.0 om ikke annet blir definer ut i fra material data.

- Side kraften F_S , skal ikke være mindre enn 30 KN.
- Det skal også lages et case hvor alle de tre kreftene som er nevnt over, skal virke samtidig.
- Tillatte spenninger skal være som gitt i del 3, kapittel 2, 3 og 4 [12]
- Det skal også dimensjoneres mot et «worse case» tilfelle, hvor den vertikale- og side kraften virker samtidig med «worse case» horisontal kraft

$$F_{ret} = (\Delta + A_m) * r \quad 5.2$$

- Det skal maksimalt være 0.3m mellom avstiverne for fenderen, eller avstivere på linje med lang skips stivere i skroget på fartøyet.



• **Figur 33:** Informasjons tegning hentet ifra DNV std. [I.18]

- Plate felt uten avstivere i kontakt område kan ikke være tynnere enn 12mm om annet må det vises til en knekkings beregning.
- Hvis det er noen komponenter som skal kunne byttes eller demonteres, må dette gjøre rede for.
- Innfestningene skal også dimensjoneres mot kreftene som er gjort rede for under punktene ovenfor.
- Det skal være konstruert ett gelender med sikkerhets line som kan holde igjen en person ved «worse case» retardasjon. Gelendrene skal minimum 1.0m høye målt ifra innfestning til topp.
- Konstruksjons elementer som holder servicepersonell skal kunne motstå en spenning som blir forårsaket av en kraft:

$$F_{PER} = 10m_{Per} * r \quad 5.3$$

Denne kraften skal legges til det området som gir de største spenningene i det aktuelle elementet.

- Fendersystemet skal ikke hindre sikt ifra broen.

Det må gjøres lokale sjekker av strukturen i fartøyet i forhold til vibrasjoner som knyttes til påkjenninger ved kontakt med vindturbinen.

5.7.1.2. Påkjenninger på vindturbinen

I DNV-OS J101, Januar 2013 om ikke noen opplysninger om fartøy er gitt, henvises det til en annen standard IEC61400-3 hvor det er satt at en maksimums last i form av en linje last på 6MN over strukturen til vindturbinen på det aktuelle området hvor fartøyet kommer inn. Denne lasten er også ment å inkludere dynamisk belastning.[I.19]

5.8. Kommentar til regelverk

Den horisontale kraft komponenten i y-retningen, er i regelverket satt til 30kN. Dette har jeg antatt for å være for lavt ut i fra analysene som er gjort, og har derfor valgt å benytte 100kN isteden. Dette er et grovt overslag, som bør nærmere sjekkes ved en ny småskala test.

For belastninger i z-retningen, velger jeg å følge standarden og benytte en friksjonskoeffisient på 1, hvilket gir like krefter som i x-retningen.

6. KONSEPTGENERERING

Dette kapittelet omfatter igangsettelsen av konseptutviklingen. Det redegjøres for eksisterende fendersystemer og andre energi absorberende systemer, hvilket kan være av relevans for utviklingen. Videre gjennomføres den en modularisering hvilket bryter opp fendersystemet i 6 deler, hvor det videre redegjøres for forskjellige løsnings alternativer for hver enkelt modul.

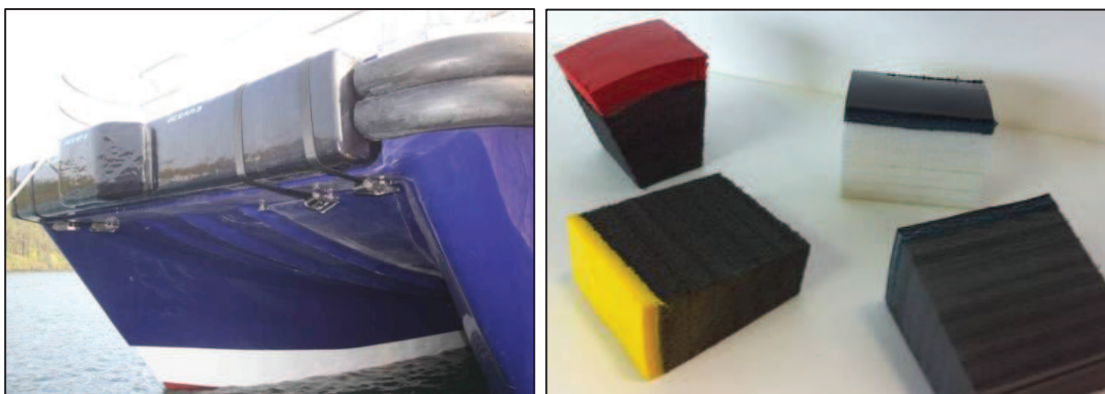
6.1. Eksisterende fendersystemer

Fendersystemer designet for servicefartøyer er relativt nytt, og det er derfor ikke lett å finne tilstrekkelig informasjon om hvordan systemene fungerer, hvor mye energi dem kan ta opp, pris eller vekt

Markedet for offshore vindservice fartøyer er voksende, men relativt ungt sett i forhold til for eksempel markedet for vindturbiner generelt. Det har derfor vært vanskelig å innhente detaljert teknisk informasjon om de eksisterende løsningene. Tabellen nedenfor viser et utvalg av eksisterende løsninger som brukes ved aksess til vindturbin. De funksjonelle detaljene er betraktninger som jeg har gjort ut i fra hva leverandøren har sagt på sine hjemmesider, samt detaljer som jeg selv ser, i forhold til kriterier som vekt, plass kompleksitet og økonomi.

6.2. Tradisjonell Fender

Dette er en enkel fender som er benyttet av blant annet Safe haven marine som er en annen produsent av servicefartøyer. Fenderen som er avbildet består, grovt sett, av et energiabsorberende polyetylenskum som holdes inne av en 50mm tykk gummikappe.[20] Dette gjør det mulig for fenderen å ta opp en begrenset mengde energi fra en eventuell kollisjon. Den ytre gummi kappen vil, i tillegg til å ta opp noe energi, også holde fartøyet stabilt i forhold til vertikale forflytninger, ettersom materialet har gode friksjons egenskaper.



Figur 34: Illustrasjon av en eksisterende gummi fender. Og snitt av elementene som viser hvordan fenderen er bygd opp. [1.20]

Fordeler: Enkel. Økonomisk. Gode friksjon egenskaper.

Ulemper: Lite energi absorpsjon. Kort arbeidsvei.

6.3. Mekanisk dempende fender

Dette er et noe mer avansert system laget av World offshore marine. Bildet av fenderen, er tatt av Umoe Mandal. Det er ikke funnet noe teknisk informasjon om denne på nett, men etter hva som kan tydes, så er det et mekanisk fjærende system, som kan ta opp større mengder energi på en lengre avstand enn hva en tradisjonell fender er egnet for.



Figur 35: Illustrasjon av et eksisterende fendersystem. (bilder tatt av UMOE Mandal)[S.2]

Fordeler: Enkel, god friksjon og potensiale til å ta opp større energimengder på grunn av en lengre arbeidsvei, sammenlignet med andre mer tradisjonelle faste fenderer, som beskrevet i avsnitt 7.1.1.1

Ulemper: Ingen visuelle ulemper. Det finnes lite informasjon ang arbeidsvei eller annen data som er kan være relevant med tanke på sammenlikning med andre løsninger.

6.4. Hydrauliske klemmer

Dette er et system som gjør at fartøyet vil stå i samme posisjon under aksessering. Dette gjøres ved to store hydrauliske klemmer som griper om stålrørene på turbinen slik at den opprettholder kontakt med vindturbinen under aksesseringen.



Figur 36: Illustrasjon av en eksisterende fenderløsning. Hydraulisk «klo» som griper om stålrørene på vind turbinen.[I.21]

Fordeler: Stabil. Det vil ikke oppstå glipp. Testet for 2.5 sign. bølgehøyde[I.21].

Ulemper: Krever ekstra styrings systemer. Sårbar mot kollisjoner. Overfører krefter Store påkjenninger på vindturbinen.

6.5. Hydrauliske klemmer med bevegelig brosystem

Dette er et konsept hvor det benyttes en enkel fender for å beskytte fartøyet. I tillegg er det et hydraulisk gripesystem som holder fartøyet i posisjon samt et bevegelig bro system som fører service personell over til turbinen. [1.20]



Figur 37: Illustrasjon av et fendersystem levert av SH Hydraulik til bruk på Bayard 3, et service fartøy, nå under eierskap av Fred Olsen windcarrier AS. [I.22]

Fordeler: Stabil kontakt og kompaktsystem, ikke så utsatt for kollisjoner sammenlignet med den forrige løsningen.

Ulemper: Krever ekstra styrings systemer. Sårbar mot kollisjoner. Tar opp mye plass på dekk.

6.6. Patent undersøkelse

Patenter er noe en eller flere oppfinnere kan benytte seg av for å beskytte ideen sin. Å få innvilget ett patent betyr at du er eier av et konsept og at ingen kan kommersielt benytte det, uten din tillatelse. I forbindelse med patentbeskyttelse samarbeides det på tvers av flere landegrenser. Det er derfor nyttig å foreta søk etter eksisterende patenter, da ikke bare på norske sider, men også utenlandske før, man begynner utredning av et nytt konsept.

Jeg foretok noen raske søk ved bruk av Google patent search og søkemotoren til patentkontoret.[I.23][I.24] Det dukket ikke opp noen patenter. Dette betyr nødvendigvis ikke at det, ikke er noen som har et patent. Det kan være under andre styre organ eller det kan være søknaden er «patent pending» som betyr at den er inne i prosessen og ikke innvilget enda. Resultatene gir som sagt nødvendigvis ikke garantert fri vei, men det setter heller ingen bestemte begrensinger eller rammer for prosjektet, noe det kunne gjort dersom det mest aktuelle konseptet viste seg å allerede være patentert.

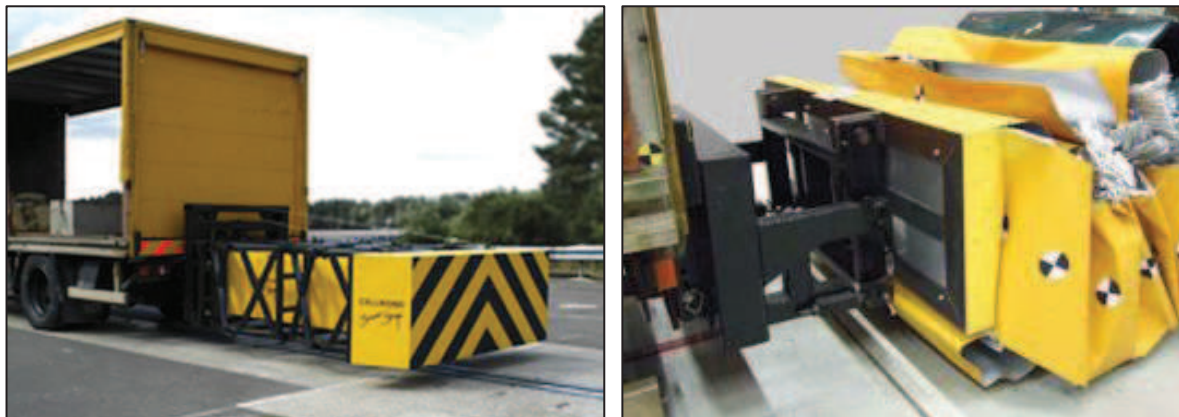
6.7. Andre energi absorberende systemer

Som tidligere nevnt er energi absorbering noe som er nødvendig og ønskelig i mange situasjoner. Det finnes derfor mange tekniske løsninger som er ment å brukes i andre områder

som for eksempel bilfangere eller energiabsorberende autovern, men som også kan være godt egnet som en fenderløsning til offshore servicefartøy. Hovedgrunnen til at jeg har gjort denne ekstra undersøkelsen er nettopp for å se om det er noen løsninger som har potensialet, eller som kan være med på å forme et nytt fenderkonsept. En av de største fordelene med å finne et eksisterende konsept som kan brukes, er at dette er velutprøvd og derfor et pålitelig system som er brukt over flere år. Jeg har derfor valgt å ta med noen konsepter som kan være aktuelle i forhold til denne oppgaven.

6.8. Krasj boks

Dette er en type energi absorberende system som ofte sees i forbindelse med veiarbeid. Ved høye hastigheter kan det henda at bilister ikke registrerer at det er veiarbeid og at traileren lengre fram i veibanen faktisk står i ro. Det benyttes derfor kollisjons bokser som kan redusere skader ved en eventuell kollisjon. Tanken, er at den kinetiske energi som en bil har rett før kollisjon, absorberes ved kompresjon av aluminiums profiler som strukturen består av. Dette fører til en reduksjon i kjøretøyets hastighet og mindre energi vil bli overført til bilen, noe som i mange tilfeller har reddet liv.



Figur 38: Illustrasjon av et energi absorberende kollisjons system. [I.25]

Fordeler: Store energi mengder absorberes, Forlengt arbeids vei.

Ulemper: Plastisk deformasjon. Strukturen må erstattes etter kollisjon.

6.9. Brems for jagerfly

På hangarskip skal hastigheten til innkommende fly reduseres på en mye kortere avstand enn på en ordinær rulle bane. Det benyttes derfor noe som kalles for en bremsekrok. Dette er en krok som er festet til flyet og som tar tak i en vaier på dekk. Denne vaieren er koblet til et større energi absorberende system under dekk som tar opp energien som oppstår i vaieren når den akselereres og strekkes ut.



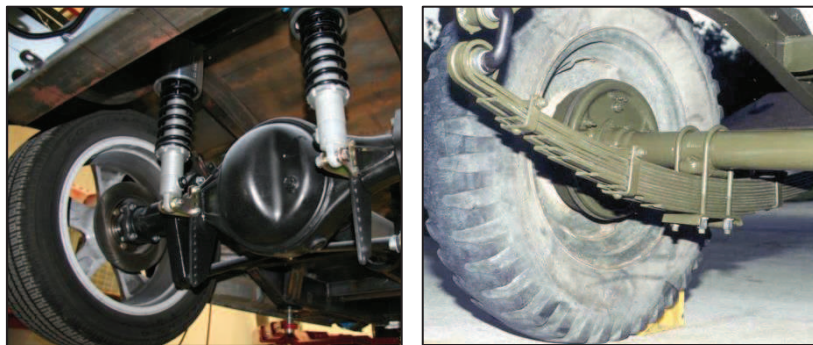
Figur 39: Illustrasjon av et energi absorberende system benyttet til å ta opp den kinetiske energien til jagerfly. [I.26]

Fordeler: Tar opp store energi mengde, Integrert

Ulemper: Tar opp mye plass, Krever ekstra maskineri, Kostbart

6.10. Tradisjonell suspensjon for kjøretøy

Et av de mest kjente energi absorberende systemene er suspensjons systemene til kjøretøyer. Disse består av et enkelt fjær-demper system, hvor fjæren tar opp de største initiale energimengdene. Demperen tar også opp mye av energien, men har den primære oppgave om å redusere svingningene som oppstår som resultat av den motvirkende fjær krefte. En annen løsning som er mer brukt på tynge kjøretøy, er bladfjærer, som bygger på det prinsippet om større tversnitt hvor nedbøyningen er størst, hvilket videre reduserer for fordeler spenningskonsentrasjonen utover bjelken.



Figur 40: Illustrasjon av tradisjonelle fjær-demper systemer benyttet til bil suspensjon. [I.28] og til høyre en tradisjonell bladfjær. grønn [I.27]

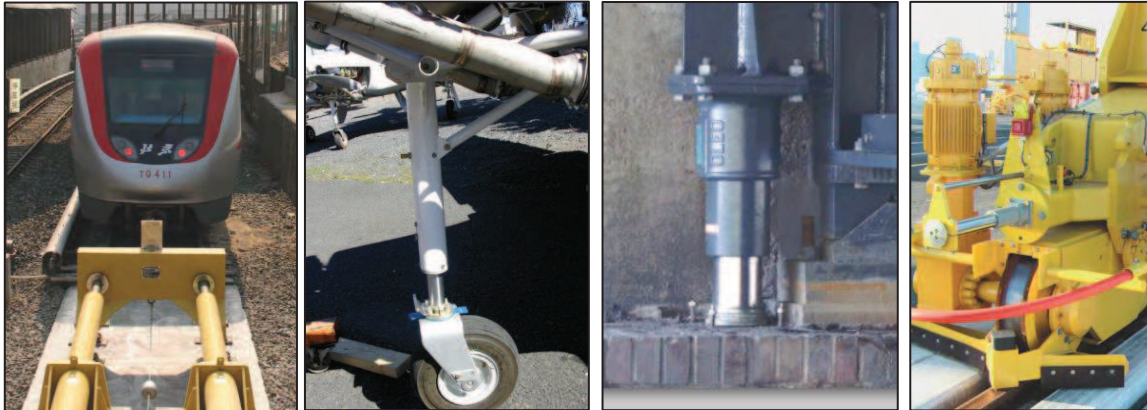
Fordeler: Enkel velutprøvde og velfungerende systemer

Ulemper: For spiral fjær med demper, blir virkning begrenset, når kreftene blir veldig store. Blad fjæren består vanligvis av flere lag med stål plater hvilket for bidrar til økt vekt.

6.11. Industrielle dempere

Dempere er benyttet i mange forskjellige applikasjoner og hvor det er snakk om å stoppe store masser over en gitt lengde. I industrien blir dette ofte benyttet for å stoppe store kraner. Denne type maskiner har ofte en enormt stor masse som ikke lar seg stoppe kun av hjulbrems da friksjons flaten er alt for liten i forhold til massen som er i forflytning. Av denne grunn blir

det benyttet dempere til å ta opp den siste energimengden som må til for å stoppe den gitte massen. Samme prinsippet brukes også for å ta opp deler av flyets energi under landing og på tog stasjoner vil man ofte se dempere som er utplassert ved endestoppene, nettopp for å ta opp den siste kinetiske energien til toget.



Figur 41: Illustrasjons bilder fra deler av industrien som benytter dempere[I.29]

Fordeler: Kan ta opp store energi mengder, Kompakt system.

Bakdel: Eksponert sylinder.

6.12. Betragtninger av de eksisterende systemene

Den tradisjonelle fenderen har ikke den arbeidsveien som trengs for å begrense retardasjonen til 0.5g. Den vil heller ikke kunne ta opp den nødvendige energi mengden og er derfor ikke egnet som en klasse 2 fender.

Fendersystemet som benytter en hydraulisk klo for å opprettholde kontakten med vindturbinen, er avhengig av ekstra styrings systemer, noe som gjør det til et sårbart system sammenlignet med de andre løsningene. En annen ulempe med dette systemet er at alle kreftene som virker på fartøyet, vil overføres til vindturbinen. Et konsept basert på denne løsningen kan være aktuelt, ved å benytte en mekanisk løsning som øker grepet om turbinen utover friksjons koeffisient i stede for en hydraulisk løsning.

Det energi absorberende systemet som benyttes på hangarskip er noe kompleks til bruk i et fendersystem og er derfor ikke aktuelt å ta med videre i konseptutredningen.

Tradisjonell bilsuspensjon er noe som kan vær aktuelt å se på videre ettersom dette kan oppskaleres og benyttes til å ta opp større energi mengder, og da spesielt med tanke på bladfjæren.

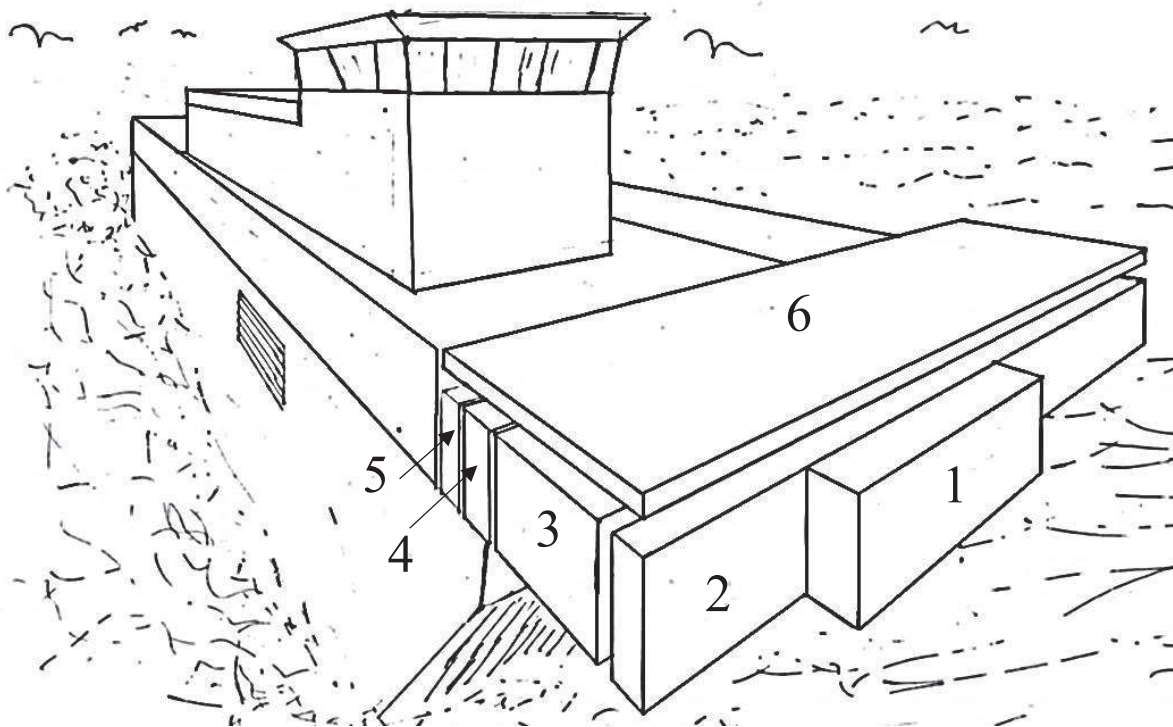
Industri demperne er alle systemer basert på det samme prinsippet. Disse kompresjons systemene er alle systemer som er velutprøvd og optimalisert samt i bruk i mange forskjellige deler av industrien. Disse er åpenbart av typen systemer som må tas med i betraktning ved utarbeidelse av et nytt fendersystem.

Alle systemene som er nevnt over er reaktive, det vil si at systemet som har tatt opp energien, kan reaktiveres for å ta opp en gjentakende energimengde. Derimot er autovernet en

konstruksjon som tar opp energien ved plastisk deformasjon. Dette betyr at konstruksjonen må erstattes etter en kollisjon. Dette er ikke godt egnet som et primært fender konsept, men det tar opp store energi mengder og bør derfor tas med videre i konsept drøftingen med tanke på en baken forliggende konstruksjon, som vil kunne ta opp energimengder utover hva fenderen er konstruert for, om noe uforutsett skulle oppstå.

6.13. Modulisering

For å kunne gjennomføre konseptdrøftingen på en klar og effektiv måte, så besluttet jeg å dele konseptet opp i 6 forskjellige moduler. Hver enkelt modul vil ha en bestemt egenskap og i prinsippet skal en sammensetning av modulene danne et fendersystem som tilfredsstillende de kravene som er satt under produktspesifiseringen.

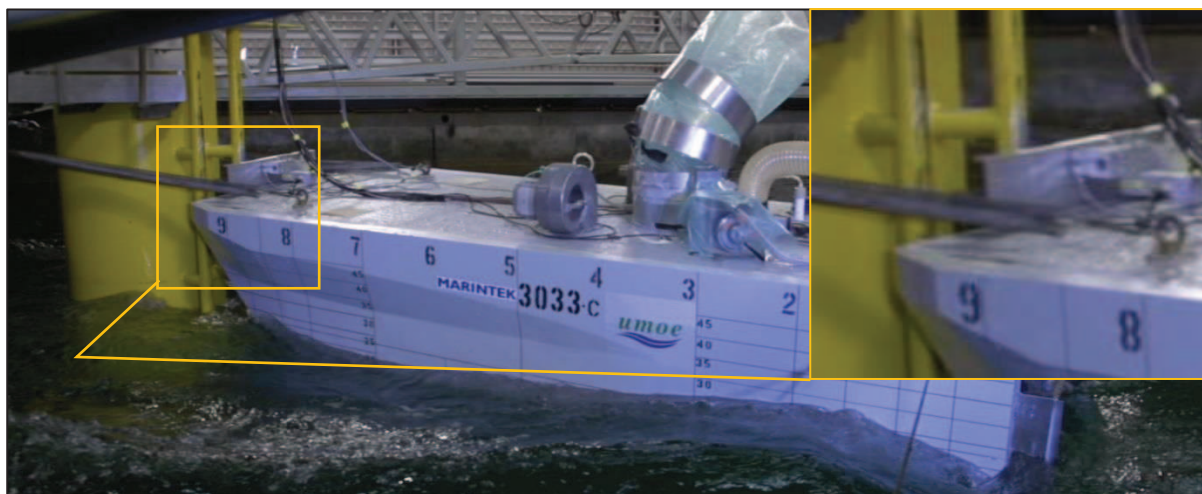


Figur 42: Modulindelning av fendersystemet. 1.Nesa, 2.Friksjonselement, 3. Kjernen, 4.Backup, 5.Innfestning, 6.Plattform.

6.14. Modul 1 - Styringselement

Dette er den fremste modulen som har i oppgave å holde fartøyet på plass i forhold til sideveis forflytninger. I tradisjonelle fendersystemer består denne modulen av det samme materialet som resten av fenderen. I oppsummeringen av videoanalysene påpekte jeg derimot at det ville være lurt å se på en løsning som kunne bidra til at fenderen ikke henger seg opp i feil posisjon, etter slipp.

Ved å studere videoene ser man at den midterste delen av fenderen henger seg opp på de to stålrørene som fenderen egentlig skal ligge imellom. Dette skjer hovedsakelig fordi fartøyet blir forflyttet sidelengs da den mister kontakt med turbinen, og faller dermed ikke riktig på



Figur 43: Viser hvordan fenderen kan henge seg opp feil etter glipp. Dette tilfellet er tatt ifra I019 ved $t \approx 427s$. I dette tilfelle og de fleste andre, så må fartøyet fysisk dyttes tilbake i riktig posisjon.

plass, fordi friksjonen på styringselementet er større enn hva de sideveis kreftene er, etter forflytning. Se figur 32.

For å unngå disse hendelsene vil det først og fremst, være fordelaktig å benytte et annet materiale med en lavere friksjonskoeffisient. Det vil også kunne lønne seg å endre selve geometrien til modulen. Styringselementet er på de fleste eksisterende fendersystemene flatt. Dette samt friksjonen gjør at den opprettholder feil posisjon. Derimot hvis man endrer radien på den ytterste delen vil fenderen lettere kunne skli av i den retningen som baugen blir presset, som er imot senter, mellom stålrørene på turbinen.



Figur 44: Illustrasjon av feil plassering etter glipp.

Materialet som skal benyttes må som sagt ha en lav friksjonskoeffisient, men også en høy stivhet, slik at den ikke blir deformert ved «kollisjon».

6.15.Modul 2 - Friksjonselement

Primæroppgaven for modul 2, er å senke hyppigheten av vertikale forflytninger ved å opprettholde bedre kontakt mellom servicefartøyet og vindturbinen. I prinsippet kan dette gjøres på to forskjellige måter. Den ene metoden, er å mekanisk feste seg til turbinen ved å benytte for eksempel to hydrauliske klemmer som holder fartøyet i en fast posisjon. Den

andre metoden, som er mest aktuell, er å benytte et materiale som har en høy friksjonskoeffisient som sørger for at baugen til fartøyet holdes i posisjon ved at vannjettene opprettholder en konstant kraft F_V imot vindturbinen.

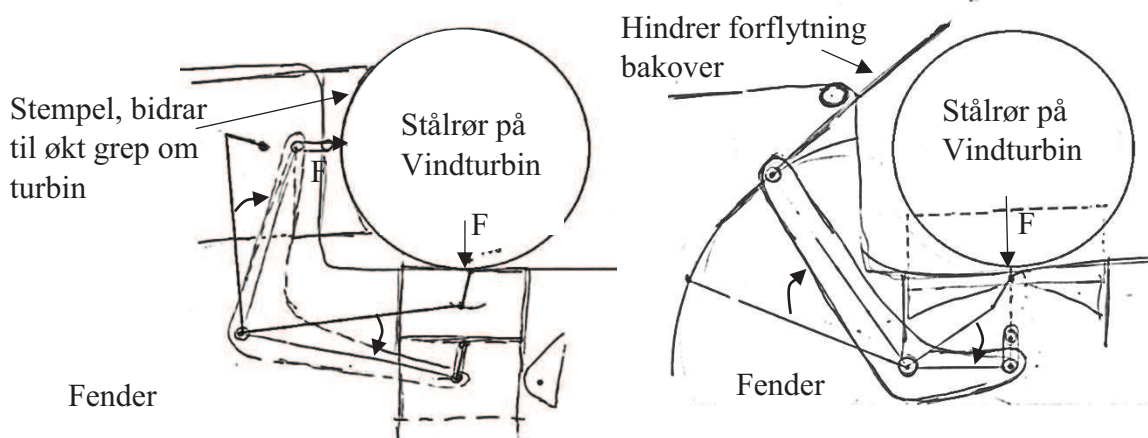
$$F_v = F_H \times \mu \quad 7.1$$

Friksjonskraften avhenger av den horisontale skyv kraften ifra vannjettene. Den vertikale forflytningen vil være forhindret, så lenge oppredende vertikale krefter ikke overstiger friksjonskraften. Skyv kraften ifra vannjettene er angitt til å være 32 000kg noe som tilsier ca. 31.4kN.



Figur 45: Forenkling av fender med virkende krefter.

Som nevnt under kapittelet om analyse, mente jeg, på grunn av de store forflytningene i heave og surge at det burde vurderes en mekanisme som låser fenderen til vindturbinen. Jeg har her kommet opp med to forskjellige alternativer. Det kan monteres en mekanisme, som gir et økt trykk om pilarene og dermed en større total friksjonskraft. Dette alternativet vil øke friksjonskraften mot pilarene. I tillegg vil den også fungere som en kile, slik at det må tilføres en større kraft for å kunne flytte fartøyet bakover. Hvor mye kraft som kilen skal kunne holde, vil bestemmes med hensyn på hvor mye strukturen til vindturbinen er designet for. Den andre løsningen vil være en «bom» som slides inn på baksiden av stål rørene slik at fartøyet blir hindret i å bevege seg bakover. Se figur 49.



Figur 46: Illustrasjon av mekanisme forslagene.

6.16.Modul 3 – Primær energiabsorpsjon

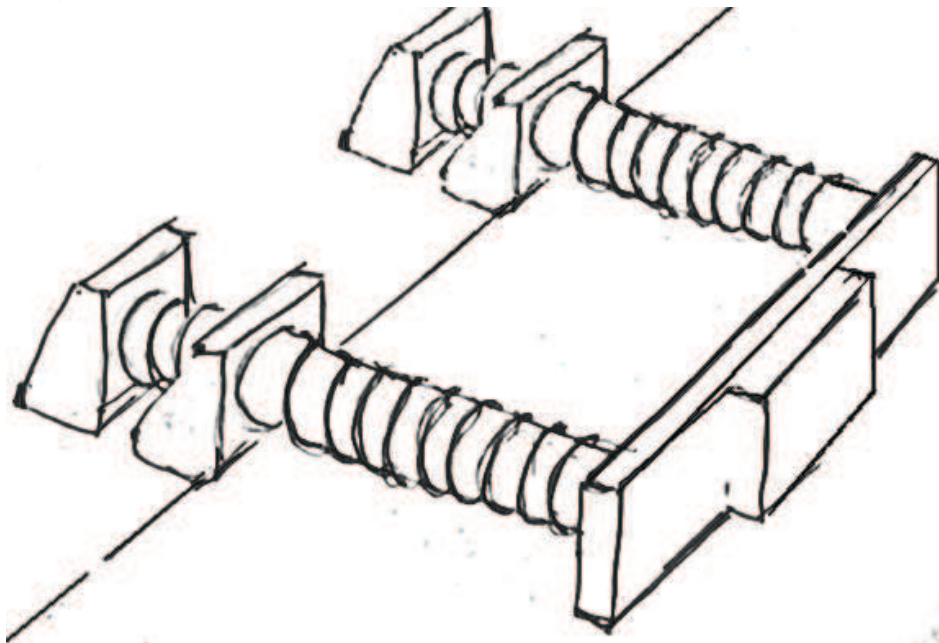
Modul 3 er å betrakte som den delen som skal ta opp den primære delen av energien som fendersystemet blir utsatt for. Hovedformålet med denne modulen er å redusere retardasjonen

og ta opp de største energimengdene som oppstår ved forventet kollisjon. For å kunne oppnå dette må det dimensjoneres slik at energien blir fordelt og tatt opp over en gitt avstand, som gjør at retardasjonen ikke overstiger 0.6g som beskrevet i produktspesifiseringen.

Jeg har kommet opp med tre forskjellige forslag. Det første bygger på et hydraulisk dempende system, med akkumulatorer som tar opp energien. Dette forslaget ble drøftet i forprosjektet [S.2] og ble videre valgt som en del av hovedkonseptet i den oppgaven.

I etterkant viste det seg at dette er et noe mer komplisert system som krever ekstra komponenter og løsninger. I henhold til produktspesifiseringen er det ønskelig å ha et system som er så enkelt som mulig, men som samtidig reduserer retardasjonen og tar opp den energi mengden som er opptredende.

6.17.Fjær system



Figur 47: Illustrasjon av et fjær system. Store fjærer tres over avstivede tuber som igjen glir tilnærmet friksjons fritt inni to opplager på dekk. Opplager på dekk vil i realiteten gå lengre inn.

Den andre løsningen som jeg har sett på er et system som tar opp energien ved hjelp av to store fjærer. Det finnes mange forskjellige fjærtyper, men jeg valgte å se på muligheten for å benytte spiral-kompresjons fjærer, som illustrert i figur 47.

Dette finne mange fjær produsenter og blant dem er Lesjöfors som er en av Europas største produsenter av fjær produkter [I.30]. Produktkatalogen deres, dekket ikke det behovet som jeg hadde, med tanke på spiral fjær og i henhold til kravspesifikasjonene. Jeg valgte derfor å ta kontakt med bedriften direkte, for å se hva mulighetene for et slikt system kunne være.

Jeg kom i kontakt med en av ingeniørene som var svært behjelpelig med å se på mulighetene. Det ble ganske klart at det måtte benyttes tallerken fjærer, ved et slikt tilfelle, grunnet de stor kreften som systemet skal kunne ta opp. Dette betydde minimering av vandrings vei som resultat av tallerken fjærenes begrensede fleksibilitet.

Ingeniøren hos Lesjöfors gav meg et grovt overslag i henhold til den laveste kravspesifikasjonen. Dette systemet ville bestå av en stabel av tallerken fjærer på ca. 1500mm for å kunne oppnå den nedbøyningen som kreves. Samlet vill dette gi en vekt på ca. 300 kg for to sett, som han understrekte mest sannsynlig ville stige ved nærmere beregninger.

Ved sammensetning, må tallerkenfjærene stables inn i en sylinder eller tres på en aksel. Det siste alternativet er det som er mest gunstig for dette systemet hvor man er avhengig av en aksel til å stive av imot forflytninger om z-aksen.

6.18. Bjelke

Den tredje løsningen som jeg vil se på er et prinsipp som bygger på nedbøyning av bjelke. Tanken er at bjelken skal kunne redusere hastigheten over en gitt avstand og samtidig ta opp energien ved elastisk deformasjon slik at tilfellet kan gjentas flere ganger.

Dette er en løsning som i utgangspunktet passer veldig bra til Wavecraft. Dette er med tanke på at fartøyet har en bredde på hele 10m som gjør det mulig å oppnå Store nedbøyninger i en opplagret bjelke

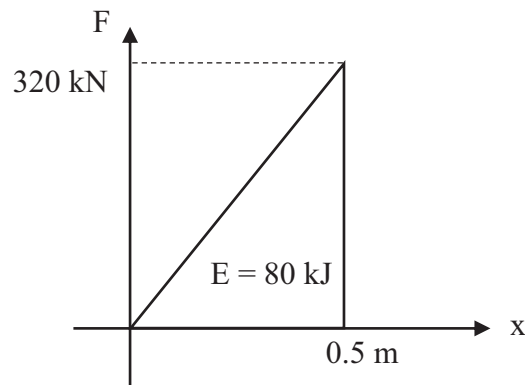
Siden bjelken skal ha en gitt innbøyning, så må den monteres tilsvarende avstand ut ifra dekket forut. Dette betyr at den blir hengende utover dekket og fritar dermed dekket for komponenter knyttet til fendersystemet. Ulempen ved dette prinsippet er at det forlenger fartøyet lengde og siden det fungerer som en fjærende mekanisme, vil den sette opp en kraft imot thrusterne og man vil få en ekstra motvirkende kraft som ønsker å bidra til å skyve fartøyet vekk fra turbinen. Men dette er et aspekt som må sees på i sammenheng med eventuelle dempende mekanismer i et eventuelt bjelke konsept.

For å kunne dimensjonere bjelken, kan man ta utgangspunkt i den kinetiske energien som må tas opp over den gitte avstanden, som er bestemt av kravet for retardasjon. Under kapitlet om produkt spesifisering ble disse verdiene satt. Energien som må tas opp, er 160 kJ over en avstand på 0.5m. Dette gir en gjennomsnittlig kraft på:

$$F_x = \frac{E_k}{S} = \frac{160 \text{ kJ}}{0.5 \text{ m}} = 320 \text{ kN} \quad 7.2$$

Bjelken en bjelke som belastes, oppfører seg tilnærmet likt en fjær, Energien som den tar opp blir derfor bare halvparten, fordi bjelken har et lineært forhold mellom påført kraft og deformasjon, se figur 48.

Dette betyr at man trenger en bjelke som gir en nedbøyning på 0.5m i senter av bjelken ved en påført kraft på 640kN for å kunne ta opp 160 kJ.

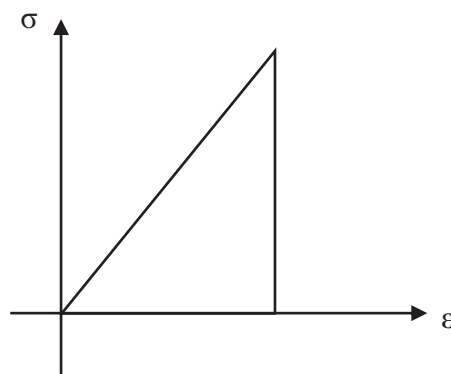


Figur 48: Absorbert energi av en elastisk deformert bjelken.

For å få et grovt anslag av størrelse og vekt til denne løsningen, har jeg gjennomført noen enkle kalkulasjoner. Det er tatt utgangspunkt i en bjelke med et 10m spenn og en sentrert kraft på 600kN som er tilfeller for «worse case», hvor bjelken treffer kun ett av rørene.

Først må det angis hvilket materiale som vil være relevant å benytte med tanke på elastisk energi absorpsjon. Ved material seleksjon velger man seg først ut en meritt parameter. Dette er et parameter som har en egenskaper som vektet tyngst ved valg. For eksempel, vil det for en student være pris som er merittparameter når man skal et valg om aktivitet eller mat. Derimot for denne problemstillingen er meritt parameteren E-modulen til materialet.

Ved energi absorbering i det elastiske området gjelder Hookes lov hvor det er en lineær sammenheng mellom spenning og tøyning. Dette betyr at man kan anslå materialets evnen til å ta opp energi ved å se på spennings-tøynings forholdet til materialet.



Figur 49: Det lineære området av aluminium ved spenning vs. Tøyning. Arealet under kurven bestemmer hvor mye energi det aktuelle materialet kan absorbere.

Arealet under kurven representerer materialets evne til å ta opp energi pr kubikk.

$$A = \sigma_f * \epsilon_f = \frac{\Delta L}{L} * \frac{F}{mm^2} = \frac{F * mm}{mm^3} = \frac{J}{mm^3}$$

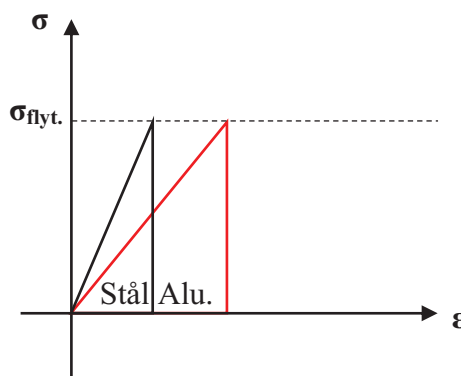
$$A = \frac{\sigma_f * \epsilon_f}{2}$$

Hvor $\varepsilon_f = \sigma_f / E$, som gir:

$$A = \frac{\sigma_f * \sigma_f}{2 * E} = \frac{\sigma_f^2}{2 * E} = \text{Energi}/m^3 \quad 7.3$$

Dette til sier at materialets evnet til å ta opp energien avhenger av flyt spenningen og elastisitetens modulen. De to mest brukte konstruksjons metallene er stål og aluminium og jeg velger derfor å se på disse i første omgang.

Elastisiteten til stål avhenger i stor grad av karbon innholdet. Karbonrike stål legeringer har høy fasthet, men derav dårlige elastiske absorberings egenskaper over større avstander, siden en slik legering har lav elastisitet relativt til bruddfastheten.

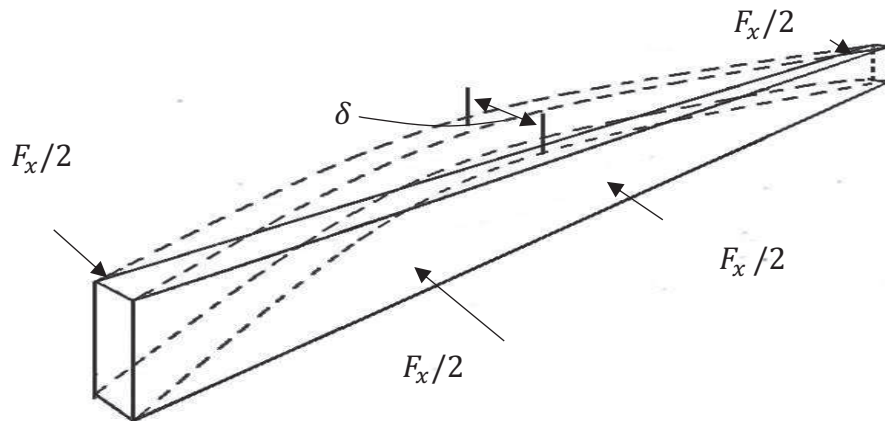


Figur 50: Illustrasjon av energi absorberings evnen til en stål og aluminiums legering.

Aluminium i 7000-serie kan fås med flytegrense som er på nivå med høfaste stål legeringer. Dette i kombinasjon med den lave E-modulen til aluminium, gjør det til et velegnet material for energi absorpsjon.

Figuren over viser de energiabsorberende egenskapene til en gitt stål- og aluminiumlegering. Aluminiums legeringen har en E-modul på 70000 N/mm^2 og en flytspenning på 500 N/mm^2 , dette betyr at materialet kan ta opp 179 joule/m^3 . Stål legeringen har lik flytspenning og en E-modul på 210000 N/mm^2 som betyr at stållegeringen vil kunne ta opp 60 Joule/m^3 . Dette betyr at aluminium vil kunne ta opp nesten 3 ganger så mye mer energi sammenlignet med stål.

Også med tanke på vekt er aluminium et bedre valg sett i forhold til stål. Tettheten til aluminiumen er 2710 kg/m^3 til forskjell for de fleste stållegeringer som har en tetthet på 7860 kg/m^3 .



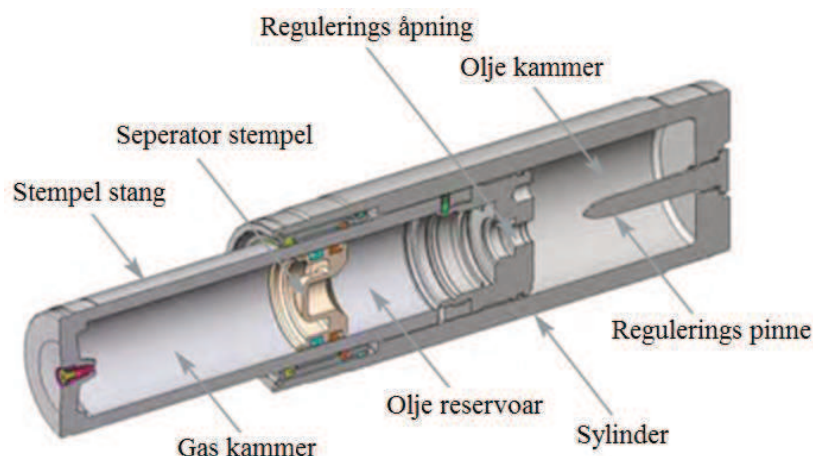
Figur 51: Illustrasjon av elastisk deformert bjelke spent opp over fartøyets baug.

6.19. Oleo demper

Oleo er en britisk basert ingeniørbedrift med mange års erfaring innen utvikling og produksjon av energi absorberende dempere. Den tekniske demper løsningen er noe som ser ut til å passe problemstillingen i denne oppgaven og jeg har derfor valgt å ta med denne type demper mekanisme som et tredje alternativ for modul 3.

Fysisk fungerer demperne slik at 95% av energien tas opp ved kompresjon og varme utvikling. Dette betyr at det ikke er behov for et eksternt reservoar for å lagre energien [I.29]. Dette gjør denne demperen til et mer robust og enklere system, sammenlignet med systemet som ble valgt i forprosjektet.

En tradisjonell demper, er hovedsakelig bygget opp av en sylinder og et stempel som er koblet til en stang og som beveger seg inni sylindren avhengig av påført trykk og kompresjon av væske. I motsetning til en tradisjonell demper, så er stampelet i Oleo demperne frittliggende. Det fungerer kun som en skille vegg mellom olje og nitrogen gassen som komprimeres ved sammentrekning. Hastigheten og energi opptaket avhenger av volum strømmen til oljen som renner mellom to sylinder rom. Denne strømmen reguleres av en spiss konet stang som sentreres igjennom et hull.



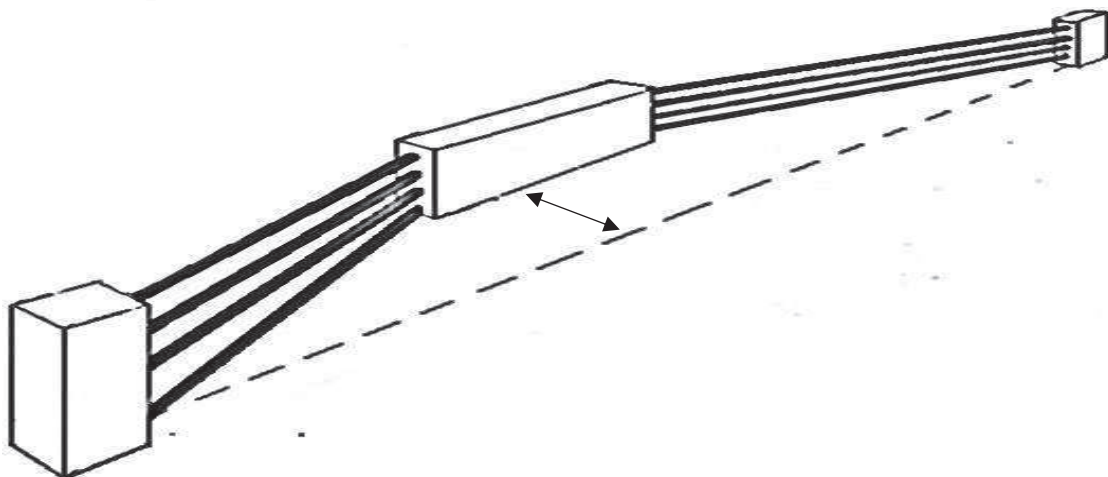
Figur 52: Illustrasjon av konseptet som blir benyttet i demperne som produseres av Oleo. [I.29]

Med tanke på vertikale påkjenninger ser denne type demper, ut til å være bedre egnet sammenlignet med tradisjonelle sylindere hvor opplager er ved sylinder åpning og sylindrestempel. Oleo demperen har opplager langs hele veggen, noe som gjør sammensetningen mellom stang og sylinder stivere.

Jeg tok kontakt med produsenten, for å for høre meg om mulighetene for bruk av denne demper i fendersystemet. Dem var behjelpelige og viste interesser for prosjektet. På spørsmål om hvor store vertikale krefter, som den kunne motstå, fikk jeg som svar at, det kunne være noe, men at dem ikke ville ut med noe mer informasjon, ettersom det ikke det var igjennom direkte snakk om arbeids oppdrag, dem hadde mye prosjekter på gang og jeg respekterte derfor svaret jeg mottok.

På grunnlag av dette, vil en løsning med denne type demper ville kreve ekstra avstivning, for å ta opp de vertikale kreftene. Dette fordi eksentriske laster på vanlige sylindere ikke er å foretrekke. For å være sikker vil jeg benytte avstivere ved eventuelt valg av denne løsningen for energi absorpsjon.

6.20. Vaier spenn.

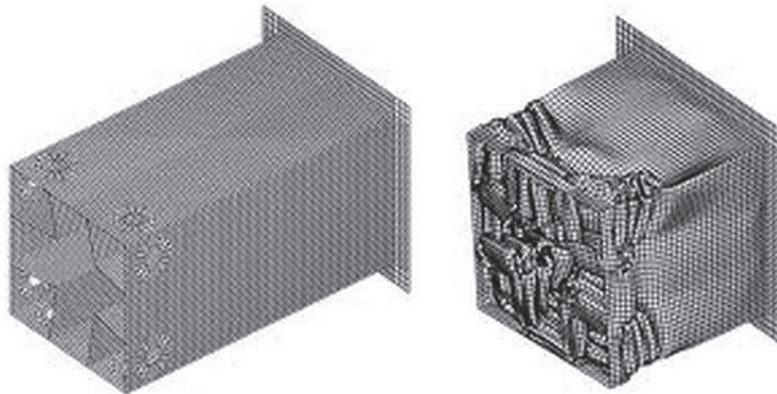


Figur 53: Illustrasjon av et vaiersystem

Det tredje løsnings alternativet som jeg har sett på, er et system som bygger på det samme prinsippet som for bjelken. Forskjellen med dette systemet, er at energi absorpsjonen blir gjort av vaier som spennes over fartøyets bredde. Dette vil være et mye lettere konsept sammenlignet med bjelke konseptet. Ulempen er derimot at vaierne må være forspent, noe som må til for å kunne begrense fleksibiliteten til vaieren. Dette krever ekstra utstyr og flere vaier vil føre til at man trenger å synkronisere forspenningen, slik at systemet blir sentrert i forhold til fartøyet. Et annet moment ved dette alternativet er at det vil gi fartøyet bevegelighet selv om fender delen er i kontakt med turbinen. Dette er ikke ønskelig og det må derfor ved valg av dette systemet, også innføres avstivninger som gjør at det blir en stabil overgang til turbinen når fartøyet er i kontakt. Dette betyr at det er en mulig løsning, men at den har mange negative sider, som gjør den til et dårlig alternativ sammenlignet med dem andre løsningene.

6.21. Modul 4 – Sekundær energi absorpsjon

Denne modulen skal kunne ta opp energi mengder utover den øvre grensen som er beskrevet under produktspesifisering. Ved vanlig bruk av fendersystemet vil ikke denne modulen utgjøre noe funksjonelt. Tanken er at dette elementet av fendersystemet, skal kunne ta opp uforutsette energi mengder som overstiger den mengden som det primære energiabsorberende systemet er begrenset til. Et alternativ kan være å basere seg på det samme konseptet som gjelder for et krasj boksen, som ble beskrevet i avsnitt 6.3.1. Dette tilsier at energien vil bli tatt opp ved plastisk deformasjon hvilket betyr at den aktuelle modulen må være utskiftbar og erstattes etter deformasjon har oppstått.



Figur 54: Illustrasjon av plastisk deformasjon. Modul designet av Constellium for energiabsorpsjon ved tog kollisjoner[1.31].

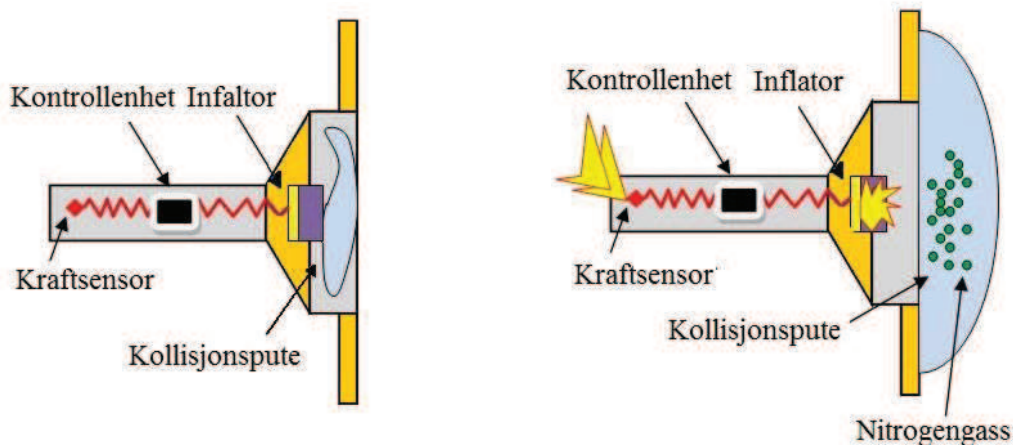
Evnen et element har til å ta opp energi avhenger som tidligere forklart av: geometrien til elementet og material egenskapene. Geometrien må designes slik at spenningen blir fordelt og slik at de største konsentrasjonene er i de områder hvor man ønsker at strukturen skal kollapse. Det er også viktig å ta i betraktning at volumet endrer seg ved kollaps, hvilket betyr at det må være plass til overflødig materiale. I dette tilfellet vil geometrien bestemmes av litt andre kriterier enn hva som ble satt med tanke på elastisk absorpsjon. For elastisk absorpsjon var det viktig at elementet ikke forble deformert, derimot er det nettopp dette som er målet ved plastisk deformasjon.

Elementet må monteres slik at strukturen kolliderer uniformt som illustrert i figuren under. I forhold til plassering vil det være passende å sentrere dem i midten slik at en horisontal forflytning akter for baugen på fartøyet bli forhindret.

Et annet alternativ for en sekundær løsning, kan være å benytte kjerne systemet. Dette betyr at ved for eksempel bjelke konseptet vil man la den kunne få en større innbøyning enn hva som kreves under de kravene som er satt og som vil gjøre at mer energi kan tas opp. Dette kan igjen også gjøres på to forskjellige metoder, enten ved elastisk eller plastisk deformasjon. Elastisk deformasjon, vil kreve en større konstruksjon som er beregnet for større krefter, mens ved plastisk deformasjon så kan samme systemet benyttes, men må naturligvis skiftes ut når det har blitt utsatt for spenninger innenfor det plastiske området. Hvilket alternativ som er beste her, avhenger mye av sannsynligheten for en uforutsett kollisjon med opptredende krefter utenfor kravspesifikasjonen.

Felles for begge disse alternativene er at men må iberegne en ekstra vandrings vei i det primære energiabsorberende systemet (modul 3) slik at vandringsen ikke går inn over dekk på fartøyet.

Det siste alternativet bygger på prinsippet som benyttes i kollisjons puter. Tanken ved dette alternativet er å fast montere en kraft sensor i front av fendersystemet, som registrerer kraftstøtet ved kollisjon.



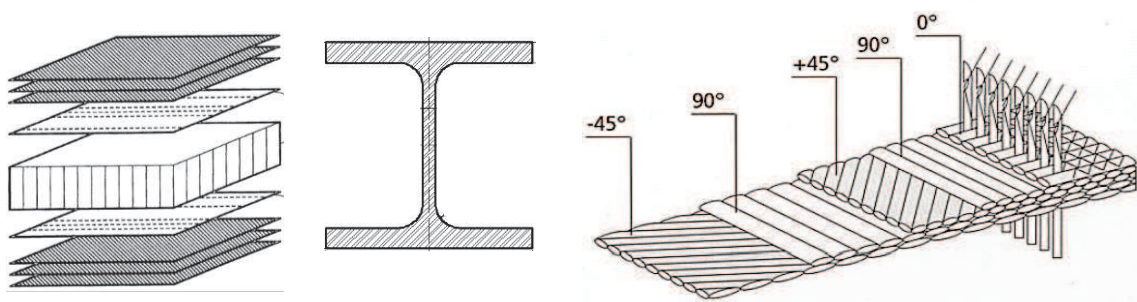
Figur 55: Illustrasjon av virke måten til en kollisjons pute som tradisjonelt sett, blir benyttet i de fleste kjøretøy [1.32].

Denne sensoren, vil være koblet opp mot en kollisjons pute som vil være designet spesifikt til fendersystemet. Hvis sensoren registrerer en måling over hva som er forventet, så vil puten utløses og ta opp mesteparten av vandringsveien til det primære. Ved å innføre et ekstra element i vandringssonen, vil systemet totalt sett kunne ta opp mer energi og det vil ikke være nødvendig å beregne ekstra vandringsvei, noe som kreves for de to første alternativene.

6.22. Modul 5 - Innfestning

Modul 5 er innfestningen som skal koble fendersystemet til fartøyet. Som forklart i avsnitt 1.3 blir fartøyene bygget i komposittmateriale. Komposittmaterialene som blir benyttet er hovedsakelig sandwich strukturer. Struktur sammensetningen, kan sammenlignes med en I-bjelke, hvor man har to flenser som består av flere lag med laminerte karbonduker og et steg som består av et materiale med lav tetthet.

Som steget i en I-bjelke er dette materialet til for å gi komposittmaterialet en høyere stivhet, de pålimte flensene vil ta opp strekkspenningene. Fiberdukene er lagt i forskjellige retninger, noe som betyr at styrken til materialet avhenger av retningen til den påførte kraften. Dette betyr også at styrken til innfestningene vil variere med hensyn til fiberretningene og det må derfor på det gitte området hvor fender systemet skal monteres.



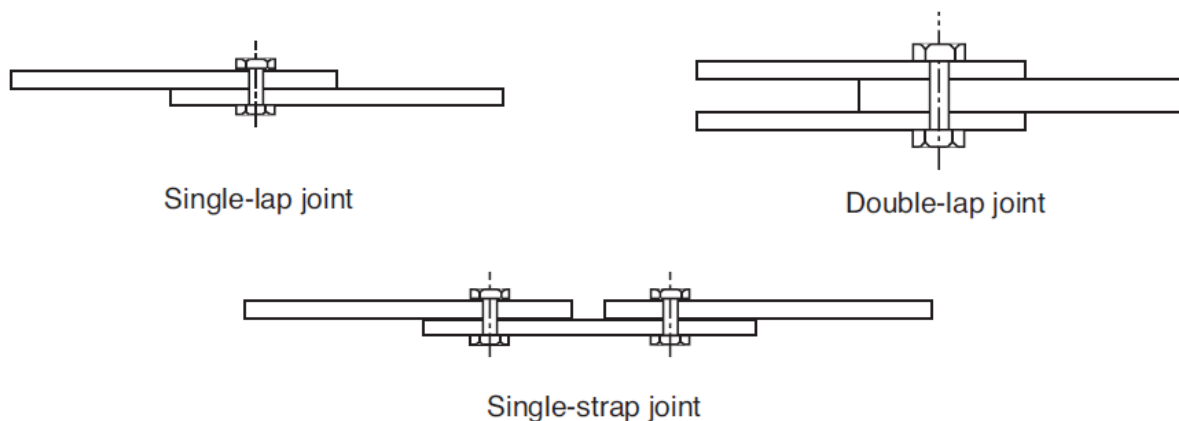
Figur 56: Eksempel på fiber layup, (0-90-45-90- -45) og sammenligning med et i-profil. [I.33] [S.3]

I henhold til kravspeken skal fenderkonseptet ha en levetid på linje med fartøyet. Det er derfor viktig å benytte en sammenføyning som vil kunne oppnå disse kravene som er satt. For sammenføyning av komposittmaterialer er det hovedsakelig tre metoder som blir brukt. [S.3]

6.23. Bolt forbindelse

Bolt forbindelse er en vanlig og mye benyttet metode for å holde to elementer sammen. Også for kompositter er det mye brukt når det skal kobles sammen med andre material typer som for eksempel aluminium.

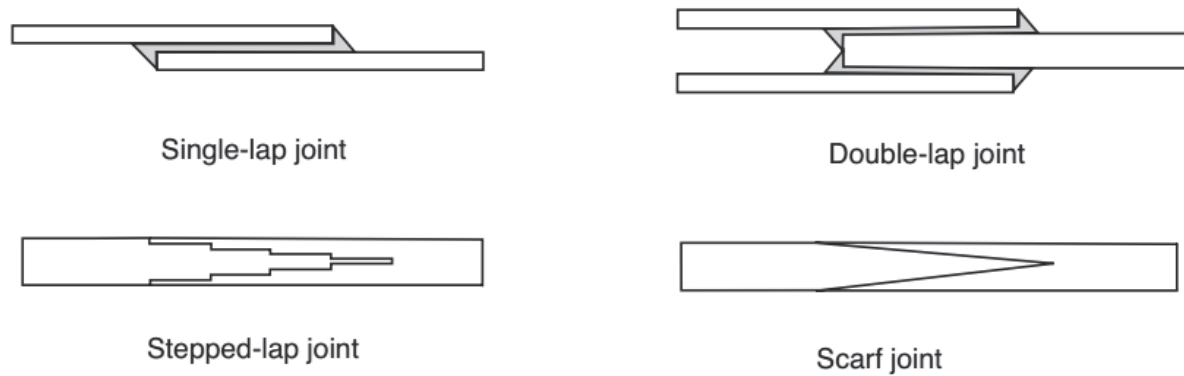
Fordelen med denne forbindelsen er at den kan ta opp store krefter og er lett å demontere om man blir nødt til å gjøre utskiftinger eller endringer.



Figur 57: Illustrasjon av bolt forbindelser. [S.3]

6.24. Limt forbindelse

Dette er en mye brukt metode ved sammenføyning av forskjellige carbon og glasfiber strukturer. Som ved boltede forbindelser, så er også limte forbindelser avhengig av fiber retningene til det øverste laget.

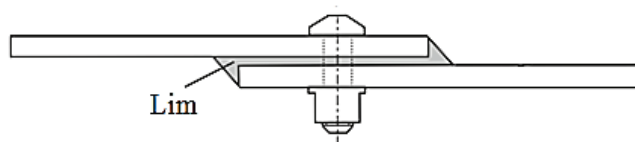


Figur 58: Illustrasjon av sammen limte forbindelser[S.3]

Et annet moment som også er avgjørende for styrken til sammenføyningen, er hvordan avslutningen på lim fugen. Som illustrert i figur 61, er det fortrukket å avslutte lim fugen, ved å ta med opp kant og et stykke ut slik at man unngår store spennings konsentrasjoner ved avslutningen.

6.25. Kombinert forbindelse

Dette er en kombinasjon av bolt- og lim-forbindelse. Fordelen med denne, er at man har «dobbel» sikring ved at både bolter og lim vil kunne ta opp krefter. I forhold til hvor stor andel av belastningen som bolt forbindelsen tar i forhold til lim forbindelsen, blir avgjort i forhold til hvor stort tiltreknings moment som blir påført boltene.

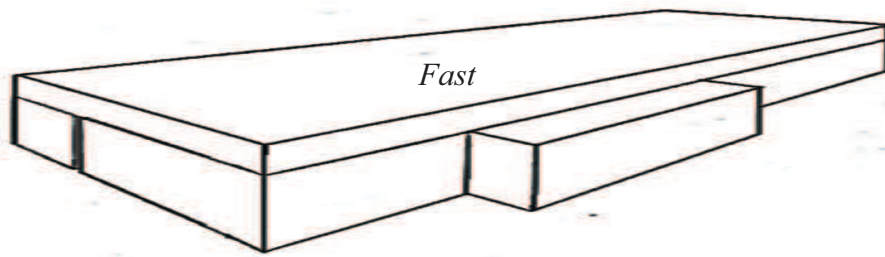


Figur 59: Illustrasjon av kombinert forbindelse[S.3]

6.26. Modul 6 - Plattform

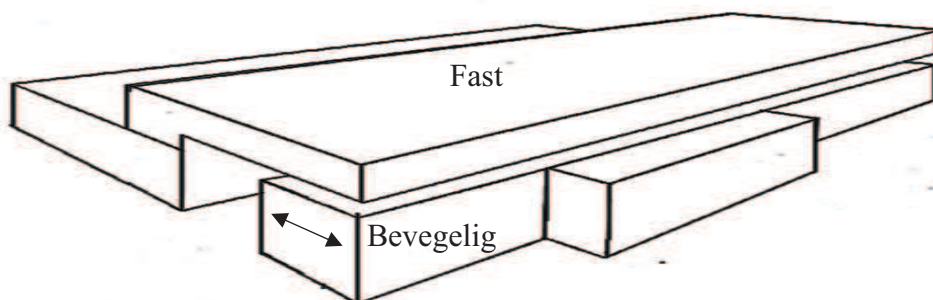
Plattformen skal sørge for at servicepersonell kommer seg trygt over til vindturbinen uten å bli utsatt for eventuelle bevegelige deler fenderen måtte ha. Det vil her stilles krav til et stabilt og skli sikkert underlag, samt et rekkverk som personellet kan holde seg til ved overgang til vindturbinen.

Jeg har sett for meg tre mulige løsningsalternativer for plattformen. Det enkleste vil være å montere rekkverk direkte til resten av fendersystemet og et skli sikkert underlag oppå selve fenderen. Dette er en løsning som kun vil fungere i forbindelse med de tradisjonelle fendersystemene, hvor det ikke er bevegelige deler, men kun komprimerende gummi.



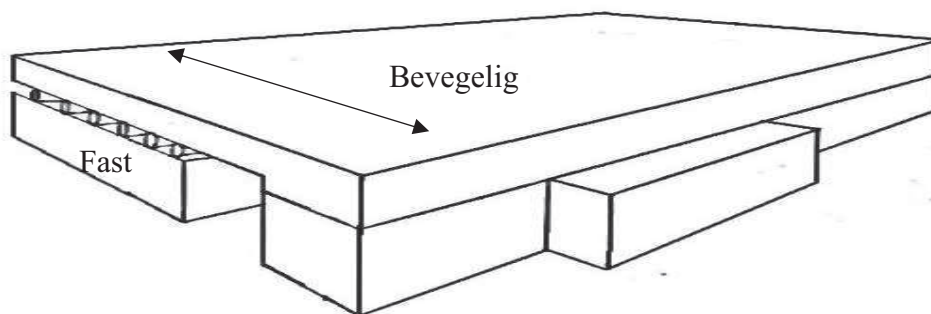
Figur 60: Illustrasjon av det første løsningsalternativet for modul 6 – montert direkte til de under liggende modulene.

Det andre alternativet monteres til innfestningen og vil være uavhengig av de andre modulene. Dette gjør at man vil være skjermet for eventuelle bevegelige deler noe som vil øke den totale sikkerheten ved service operasjoner. Denne løsningen må tilpasses modul 1,2 og 3 og kan ikke utgjøre noen forlengelse utover hva modul 1 begrenser ved komprimert tilstand.



Figur 61: Illustrasjon av det andre løsningsalternativet for modul 6 – fast montert til innfestningen (modul 5). Modul 1,2,3 og 4 vil kunne bevege seg fritt under plattformen.

Det tredje alternativet er å fast montere plattformen til modul 1, slik at den beveger seg fritt relativt til fartøyet. Dette betyr at den vil være i ro så lenge kontakten til vindturbinen er opprettholdt.



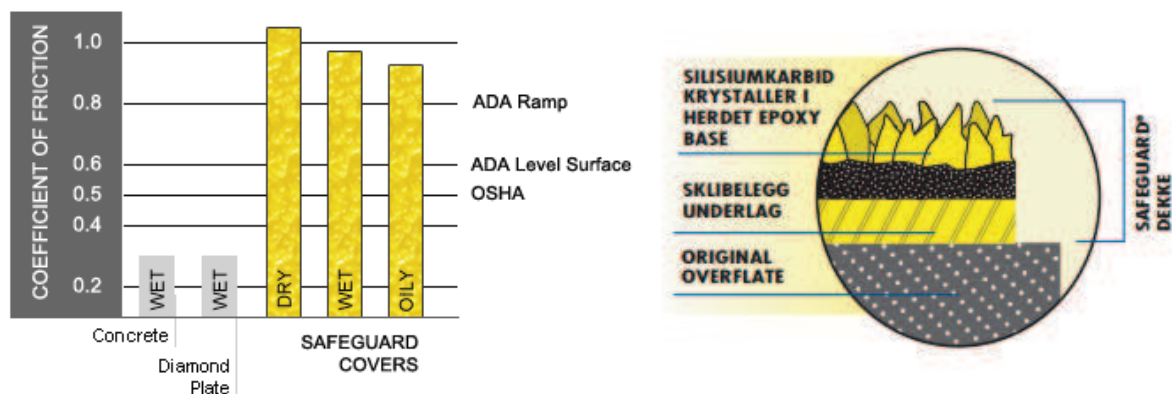
Figur 62: Illustrasjon av det tredje løsnings alternativet for modul 6 – Bevegelse i forhold til modul 1 og 2.

Ulempen ved dette konseptet er at servicepersonell ikke kan være på plattformen ved «kollisjon» fordi retardasjonen relativt til plattformen vil være betraktelig høyere sammenlignet med den reduserte relativt til fartøyet.

I regelverket for utvikling av fendersystemer settes det krav til et rekkverk som kan støtte opp om servicepersonell som skal gå over til vindturbinen via fenderen. Dette gelenderet må dimensjoneres etter de kravene som er satt. Det påpekes også at fender systemet ikke skal hemme sikten ifra broa. Dette betyr at rekkverket ikke kan bestå av plater eller massive elementer som tar opp sikt.

Et annet moment som er utfordrende for sikkerheten i maritime operasjoner er oppnåelse av et godt fot feste for mannskapet. Det kan oppstå bråe bevegelser når servicepersonell skal gå over til vindturbinen og det må derfor sørges for at de ikke mister fot festet.

Safeguard technology er et firma med mange års erfaring innen utvikling og produksjon av sklisiske produkter som blant annet benyttes på forskjellige offshore installasjoner. Som grafen i figur 41 illustrerer, så ser man at det er en betydelig forskjell på et tradisjonelt ståldekke (diamond plate) og Safeguard sine produkter. Ruheten gjør at man opprettholder gode friksjons egenskaper selv under tilsølte omstendigheter. [I.32]



Figur 63: Illustrasjon av friksjonsegenskapene og oppbygningen av Safeguard sine sklisiske produkter. [I.34]

7. KONSEPT SCREENING

I dette kapitlet gjennomføres en utvelgelse av løsningsalternativene for hver enkelt modul. Det begrunnes for valgene og gjennomføres en ytterlig seleksjon for å sette et standpunkt for innfestning og opplager for bjelken.

7.1. Egen screening

Konsept utredningen ble gjennomført på en strukturert måte, hvor jeg tok for meg hver enkelt modul. I konsept screeningen tar jeg form meg løsnings alternativene og utdyper fordeler og ulemper som vil ligge til grunn for valgene som jeg gjør. For noen av modulene har jeg ikke godt nok grunnlag til å bestemme hvilken metode som er å foretrekke. Jeg har derfor i de aktuelle tilfellene rådført meg med eksperter og gjennomført en gjennomført vekting ved seleksjons matrise for å få et bedre grunnlag for konseptvalg.

For Modul 1, 2, 3, 4, 5 og 6 kommer valgene veldig tydelig fram og jeg har derfor kun oppsummert punktene som styrker det valgte konseptet opp imot alternativene. Det er i denne situasjonen ikke nødvendig å gjennomføre noen ekstra seleksjon da resultatet ville blitt det samme.

- **Valg og begrunnelse for Modul 1: Lav friksjonskoeffisient og avrundet fornt.**

Dette er et mye bedre alternativ sammenlignet med den tradisjonelle flate løsningen med høy friksjons koeffisient. Den nye løsningen er også separat ifra friksjons elementene, hvilket betyr at man ikke trenger på bytte ute både styrings elementet og friksjons elementet når det er utslitt.

- **Valg og begrunnelse for Modul 2: Høy friksjons koeffisient og mekanisme nr. 2.**

Et material med høyfriksjons koeffisient er nødvendig uavhengig av mekanisme valg. Med tanke på mekanismen, så foretrekker jeg løsning nr. 2. Dette er en mekanisme som legger seg rundt stål rørene og belaster ikke rørene med mindre fartøyet forskyves i negativ x-retning. Sammen ligner med løsning nr. 1, vil nr2 forårsake mindre belastninger på vindturbinen.

- **Valg og begrunnelse for Modul 4: Gummi med et solid fundament**

Dette er en rimelig løsning, den har ingen bevegelige deler, sammenlignet med en spesiallaget kollisjons pute. Den vil heller ikke måtte erstattes etter påkjenninger, som kreves for både kollisjonspute- og plastiskdeformerende kollisjons boks.

- **Valg og begrunnelse for Modul 3: Bjelke**

Under kravspesifikasjonene ble det poengtert at sikkerhet, funksjons pålitelighet og vekt er av høy prioritet i forbindelse med utarbeidelse av et nytt fendersystem. Fjærssystemet krever som forklart en veldig lang avstand for å kunne oppnå ønsket innbøyning. Sammenlignet med dem andre løsningene, valgte jeg å ikke se videre på denne løsningen, hovedsakelig med tanke på arbeidsvei og krav til lengde for oppnåelse av innbøyning.

Buffer løsningen er en robust og god løsning, men på grunn av usikkerhet og tvil ang belastinger i y- og z-retningen, valgte jeg å se bort ifra dette som en løsning, ettersom det etter all sannsynlighet vil kreve en ekstra form for avstivning for å kunne ta opp kreftene som vil virke i z- og y-retningen samt at det antakelig må settes inn en fjærende kraft for å kunne reaktivere demperen raskere.

Løsningen som baserer seg på elastiske vaiere, vil være et kompleks system med tanke på at alle vaierne må forspent likt, samt at det må være en sikker innfestning av vaierne. Løsningen er ikke noe gunstig med tanke på forflytninger i z-retningen samt at det, lett vil kunne oppstå rotasjon om y-aksen og vaierne vil måtte byttes ut etter hvert som dem blir utslitt. Dette er altså en løsning, som det er flere usikre momenter rundt og jeg valgte derfor å henlegge denne løsningen for videre arbeid.

Valget av løsning for modul 3, ble bjelke løsningen. Dette er hovedsakelig fordi det er et simpelt konsept og man kan justere bevegighetene ved å justere på tverrsnittet, slik at den er stiv og myk om ønskede akser. Det er også en god løsning, med tanke på at den har få bevegelige deler sammenlignet med buffer- og fjærløsningen som begge har to parallelle «torpedoer» som vil være utsatt for eksentriske laster.

Bjelken blir liggende en gitt avstand ut ifra dekk, for at dette skal være mulig, må det monteres to «armer som holder bjelken i posisjon en gitt avstand ifra dekket. Dette kan enten være en fast konstruksjon eller en løsning som kan skyves ut ved bruk også trekkes inn etter bruk. Dette er et moment som jeg selv ikke føler å ha grunnlag nok for å avgjøre og jeg velger derfor å spørre ansatte ved UMOE Mandal, se avsnitt 7.1.2.

- **Valg og begrunnelse for Modul 6: Innspent til bjelken.**

Plattformen er hovedsakelig til for å beskytte personell ifra de bevegelige delen i fendersystemet. Dette er derfor det viktigste argumentet for valg av løsning. Ettersom fender systemet blir bestående av bevegelige deler, bortfaller det første alternativet, som var beregnet for en fast fender. De to neste løsnings alternativene har i utgangspunktet samme funksjon, ved at den første er plattformen fastmontert til fartøyet, mens den i det andre alternativet er fastmontert til den ytterste delen av fendersystemet.

7.2. Ekstern vurdering av modul 5 og arm løsning for modul 3

Om jeg skulle benytte fast oppheng av bjelken eller om den skulle kunne endre posisjon avhengig av om den var i bruk eller ikke, var et moment som jeg selv var litt usikker på. Det ville åpenbart være et enklere og lettere system ved å fast montere armen på dekk, men det vil kunne være nødvendig å ta den inn med tanke på eventuelle innvirkninger på fartøyets manøvrerings egenskaper eller i forhold til håndtering under inspeksjon. Jeg ville derfor rådføre meg med ansatte hos UMOE Mandal for å høre hva dem ville foretrekke av løsning.

I forhold til innfestnings metode valgte jeg også å forhøre meg med UMOE Mandal. Prototypen av WaveCraft bygges i komposittmaterialer, dette innebærer at også dekket hvor fendersystemet skal monteres, består av komposittmaterialer. Hvordan innfestnings metode som er best i forhold til styrke og montering er noe jeg måtte spørre ingeniørene ved bedriften.

Kommentar ifra UMOE Mandal ang. Modul 5 og arm løsning for modul 3

Etter samtale, kom vi fram til følgende resonnement kort gjenfortalt:

- **Modul 3 armløsning:**

Det foretrekkes å benytte en fast løsning, siden dette vil være en mer robust løsning. Man vil ikke trenge ekstra utstyr i form av hydrauliske komponenter noe som også minker antall poster for vedlikehold og inspeksjon.

- **Modul 5:**

På grunn av de store kreftene vil det være mest sannsynlig å benytte boltet forbindelse. Den kan kombineres med liming, men dette vil komplisere en eventuell demontering. Så boltet forbindelse er løsningen som benyttes ved slike tilfeller.

7.3. Konseptvalg

For utvelgelse av de to resterende valgene har jeg valgt å benytte Pughs-seleksjonsmatrise hvor følgende kriterier blir vektet i henhold til de forskjellige løsningene.

- **Vekt: (+)** For letteste løsning.
- **Areal: (+)** For løsning med minst areal behov.
- **Kostnad: (+)** For antatt mest økonomiske løsning.
- **Pris: (+)** For den mest økonomiske løsningen.
- **Ekstern vurdering: (+)** For løsning, foretrukket av UMOE Mandal. (Vekter dobbelt).

Tabell 11: Seleksjonsmatrise for armløsning til modul 3

Kriterier	Fast	Innfellbar
Vekt	+	-
Areal behov	+	-
Kostnad	+	-
Eksternvurdering	++	-
Vedlikehold	+	-
Sum	6	0

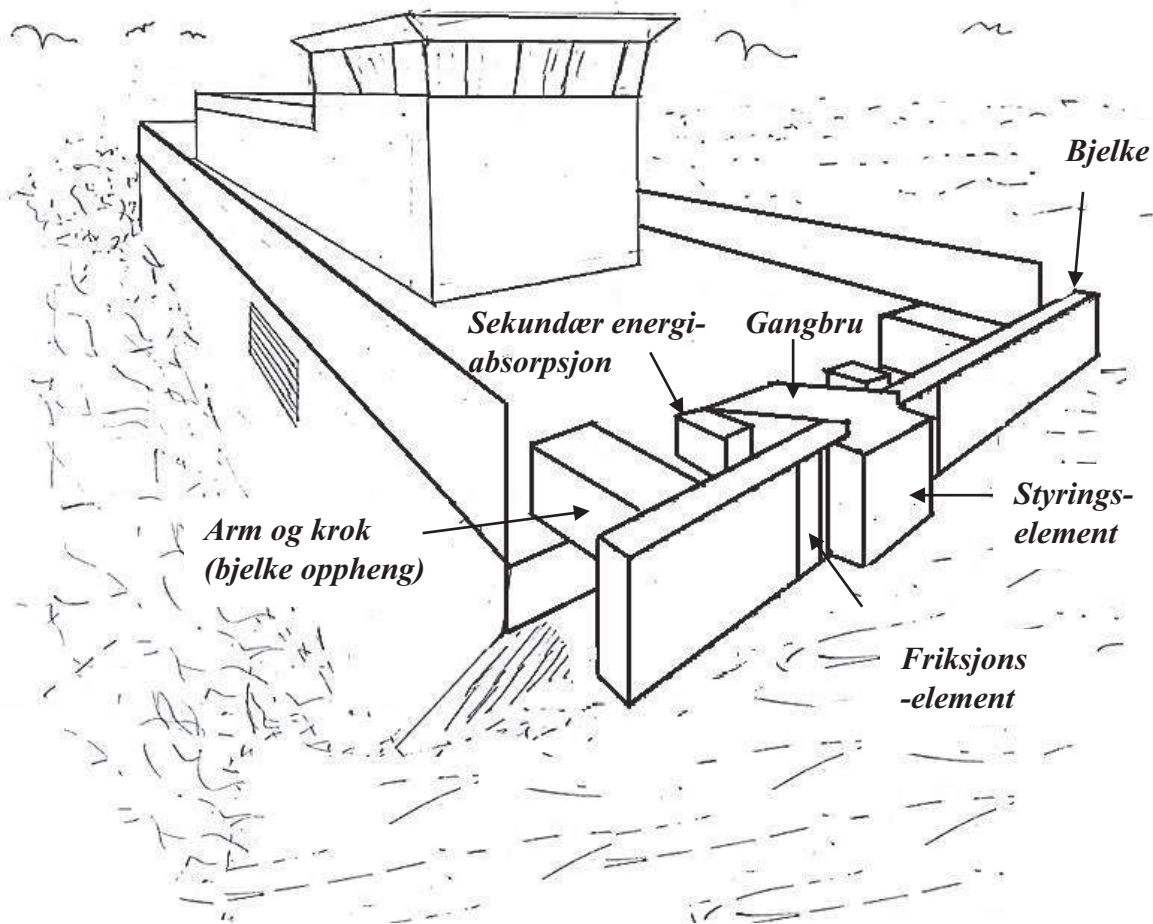
For seleksjon av modul 5 vekter jeg følgende kriterier:

- **Montering: (+)** For letteste løsning.
- **Styrke: (+)** For sterkeste sammenføyning.
- **Pris: (+)** For den mest økonomiske løsningen.
- **Ekstern vurdering: (+)** For løsning, foretrukket av UMOE Mandal. (Vekter dobbelt).

Tabell 12: Seleksjonsmatrise for modul xx

Kriterier	Boltet	Limt	Kombinert
Montering	+	-	-
Styrke	+	-	++
Kostnad	+	+	-
Eksternvurdering	++	-	-
Sjekk	+	+	+
Sum	6	2	3

Seleksjonen for modul 5 og armløsning på modul 3 er klare og jeg besluttet derfor å benytte fastmontert armløsning og boltet innfestning, for hhv. armløsning og innfestningsmetode.



Figur 64: Illustrasjon av det sammensatte konseptet.

8. KONSEPTUTVIKLING

Dette kapittelet tar for seg utviklingen av løsningsalternativene som ble valgt under konsept screeningen. Det redegjøres først for aktuelle materialer, deretter utvikles modulene med nødvendige grunnlagsberegninger og forklaringer. Utviklingen som er gjennomgått, resulterer i et konsept hvilket er presentert i neste kapittel.

8.1. Materialer

Fendersystemet består av flere forskjellige deler, med forskjellig funksjon, som videre krever forskjellige material egenskaper. I dette avsnittet tar jeg for meg de materialene, som jeg har valgt å benytte i fenderkonseptet. Nøkkelord for egenskaper til materialer som skal brukes i systemet er, høy elastisitet og energi absorberings evne, styrke, fasthet mot utmatting høy/lav friksjon og lav tetthet.

8.1.1. 8.1.1. Stål

Stål er et velkjent konstruksjons materiale og finnes i de fleste konstruksjoner verden rundt. Det er mye brukt på grunn av høy stivhet og styrke samt lav kostnad. Stål er en legerings sammensetning av hovedsakelig jern og karbon, hvor mengden av karbon i stor grad bestemmer materialets egenskaper. Det finnes mange forskjellige legerings sammensetninger av stål, disse kan i hovedsak, deles inn i lav legering og høy legering. Lav legering deles videre inn i tre grader av karbon mengde mens høy legering betegnes ofte som verktøystål og rustfritt stål hvilket har er sammensatt av flere komponenter. I tillegg til karbon og jern er krom en betydelig andel i korrosjonsbestandige legeringer. Andre grunnstoffer som tilsettes kan være blant annet, kobber, mangan, vanadium, silikon og titan, disse tilsettes ettersom hvilken egenskap materialet er ment å ha. I tillegg til legerings sammen setningen, kan materialet behandles med varme eller mekanisk behandling til å oppnå ønskede material egenskaper.[S.4]

Tabell 13: Illustrasjon ev et eksempel for lavlegert stål (Data tatt ifra CES edupack)

Lav lgert stål - Varme behandlet				
Generelle egenskaper	Min	-	Maks	Enhet
Tetthet	7800	-	7900	kg/m ³
Pris	4,43	-	4,89	NOK/kg
Mekaniske egenskaper	Min	-	Maks	Enhet
E-modul	201	-	212	GPa
Poissons ratio	0.285	-	0.295	-
Flytegrense	380	-	470	MPa
Bruddgrense	620	-	760	MPa
Utmattingsgrense ved 10 ⁷ svingninger	306	-	354	MPa

Tabell 14: Illustrasjon av et eksempel for høylegert stål (Data tatt ifra CES-EduPack)

Høylegert stål - varmebehandlet og eldret ved 468°C-482°C.				
Generelle egenskaper	Min	-	Maks	Enhet
<i>Tetthet</i>	7850	-	7930	kg/m ³
<i>Pris</i>	36.9	-	40.6	NOK/kg
Mekaniske egenskaper	Min	-	Max	Enhet
<i>E-modul</i>	193	-	203	GPa
<i>Poissons ratio</i>	0.3	-	0.312	-
<i>Flytegrense</i>	1620	-	1790	MPa
<i>Bruddgrense</i>	1930	-	2130	MPa
<i>Utmattingsgrense ved 10⁷ svingninger</i>	772	-	900	MPa

8.2. Aluminium

Aluminium er et annet velkjent konstruksjons materiale, men da i konstruksjoner, hvor det settes begrensinger til vekt. Det er også et fleksibelt materiale, hvilket betyr at det passer bra i fleksible konstruksjoner og energiabsorberende systemer. Sammenlignet med stål er det et betydelig lettere materiale samt at det har bedre korrosjonsbestandighet. Vanlige legerings sammensetninger med aluminium er kobber, Mangan, magnesium zink og silikon. Aluminium er svak for varme og med en smelte temperatur på 600 grader celsius er det hovedsakelig mekanisk bearbeiding som benyttes for å herde materialet. Ulemper ved disse metodene er at det ser ut til å svekke de korrosjonsbestandige egenskapene til materialet.[S.5] For skips industrien har legeringen 5083 vert mye brukt på grunn av gode korrosjonsbestandige egenskaper. Se tabell 15. [I.35]

Tabell 15: Data for et eksempel på aluminium i 5000-serien (Data tatt ifra CES-EduPack)

Aluminum, 5083				
Generelle egenskaper	Min.	-	Maks.	Enhet
<i>Tetthet</i>	2640	-	2670	kg/m ³
<i>Pris</i>	14,10	-	15,50	NOK/kg
Mekaniske egenskaper	Min.	-	Maks.	Enhet
<i>E-modul</i>	70	-	73.6	GPa
<i>Poissons ratio</i>	0.33	-	0.343	-
<i>Flytegrense</i>	131	-	165	MPa
<i>Bruddgrense</i>	221	-	276	MPa
<i>Utmattingsgrense ved 10⁷ svingninger</i>	122	-	152	MPa

8.3. Titan

Titan er et relativt nytt konstruksjons materialet. Det har ekstremt gode materialegenskaper som blant annet lav tetthet, lav E-modul og en veldig høy bruddfasthet.

I flyindustrien blir det ofte foretrukket for den lave vekten og høye bruddfastheten. Det er også et korrosjonsbestandig materiale og blir derfor ofte benyttet i maritime elementer som

har kjerne egenskaper samt medisinske applikasjoner hvor det også har den fordel, at det ikke fremkaller allergiske reaksjoner.

Ulempen med dette materialet er derimot utvinningen, dette er en ekstremt energikrevende og tidkrevende prosess.[I.36] Titan malm må først graves ut, før det så må adskilles fra andre bergarter. Deretter må det igjennom en ny omfattende prosess før det så komprimeres, smeltes på nytt og bearbeides til et stykke rent titan. Denne omfattende prosessen gjør at prisen på titan er betydelig høyere sammenlignet med aluminium og stål. Eksempel på en titan legering er gitt i tabell 16, merk den høye bruddgrensen og utmattingsfastheten.

Tabell 16: Data for et eksempel av titan legering (Data tatt ifra CES-EduPack)

Titan, beta legering, Ti-15V-3Cr-3Sn-3Al - varmebehandlet og eldret.				
Generelle egenskaper	Min.	-	Maks.	Enhet
<i>Tetthet</i>	4740	-	4780	kg/m ³
<i>Pris</i>	173	-	190	NOK/kg
Mekaniske egenskaper	Min.	-	Maks.	Enhet
<i>E-modul</i>	105	-	110	GPa
<i>Poissons ratio</i>	0.31	-	0.323	
<i>Flytegrense</i>	965	-	1.07e3	MPa
<i>Bruddgrense</i>	1000	-	1110	MPa
<i>Utmattingsgrense ved 10⁷ svingninger</i>	597	-	704	MPa

8.4. Energibruk og CO₂ utslipp, ved utvinning og bearbeiding av metallene

Tabell 17: Energi bruk og CO₂ utslipp knyttet til høy legert stål(Data tatt ifra CES-EduPack)

Stadie	Energi (MJ)	Energi (%)	CO₂ (kg)	CO₂ (%)
<i>Material utvinning</i>	57600	76.2	3860	74.2
<i>Material bearbeiding</i>	16400	21.6	1230	23.6
<i>Transport</i>	960	1.3	68.2	1.3
<i>Gjennvinning</i>	700	0.9	49	0.9
Sum	75600	100	5200	100

Tabell 18: Energi bruk og CO₂ utslipp knyttet til Aluminium. (Data tatt ifra CES-EduPack)

Stadie	Energi (MJ)	Energi (%)	CO₂ (kg)	CO₂ (%)
<i>Material utvinning</i>	213000	96.6	13700	96.1
<i>Material bearbeiding</i>	57600	2.6	432	3.0
<i>Transport</i>	960	0.4	68.2	0.5
<i>Gjennvinning</i>	700	0.3	49	0.3
Sum	221000	100	14200	100

Tabell 19: Energi bruk og CO₂ utslipp knyttet til Titan. (Data tatt ifra CES-EduPack)

Stadie	Energi (MJ)	Energi (%)	CO ₂ (kg)	CO ₂ (%)
<i>Material utvinning</i>	582000	97.4	39100	97.1
<i>Material bearbeiding</i>	13800	2.3	1040	2.6
<i>Transport</i>	960	0.2	68.2	0.2
<i>Gjennvinning</i>	700	0.1	49	0.1
Sum	597000	100	40300	100

Det er antatt 1000kg for alle materialene og tilnærmet lik bearbeidings prosess. Transport er satt ifra Nord-Amerika til Europa, dette er egentlig ikke av største betydning.

Stål er det materialet som krever minst energi ved utvinning og derav den mest miljøvennlige prosessen, Aluminium krever mindre energi ved bearbeiding, sammenlignet med stål, men krever nesten en firedobling av energi ved utvinning. Det mest energikrevende materiale er titan, hvilket krever totalt nesten 600000MJ og derav det minst miljøvennlige materiale med tanke på utvinning. Dette er data som vil være relevant å ta hensyn til når det lar seg gjøre å endre materiale, uten å påvirke funksjonaliteten eller holdbarheten til konstruksjonen.

8.5. Slitasje materiale, keramikk og polymer

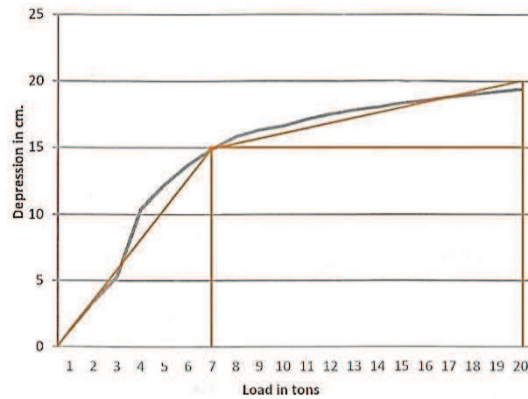
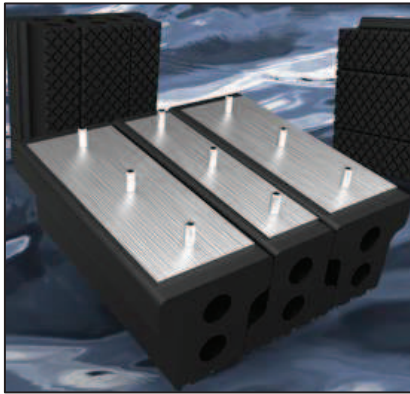
For slitasje deler kan det være gunstig å beskytte kontakt flater med et materiale med høy hardhet hvilket minimerer slitasjen av materialet, Det er viktig å ikke benytte et materiale som resulterer i slitasje på bjelken eller korken, det er slitasje elementet som skal slites.

Å finne det rette materiale for applikasjonene som krever denne egenskapen, settes til videre arbeid, Jeg har funnet informasjon om noen bedrifter som kanskje kan være hjelpelige på området og kanskje kunne levere ønskede materialer. Oversikt over aktuelle produsenter følger under.

- **Metso:** *En leverandør av slitasje bestandige materialer til blant annet steinverk og gruve industrien.[I.37]*
- **Trelleborg Marine systems:** *Produsent av materiale for større lagre og slitasje elementer til bruk i skips industrien.[I.38]*
- **RTP co.:** *En leverandør av termoplaster med fokus på slitasje og friksjon[I.39]*

8.6. Friksjons materiale

For å kunne ta opp noe av energien samt sørge for god friksjon mellom fender og vindturbin, er gummi et velegnet materiale. UMOE Mandal, har vært i kontakt med RG Seasightfenders, dette er en bedrift som er produsent av fenderløsninger. Materialet som dem har tilbyd, har jeg valgt å benytte, ettersom det har gode absorberende egenskaper, antar også en rimelig god friksjons koeffisient etter som det er designet med tanke på det. Se figur 65 for energi absorberings evne til RG Seasightfenders.



Figur 65: Illustrasjon av en eksempel fender levert av RG seasightfenders [I.40] og t.h. lastkurve til RG seasightfender, oransje markeringer for beregning av arealet under kurven.

Bildet til venstre i figur 65, viser hvordan fenderne kan innfestet til fartøyet, denne typen boltes til baksiden av anleggsflaten den monteres til. Areal under kurven i bildet høyre er 2800 tonnmeter, hvilket til sier at materialet kan ta opp avrundet 27kJ.

For å kunne ha noen alternativ har jeg valg å ta med to andre alternative leverandører. Trelleborg, hvilke er en lendende aktør på markedet og Goodyear som er vell etablert på dekk markedet. Oversikt over aktuelle produsenter følger under.

- **RG Seasightfenders:** Kontakt til UMOE Mandal, produsent av [I.40]
- **Trelleborg Marine systems:** Produsent av blant annet fendere benyttet i havner hvor større skip legger til.[I.38]
- **Goodyear:** Kjent for å være dekk produsent, er det også et selskap som produserer fendere for større fartøy og derfor en aktuell bedrift å kontakte får å få et konkurrerende tilbud.[I.41]

8.7. Konstruksjon

I dette avsnittet tar jeg for meg hver enkelt modul og gjennomfører de beregninger som må ligge til grunn for å kunne designe fendersystemet i henhold til realistiske dimensjoner. Det må gjennomføres en ny test av nedskalert modell med det aktuelle fendersystemet. For å kunne dokumentere hvordan det vil fungere. Ved en slik test, vil man kunne hente inn data som vil kartlegge mer nøyaktig hvilke størrelse som vil opptre under aksessering. Jeg har derfor besluttet å sette mer utfyllende beregninger til videre arbeid da dette mest sannsynlig vil måtte endres etter nye verdier blir dokumentert ved ny småskala test. Hovedsakelig har jeg gjennomført håndberegninger med noen verifiseringer i ANSYS.

Modul 5 som omhandler innfestninger, blir satt til videre arbeid. Dette er fordi det innebærer analyse av grunnmaterialet til fartøyet som er kompositt samt at fokus er lagt på modulene som er tilknyttet energi absorpsjonen.

8.8. Modul 3 – Primær energiabsorbsjon

Jeg valgte å begynne med å se på modul 3 fordi denne modulen vil sette rammene for de andre modulene i fendersystemet. Det ble besluttet å benytte en utrigget bjelke for å ta opp den kinetiske energien til fartøyet.

8.9. Grunnlag for utviklingen

Bjelken skal kunne ta opp en gitt mengde energi, samt redusere retardasjonen. Retardasjonen er forholdet mellom initiale hastigheten til fartøyet og avstanden som energien tas opp på. Riktig materialvalg, med tanke på funksjonalitet, vedlikehold og levetid er derfor kritisk og det er viktig at dette gjøres på en god måte.

Energiopptakene vil forekomme i en gitt syklus som forklart innledningsvis under kapittelet om rammebetingelsene. Det er derfor kritisk å ta høyde for utmatting i grunnmaterialer, sveiser og bolt forbindelser.

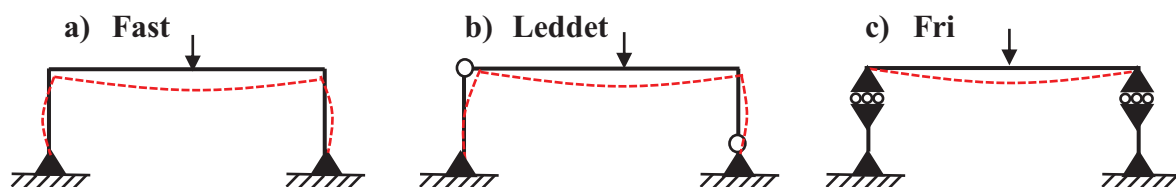
Et annet moment som jeg velger å fremheve, men som jeg ikke skal gå i dybden på, er at bjelken vil fungere som en fjær og vil derfor bli utsatt for svingninger. Disse svingningene kan dempes ved hjelp av en demper som plasseres i midten og ved en høy demperkonstant vil man kunne ta opp en gitt mengde energi og holde igjen bjelken litt slik at den totale reaktive kraften blir redusert.

Dimensjonen og type demper er som nevnt, ikke noe jeg skal gå inn på i denne oppgaven og detaljert dimensjonering er derfor satt til videre arbeid og da mest sannsynlig gjort av demper produsent, for optimal tilpasning. Dette er et element som kan vise seg å være nødvendig for å redusere svingninger. En avgjørelse for dette vil ikke bli gjort i denne oppgaven, men vil kunne bli tatt etter ny modelltest, og eventuelt testet i ut i modelltesten. En slik test vil kunne fort gi et bilde av hvordan et fjærende system virker mellom fartøyet og turbinen, og da spesielt, da glipp oppstår.

Ved valg av løsning, ble det poengtert under krav spesifikasjonene at det vil være viktig å ta hensyn til vekten og jeg vil derfor ikke unødiggå opp i dimensjoner, om dette ikke er ytterst nødvendig.

8.10. Definerer opplager

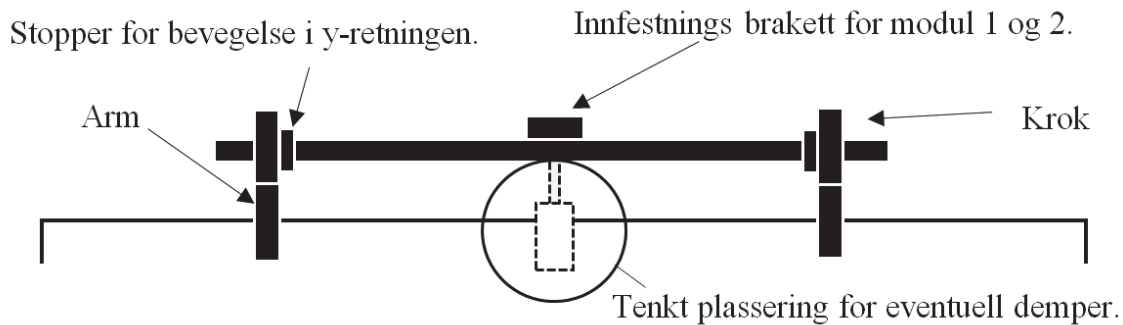
Før jeg gikk videre i konseptutviklingen, bestemte jeg hvordan bjelken skulle opplagres. Opplagringen vil kunne ha stor innvirkning, på hvordan bjelken vil oppføre seg under belastning. Uten opplagring vil bjelken kunne forflytte seg om alle seks frihetsgradene. Og ved fast innspenning i begge ender av bjelken, vil det være minimal nedbøyning se figur 66. a. Jeg tok for meg tre forskjellige opplagringssituasjoner som viset i figur 66.



Figur 66: Eksempler på opplagring, trekanten illustrerer enden på dekket hvor bjelken er innspent.

Tilfelle a, er fast innspent på fartøyet og er et stivt system, situasjon b, er et løsere system som er fast innspent med leddet i to legg dette gjør at det tillates noe mer nedbøyninger enn ved situasjon a. Felles for de to første situasjonene er at de vil være svake ved skjeve belastninger da dette vil kunne lettere føre til forskyvninger i konstruksjonen sammenlignet

med den siste situasjonen c tatt i betraktning at alle systemene er av samme dimensjon og satt sammen av bjelker med identiske tverrsnitt. Tilfellet c, i figur 66, er opplagret i x og z retning. Men tillater forflytning i y- retningen, hvilket betyr at bjelken kan skli innover mot midten, når den blir belastet i x-retningen. Dette minimerer bøyspenningene ved opplagringene og øker den totale fleksibiliteten til bjelken. Se fig. 66. Figur 67 illustrerer hvordan bjelke konseptet er tenkt.



Figur 67: Tenkt bjelke oppsett, «kroken» holder bjelken på plass og «armen» sørger for at bjelken skal kunne oppnå ønske innbøyning, uten å komme i kontakt med fartøyet. Dimensjoner blir definert etter nødvendige beregninger.

8.11. Valg av materiale

På grunnlag av dette startet jeg med å se på forskjellige materialtyper, som kunne være aktuelle å benytte. Det mest vanlige konstruksjon materialene er stål og aluminium. Stål kommer i mangeforskjellige legeringer og ved høyste legeringer kan man oppnå flytegrenser oppimot 1800MPa(se avsnitt 8.1.1.). E-modulen til stål, er ca. 210 000MPa og er derfor ikke noe gunstig med tanke på retardasjonen. Stål har også en høy tetthet og jeg valgte derfor tidlig, å se bort ifra dette som et bjelke materiale.

Aluminium er derimot et veldig kjent materiale i forbindelse med energi absorbering (se avsnitt 8.1.2.). Dette er fordi den har en E-modul på ca. 70 000MPa. Sammenlignet med stål, er dette en tredje del, hvilket betyr at aluminium vil kunne ta opp 3 ganger så mye energi ved et tilfelle hvor man sammenlikner materialene med lik geometri og lasttilfelle.

Et annet velegnet materiale er titan. Dette er et materiale som er kjent for gode material egenskaper med tanke på styrke og bestandighet under store temperaturvariasjoner. Det jeg ikke var klar over før, var den lave E-modulen som titan har. Materialet har omdømme for å ha høy fasthet og det er derfor lett å tenke seg at det også har en høy E-modul i likhet med stål. Dette viste seg derimot å ikke stemme. E-modulen varierer veldig mye ettersom hvilken legering materialet består av og i data basen til CES EduPack spenner verdiene seg imellom 66000MPa-108000MPa. Fordelen med titan sett i forhold til aluminium er at det er et betraktelig sterkere materiale og de flere av legeringene har flytespenninger over 1000 MPa og over. Dette betyr at det er betraktelig mindre utsatt for utmatting sammenlignet med aluminium.

Ulempen ved valg av titan, kommer i form av materialkostnad. Aluminiums legering 5083 som er korrosjons bestandig, koster ca. 15kr/kg ved innkjøp av råmaterial, mens titan beta-

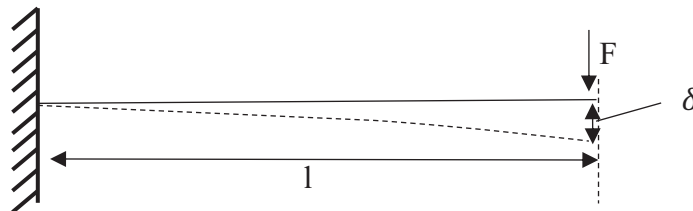
legeringen ligger på mellom 173-190 kr/kg, se tabeller for de respektive materialene. Dette er en vesentlig kostnadsøkning og jeg bestemte meg derfor, for å ikke ta beslutningen om titan før jeg hadde sett nærmere på om det lot seg gjøre å benytte aluminium. I forhold til vekt så har også aluminium et lite fortrinn på titan hvor hhv. aluminium har en tetthet på 2670kg/m^3 og titan 4780kg/m^3

For å kunne avgjøre hvilket materiale som jeg skulle benytte for bjelken, satte jeg opp et forenklet lasttilfelle for å kunne gjøre noen overslags beregninger. Jeg benyttet en fast innspent utkrager bjelke. Tok utgangspunkt i å benytte hele fartøyets bredde i front, som er på 10m. Krav til innbøyning ble ut i fra test analysene, satt til 500 mm og opptredende kraft på 628kN. Grunnen til at jeg har valgt å benytte en kraft som tilsvarer 2 ganger skyvekraften, er fordi dette er et dynamisk tilfelle. Kraften ifra vannjettene settes ikke gradvis på, men belaster bjelken momentant med full kraft, hvilket betyr at bjelken blir utsatt for en belastning som er to ganger større enn et statisk tilfelle hvor kraften blir gradvis lagt på bjelken. Når bjelken, blir påført en kraft på 628kN over an avstand på 0.5m vil den totalt, kunne ta opp 158kJ, hvilket er tilnærmet den største kinetiske energien som er dokumentert ved sammenstøt mellom vindturbin og fartøy i den nedskalerte testen, se tabell 7.

Ved de første beregningene blir lengden og kraften halvert ettersom jeg betrakter tilfellet som en utkragerbjelke.

Nedbøyningen for en utkragerbjelke er gitt ved:

$$\delta = \frac{F * L^3}{3 * E * I} \quad 9.1$$



Figur 68: Utkragerbjelke med nedbøyning og belastning ytterst på bjelke enden.

Jeg skriver om for å løse m.h.p. I.

$$I = \frac{F * L^3}{3 * E * \delta} \quad 9.2$$

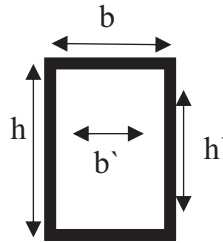
Setter inn $F = 314\text{ kN}$, $L = 5000\text{ mm}$, $E_{\text{Alu.}} = 70\,000\text{ N/mm}^2$, $E_{\text{Ti}} = 108\,000\text{ N/mm}^2$. og $\delta = 500\text{ mm}$. Og finner nødvendig treghets moment for aluminium og titan.

Nødvendig treghetsmoment for henholdsvis Aluminium- og titanprofilen, blir da: $I_{\text{Alu.}} = 373809524\text{ mm}^4$ og $I_{\text{Ti}} = 242283951\text{ mm}^4$

For å sammenligne vekt forholdet mellom materialene antar jeg at bjelkene har det samme bredde og høyde forholdet. Forholdet er $h \leq 2b$, som også er marginen for å neglisjere beregninger mot vipping for rektangulære hulprofiler, dette gjør at jeg ikke vil trenge å sjekke

mot vipping senere[S.6]. For å oppnå ønsket treghetsmoment for de to materialene blir høyden og bredden til det rektangulære profilet til hhv aluminium og titan, følgende:

Benytter et regne ark i Excel og prøver meg fram ved å holde forholdet $h \leq 2b$, og finner tilnærmet likt treghetsmoment:



Figur 69: Rektangulært profil.

$$I_{Alu.} = \frac{(b * h^3) - (b' * h'^3)}{12} = 382956299 \Rightarrow h = 420mm, b = 210mm, t = 14mm$$

$$A_{tverr} \approx 16856 \text{ mm}^2$$

$$I_{Ti.} = \frac{(b * h^3) - (b' * h'^3)}{12} = 250627500 \Rightarrow h = 360mm, b = 180mm, t = 15 \text{ mm}$$

$$A_{tverr} \approx 15300 \text{ mm}^2$$

Videre er tettheten til aluminium $\rho_{Alu.} = 2,7 * 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ og $\rho_{Ti.} = 4,8 * 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$. Dette gir en total vekt:

$$m_{Alu.} = A_{tverr} * (L * 2) * \rho_{Alu.} \tag{9.3}$$

$$m_{Alu.} = 16856 \text{ mm}^2 * (5000\text{mm} * 2) * 2,7 * 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 \approx 455 \text{ Kg}$$

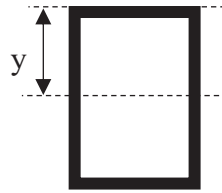
$$m_{Ti.} = 15300 \text{ mm}^2 * (5000\text{mm} * 2) * 4,8 * 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 \approx 734 \text{ Kg}$$

Det viser seg at aluminium fortsatt er noe lettere enn titan men profilet må være større. En større bjelke vil kreve større innfestninger, hvilket betyr at de andre komponentene også må dimensjoneres større sammenlignet med et system med en mindre bjelke profil.

Den maksimale opptredende bøyespenningen i bjelken vil være dimensjonerende og jeg velger derfor å benytte den i videre avgjørelser av materiale. Bøyespenningen er gitt ved:

$$\sigma_b = \frac{M_{maks.bøy}}{W_x} \tag{9.4}$$

$$W_x = \frac{I}{y} = I * \frac{2}{h} = \frac{(b * h^3)}{12} * \frac{2}{h} \tag{9.5}$$



Figur 70: Illustrasjon av y som benyttes for å finne mostandsmomentet og spenningen ute ved overflaten av materialet.

Dette gir:

$$\sigma_b = \frac{F * l}{\frac{I * 2}{h}} \quad 9.6$$

Innsatt gitte verdier for hhv. aluminium og titan gir de største opptredende bøyingspenningene i bjelken for hvert av tilfellene er:

$$\sigma_{b,Alu.} \approx 877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b,Titan} \approx 1149 \text{ MPa}$$

Dette betyr at det vil være vanskelig å benytte aluminium med tanke på utmatting. Som forklart i avsnitt har aluminium normalt en utmattings grense på rundt 112-152 MPa ved 10^7 svingninger. Titan har en mye høyere bestandighet mot utmatting, men også for titan blir spenningene høye med hensyn til utmatting.

For å få ned spenningen kan tverrsnittet endres, men dette vil ikke være nok til å redusere spenningene betraktelig, uten å benytte et veldig stort tverrsnitt. For å kunne ta opp den samme energien, kan innbøyningen dobles og belastningen halveres, men dette vil bety at motor kraften må reduseres hvilket videre gir dårligere kontakt mot vindturbinen. Dette tilfellet vil føre til en 4 del av det tidligere treghetsmomentet se likning 9.2 og av den grunn, vil ikke spenningene reduseres betraktelig.

Dette betyr at bjelken, ikke vil kunne ta opp den energien som oppstår under worse case tilfellene i det antall sykluser som er gitt for levetiden. Det er derfor nødvendig å gå ned på kravene.

I tabell 7, er en oppsummering av de mest kritiske tilfellene i løpet av testene som er gjort. Man ser her at det er stort sprang mellom de to største verdiene og de resterende tilfellene ved 2,0m signifikant bølgehøyde. Med grunnlag i en tidligere samtale med UMOE Mandal kom jeg fram til at det kunne dimensjoneres med tanke på verdiene under de to maksimal tilfellene. Tilfellene som krever høyere energiabsorbering er såpass få (to ut ifra flere tusen bølgesvingninger som er logget i testene). Jeg antar derfor at sannsynligheten er såpass lav for at disse opptrer regelmessig og velger derfor å dekke disse støtene ved hjelp av modul 4, sekundær energi absorbering. I tillegg skal kapteinen om bord vurdere enhver situasjon og i de tilfellene for de største støtene oppstår vil være mulig å oppdage før dem kommer ved at man ser bølgene komme på lengre hold, se avsnitt 1.5.

Ut ifra observasjonene som er forklart, bestemte jeg meg for å endre på kravene, slik at jeg kunne redusere innbøyningen av bjelken. Den tredje største kinetiske energien som er logget ved signifikant bølgehøyde på 2m, er på avrundet 64 kJ, se tabell 7. Når bjelken blir påført en kraft på 624kN over en avstand på 0.2m vil den kunne ta opp 63,2kJ. Innbøyningen blir justert til 200 mm på bakgrunn av muligheten for å kunne utnytte et gummielement bak bjelken, dette blir nærmere beskrevet under konseptutviklingen av modul 4. De ytterlige energimengdene vil bli tatt opp av gummielementene.

Jeg justerer nå lengden og beholder de andre verdiene for å oppnå ønsket innbøyning. Jeg benytter det samme treghetsmomentet og formler, hvilket gir følgende lengde til bjelkene med hensyn på materiale.

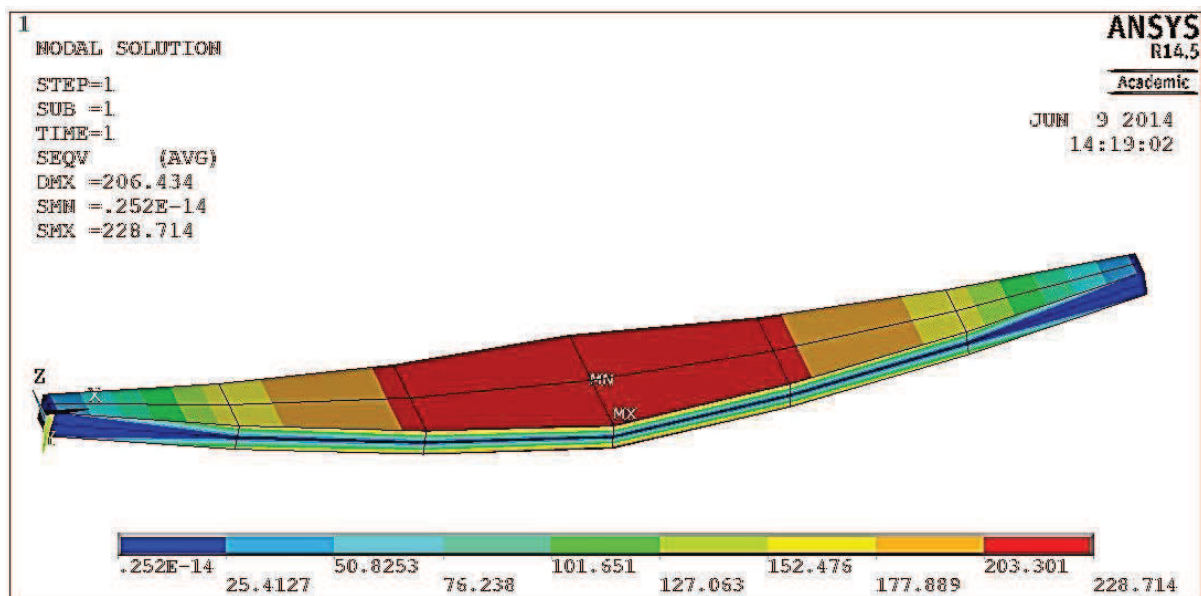
- $L = 3750$

Opptredende bøyespenning på midten av bjelken blir da:

- $\sigma_{Alu} = 301,33 \text{ MPa}$
- $\sigma_{Ti} = 394,65 \text{ MPa}$

Dette er betydelig lavere spenninger sammenlignet med resultatet ved den opprinnelige lastsituasjonen. For aluminium er dette fortsatt godt utenfor hva som er akseptabelt med tanke på utmatting.

For å få ned spenningene ytterlig prøver jeg med en trapes formet bjelke, denne har et mye større tverrsnitt på midten og smalere ut ved opplagrene, tanken med denne type bjelke, er å fordele spenningene utover bjelken, slik at man får utnyttet mer av bjelken, samtidig som man opprettholder fleksibiliteten. Bjelken er solid, dette er fordi aluminium svekkes betraktelig ved sveising, på grunn av varmpåvirket sone. Friction stir welding er en sammenføynings metode som minimerer varme påvirkning, men er begrenset til 8mm plater, hvilket blir for tynt i denne sammensetningen.[S.7]



Figur 71: *Trapesformet solid aluminiums bjelke 7000mm lang og vekt 1914kg*

Den trapes formet bjelken oppnår betraktelig mindre spenninger, men det er fortsatt er det ikke i henhold til utmattings grensen for aluminium.

Som et resultat av de høye spenningen, besluttet jeg å benytte titan som bjelke materiale. Verdiene for titan er innenfor utmattingsgrensene, i henhold til CES-EduPack, ved ballastning i x-retningen.

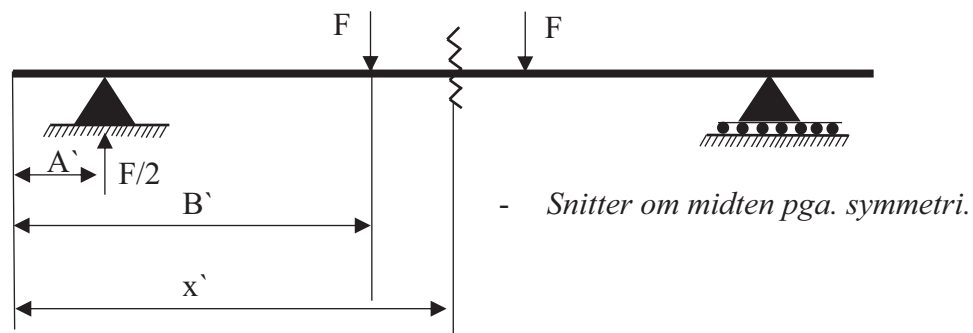
8.12. Utvikling av bjelke geometrien

Nå som jeg har bestemt meg for materialer, sette jeg opp en mer nøyaktig beregning av nedbøyning. Jeg benytter elementær bjelke teori - Macaulay nedbøyning[S.8], for å sette opp det reelle reduserte last tilfellet og benytter opplagrings kriteriet, som beskrevet innledningsvis i kapittelet.

Ved å benytte denne metoden kan jeg finne ønsket krumning, nedbøyning eller vinkel, ved et gitt punkt på bjelken[S.8] som kan bli veldig behjelpelig ved senere dimensjonering og da spesielt i forhold til vinkel og nedbøyning.

Funksjonen blir satt inn i Excel, se vedlegg 1 a og b. Det er da veldig enkelt å manipulere bjelke lengde og treghetsmoment for å oppnå ønskede innbøyning. Jeg benyttet eksakt verdi for skyvekraften fra vannjettene på 632kN fordelt på to punktlaster, se figur 72. Etter litt prøving og feiling, kom jeg fram til en bjelke lengde på 6 500mm med et treghetsmoment på 115 000 000 mm⁴.

Macaulay funksjonen benyttes i tilfeller med diskontinuitet i laster, tilfeller hvor man for eksempel har flere laster enn opplagre. Funksjonen er benyttet for en bjelke med det gitte lasttilfellet som beskrevet under i figur 66. Utrengninger følger under.



Figur 72: Illustrasjon av lasttilfellet for bjelken.

Momentlikningen for bjelken, blir følgende:

$$M_{snitt} = -F * (x - A')^1 + F * (x - B')^1 \quad 9.7$$

Setter inn i Macaulay, for å finne nedbøyning.

$$\delta'' = \frac{-M(x)}{E * I} \quad 9.8$$

Setter inn for $M(x)$:

$$E * I * \delta'' = + F * (x - A')^1 - F * (x - B')^1 \quad 9.9$$

Integrerer å finner y'

$$E * I * \delta' = + \frac{F * (x - A')^2}{2} - \frac{F * (x - B')^2}{2} + C \quad 9.10$$

Dette indikerer vinkelen ved gitt x-posisjon. Finner konstanten C ved å sette $x =$ senter av bjelken, hvor vinkelen er null, altså $y' = 0$.

Sette inn tall og løser med hensyn på C:

$$C = -1,413 * 10^{12} + 1,2158 * 10^{11} = 1,2914 * 10^{12} \quad 9.11$$

Integrerer igjen for å finne nedbøyningen y .

$$E * I * \delta = + \frac{F * (x - A')^3}{6} - \frac{F * (x - B')^3}{6} + (C_1 * x) + C_2 \quad 9.12$$

Finner C_2 ved å sette $x = A'$, hvor nedbøyningen y er lik null:

$$0 = + \frac{F * (x - A')^3}{6} - \frac{F * (x - B')^3}{6} + (C_1 * A') + C_2 \quad 9.13$$

Tall gir:

$$C_2 = -3,2285 * 10^{14} \quad 9.14$$

Nedbøyningen ved en gitt posisjon x på bjelke lengden blir dermed:

$$\delta = + \frac{F * (x - A')^3}{6} - \frac{F * (x - B')^3}{6} + (1,2914 * 10^{12} * x) - 3,2285 * 10^{14} * \left(\frac{1}{E * I} \right) \quad 9.15$$

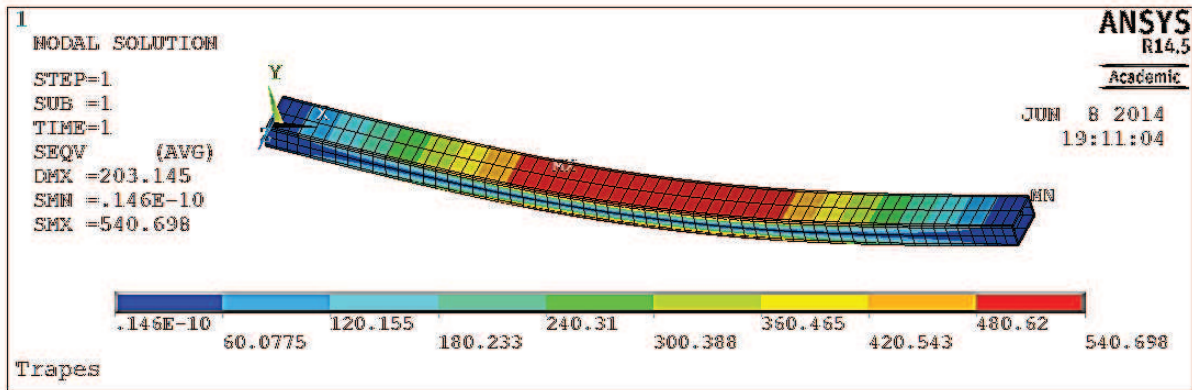
Setter inn for $F = 314\,000\text{N}$, $x = 3250\text{mm}$, $I = 115\,000\,000\text{ mm}^4$ og $E = 108\,000\text{N/mm}^2$

Dette gir, $\delta(3250) = 201,04\text{mm}$

Dette resultatet vil også ligge til grunn for å verifisere oppsettet i ANSYS. Videre kan jeg da benytte ANSYS til å finne riktig bjelke i henhold til spenning og nedbøyning.

Benytter et profil med litt lavere treghetsmoment enn ved håndberegninger. Dette profilet har følgende tverrsnitt: $h = 188\text{mm}$, $b = 370\text{mm}$, og $t = 20\text{mm}$. Høyden er her satt større enn bredden, dette, er fordi man ønsker mest bøyning i x-retningen og ikke z-retningen.

Tar kun for meg bjelke spennet på 6000 mm fastholder den ene enden mot bevegelse i x-, y- og z-retning samt rotasjon om x akse. Den andre enden fastholdes mot bevegelse i y- og z-retningen, hvilket gir bjelken mulighet til å skli inn mot midten når den deformeres.



Figur 73: Illustrasjon av den gitte bjelken simulert i ANSYS.

Fra ANSYS får jeg følgende data:

- Total deformasjon: 203,15mm
- Maksimal opptredende spenning: 540,70MPa

Dette er tilnærmet håndberegningene og jeg kan derfor anta at oppsettet i ANSYS er riktig.

Den maksimale opptredende spenningen vil opptre ved midten, hvor nedbøyningen er størst, se figur 73.

Opptredende gjennomsnittlig skjærspenning er:

$$\tau_x = \frac{F_1}{A} = \frac{314000N}{21200mm^2} = 14,8MPa = \tau_z \quad 9.16$$

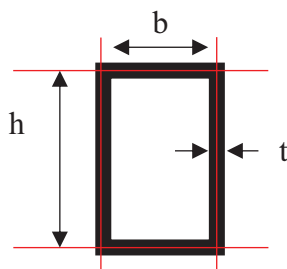
Opptredende bøyspenningen er:

$$\sigma = \frac{M_1}{W} \quad 9.17$$

$$\sigma = \frac{M_1}{W} = \frac{314000N * 2120mm}{1279754.38mm^4} = 520,16MPa$$

$$\sigma = \frac{M_1}{W} = \frac{314000N * 2620mm}{1986877.19mm^4} = 335,04MPa$$

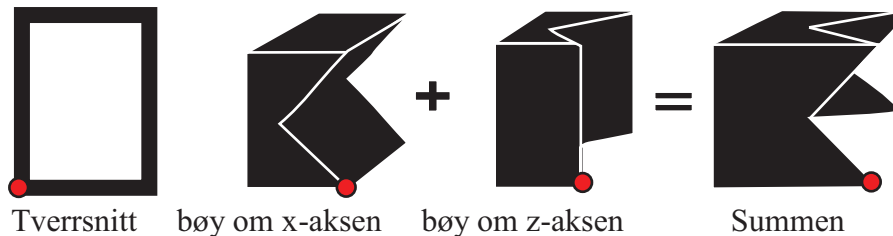
I tillegg til bøyspenninger og skjærspenninger som resultat av skjær kreftene, er det også en annen skjær komponent som kommer av vridning. For et rektangulært hulprofil er det den opptredende vridespenningen gitt ved[S.9]:



$$\tau = \frac{M_1}{2 * A_m * t}, \quad \text{hvor } A = (b - t) * (h - t) \quad 9.18$$

$$\tau = \frac{31400kNmm}{2 * 61200mm^2 * 20mm} = 12,83MPa$$

Denne spenningen er mye mindre sammenlignet med bøyspenningene og velger derfor å ekskludere den, med tanke på at det ikke er snakk om struktur optimering.

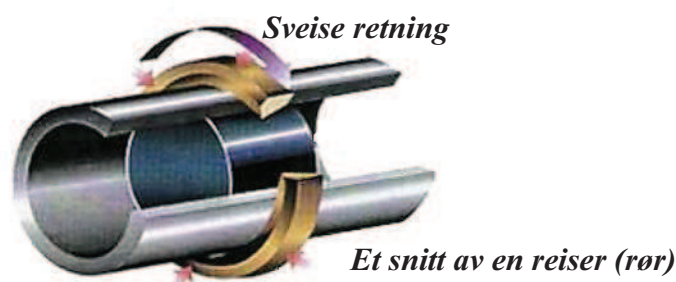


Figur 74: Snitt av bjelken, hvor den oransje prikken indikerer området hvor den største spenningen opptrer.

I det gitte punktet som illustrert i figur 75, vil det i verste fall bli utsatt for summen av spenningene som opptrer i bjelken. I kravspesifikasjonene er det satt at bjelken skal kunne motstå belastning i x-retningen og z-retningen samtidig. Den antas også at friksjonskoeffisienten til gummi elementet er lik1, hvilket betyr at bjelken blir utsatt for den samme belastningen i z-retningen, som x-retningen. Dette betyr at spenningen som opptrer i punktet som vist i figur 74 blir summasjonen av bøyspenningene om x- og z-aksen.

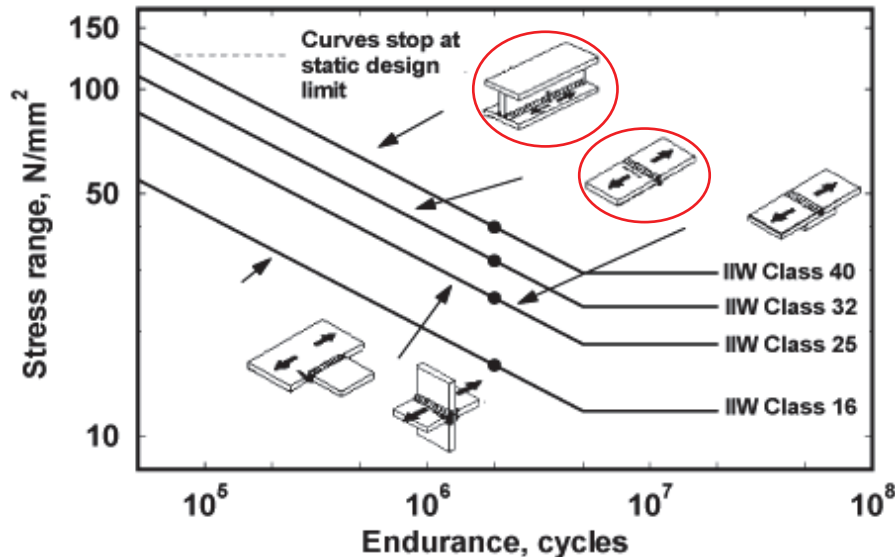
Dette er en konservativ metode, fordi det ikke ved hver svingning, vil opptre maks bøy om både x-aksen og z-aksen samtidig. På grunnlag av dette, velger jeg å se bort ifra strekk og torsjons spenninger, som kan opptre siden disse er så små sammenlignet med bøyspenningene.

Summasjonen av bøyspenningene blir 855,2 MPa dette er over hva som er notert i CES-edupack, men en artikkel[I.42] som omhandler testing av behalede titan legeringer, vises det til utmattings grense opp imot 1200MPa ved 10^7 svingninger. Dette er ikke noe jeg har ytterligere informasjon om og jeg har derfor valgt å benytte DNV-RP-F201[S.10] hvilket er den sikreste kilden for utmattingsdata til Titan jeg har. Ved å benytte dataene fra DNV standarden, vil utmattingsberegningene være konservative. Dette er fordi dataene er designet for sveiste forbindelse av risers, som benyttes i olje industrien. Se bilde 75.



Figur 75: Illustrasjon av hvordan risere er sammenføyd, rørene er sveist sammen transvers på lengde retningen[I.43].

Sveisene på disse rørene er transvers på lengde retningen hvilket betyr at det er en mer utsatt forbindelse med tanke på bøyning, sammenlignet med en langsgående sveiseforbindelse, se figur 76. Men det er også viktig å bemerke seg at det ikke er store forskjellen i dataene respektivt til sveist forbindelse og grunnmaterielt, hvilket igjen kan bety at det kanskje ikke er så mye å hente med tanke på utmating med hensyn på langsgående sveiser.



Figur 76: Illustrasjon av utmattings forhold mellom langsgående og tranvers sveis, bildet er kun for illustrasjon data, har ingen sammenheng med oppgaven.[I.44].

Sjekker bjelken imot utmatting:

Benytte weibullfordelte lastspekter som antar en helning i SN-kurven [S.11]. Dette er en metode som benyttes når et bølgespekter forårsaker spennings veklinger og man antar at kurven dekker alle spenningsene som opptrer. Tar utgangspunkt i DNV-RP-F201 sveist forbindelse[S.10]:

$$D = \frac{n_0}{C} * \frac{\Delta\sigma^m}{(\ln(n_0))^{\frac{m}{h}}} * \left(1 + \frac{m}{h}\right) \quad 9.19$$

Fra regelverket er, $m = 3,4$ og $C = 10^{13,1}$

$$\left(1 + \frac{m}{h}\right) \text{ er gitt av tabell } \Rightarrow 10,136101, \text{ se vedlegg 2.}$$

Weibullfordelt lastspekter gir da en delskade på:

$$D = \frac{5 * 10^6}{10^{13,1}} * \frac{855,2^{3,4}}{(\ln(5 * 10^6))^{\frac{3,4}{1}}} * 10,136101 = 3,42$$

Total levetid blir da:

$$\text{År} = \frac{1}{3,42} \approx 3 \text{ måneder}$$

Utmattings beregninger i henhold til DNV-RP-F201 er altså, langt ifra kravene og det må derfor vurderes en annen legering. I henhold til CES edupack, kan titan legeringer fås med en utmattings fasthet over 700MPa ved 10^7 svingninger og som tidligere nevnt, viser et studie av spesielle herdede legeringer til en utmattings grense over 1000 MPa ved 10^7 svingninger[I.42]. Dette betyr at det kanskje, vil kunne være mulig å benytte denne bjelken ved oppnåelse av riktig legerings sammensetning, men at det antakelig vil være mer kostbart, ved at det mest sannsynlig vil kreve ekstra utmattings tester av titan legeringer under det aktuelle belastnings tilfelle.

Etter samtale med Geir valgte jeg igjen, å se nærmere på en trapes formet bjelke for å oppnå spenninger som tilfredsstilte $5 \cdot 10^6$ svingninger etter DNV standarden. Til forskjell ifra aluminium viste det seg at utmattings grenser for sveist titan forbindelse, ikke hadde så mye lavere grense enn grunnmaterialet, antakelig fordi den varme påvirkede sonen ikke svekker strukturen så mye som for aluminium. Dette gav mulighet til å dimensjonere en hul trapes formet bjelke, hvilke vil være lettere enn alternativet sett på tidligere. Denne har et mye større tverrsnitt på midten og man vil derfor kunne oppnå mindre bøyepenninger og derav lengre levetid, samtidig som innsnevringene mot kantene sørger for at man fortsatt også oppnår ønsket innbøyning.

Ved bruk av DNV sitt reglement ved utmatting av titan, er den største tillatte spenningen i sveis med krav for $5 \cdot 10^6$ svingninger, gitt ved:

$$1/20\text{år} = \frac{5 \cdot 10^6}{10^{13,4}} * \frac{\sigma}{(\ln(5 \cdot 10^6))^{\frac{3,4}{1}}} * 10,136101 \quad 9.20$$

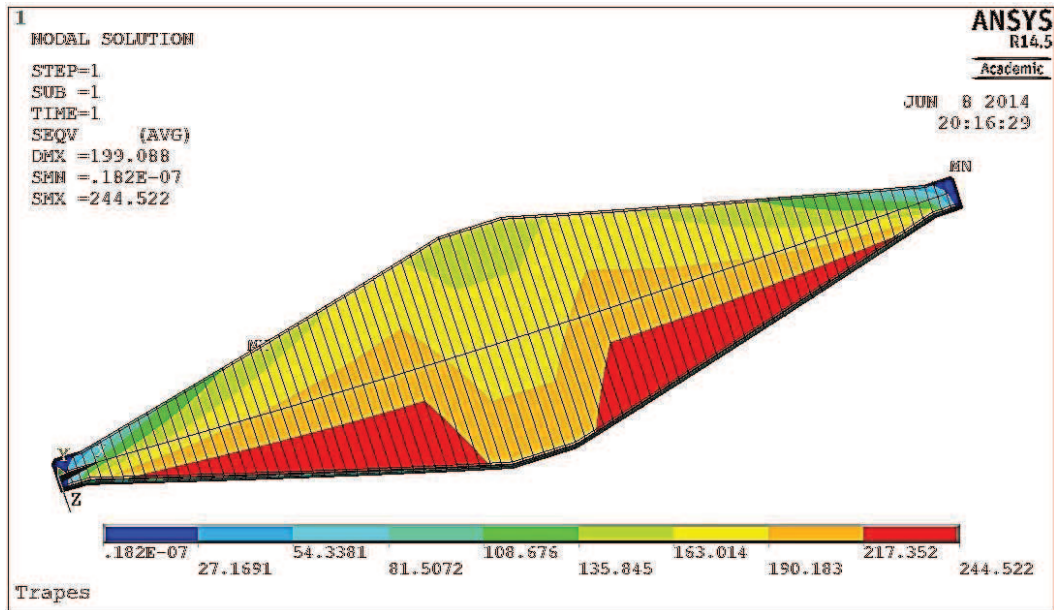
Løser med hensyn på σ :

$$\sigma = \frac{10^{13,1} * (\ln(5 \cdot 10^6))^{\frac{3,4}{1}} * 1/20}{5 \cdot 10^6 * 10,136101} = 246,82\text{MPa} \quad 9.21$$

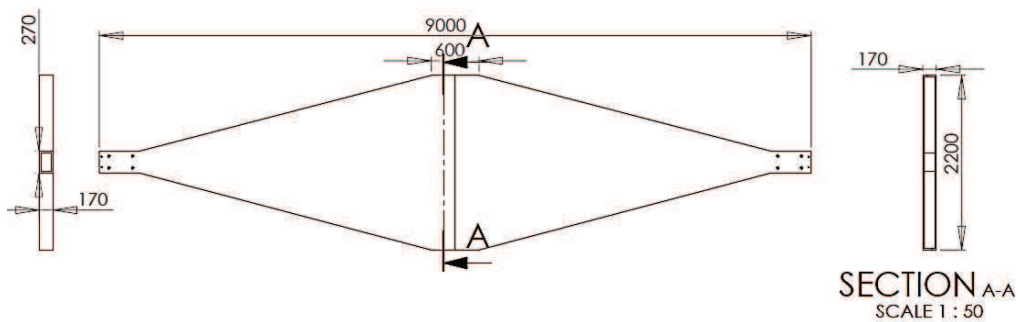
Denne spenningen er den totale spenningen, sammensatt av belastning i z- og x-retning.

For å finne en tilfredsstillende bjelke, valget jeg å benytte ANSYS, med samme oppsett som tidligere, men benyttet nå to forskjellige profiler, ett for midten og et for kantene. Bjelken har et 600 mm uniformt tverrsnitt på midten, dette er en avstand som er satt i sammenheng med gangbruen som er 600 mm bred og det vil med dette partiet være en jevn overgang mellom bjelken og gangbruen.

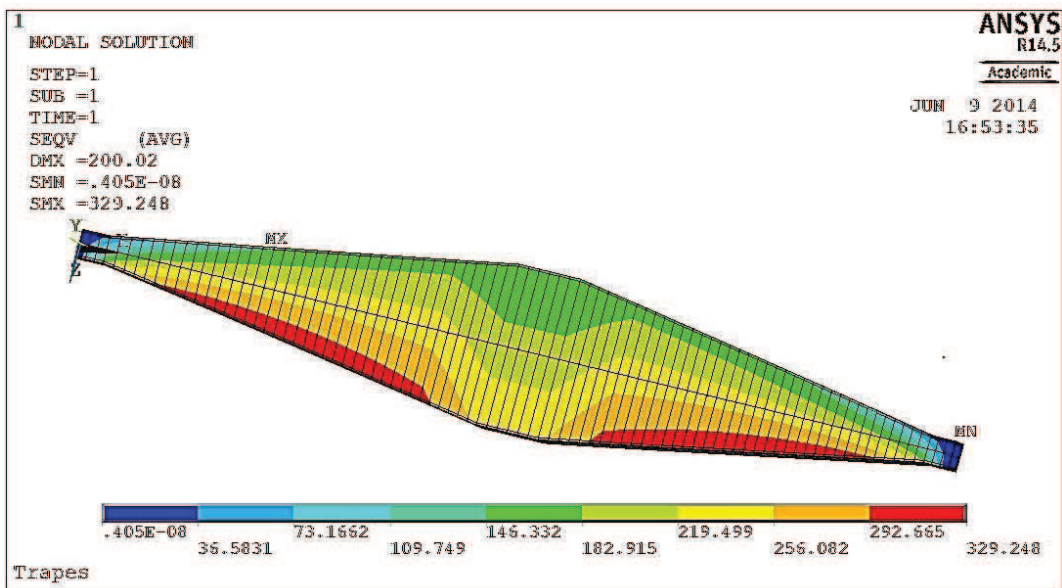
Videre prøvde jeg fram med forskjellige profiler og lengder. I krav spesifikasjonene, ble det poengtert at redusert vekt er av høyprioritet. Under simuleringene, ble det notert at det er ganske store vekt forskjell i forhold til endring av profiler. Jeg kom fram til to forskjellige bjelker, som vist på neste side:



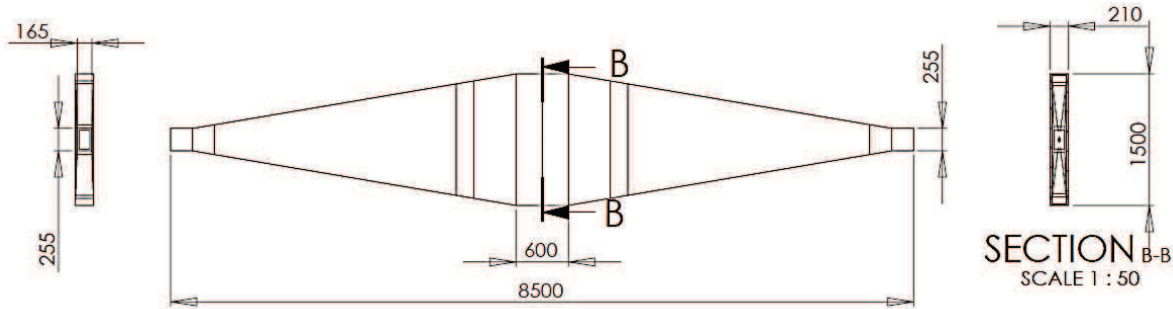
Figur 77: Spenning og deformasjon til bjelken med 20,7 års levetid.



Figur 78: Dimensjoner til bjelken med 20,7 års levetid.



Figur 79: Spenning og deformasjon til bjelken med 7,5 års levetid.



Figur 80: *Bjelke med levetid på 7,5 måneder samt dimensjoner.*

Benytter likning 9.19 for å finne delskaden og levetiden for de to respektive bjelkene blir som følger:

Den største:

$$D = \frac{5 * 10^6}{10^{13.1}} * \frac{244,52}{(\ln(5 * 10^6))^{\frac{3.4}{1}}} * 10.136101 = 0,0478$$

Total levetid blir da:

$$\text{År} = \frac{1}{0.361} = 20\text{år og } 11 \text{ måneder}$$

Den minste:

$$D = \frac{5 * 10^6}{10^{13.1}} * \frac{329,3^{3.4}}{(\ln(5 * 10^6))^{\frac{3.4}{1}}} * 10.136101 = 0,133$$

Total levetid blir da:

$$\text{År} = \frac{1}{0.133} = 7 \text{ år og } 6 \text{ måneder}$$

Bjelken som tilfredsstiller levetiden gir en vekt på ca. 2100 kg, Dette er nært hva som er satt som øvre grense for total vekt, hvis man tillater å bytte ut bjelken 2 ganger løpet av levetiden altså vert sjuende år, kan man benytte den andre bjelken med en masse på 1588 kg. Dette betyr en vekt reduksjon på ca. 500 kg, hvilket bidrar til 0,5 prosent mindre drivstoff utgifter. Dette er ikke nok til å kunne dekke utgiftene til to ekstra bjelker, men det vil redusere ekstrakostnadene noe. Et annet moment er at det er gjennomført veldig konservative beregninger for den gitte bjelken, hvilket betyr at levetiden i realiteten antakelig vil være mye høyere enn anslått. Det er også viktig å poengtere at dette er en prototype, og det vil derfor i all sannsynlighet være potensiale for forbedringer ettersom man får dokumentert hvordan systemet virker i fullskala. En utbedret løsning kan da erstatte den originale bjelken når levetiden nærmer seg slutten. Geometrisk sett er den mindre bjelken, vesentlig mindre på midten (se figur 78 og 80), hvilket betyr at det funksjonelt sett også er et bedre alternativ, i henhold til at gangbruene kommer litt lavere, noe som resulterer i et, lavere tyngde punkt samt mindre forstyrrelser med tanke på sikt fra broa.

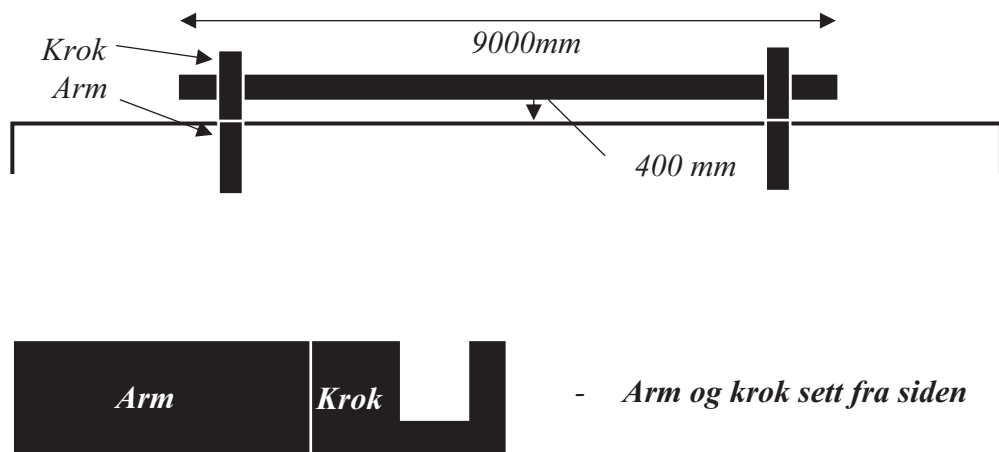
Dette valget vil være et vurderings moment, men for å oppfylle kravet om 20 års leve tid har jeg bestemt å benytte den største bjelken videre i oppgaven. Data for den valgte bjelken:

- **Midt profil:**
 - $I_x = 47054833333\text{mm}^4$
 - $I_y = 493152083\text{mm}^4$
- **Ende profil:**
 - $I_y = 65753750\text{mm}^4$
 - $I_x = 157840000\text{mm}^4$
- **Lengde:** 9000mm (500mm ekstra for opplager på hver side)
- **Masse:** 2108kg (ekstra vekt pga. ekstra opplager på hver side)
- **Tyngdepunkt:** Senter av bjelken, $x=0\text{ mm}$, $y=4500\text{ mm}$ og $z=0\text{ mm}$.

Det er fortsatt rom for optimalisering av bjelkeprofilet, men ytterlig optimalisering i henhold til vekt og opptredende spenninger, er noe som settes til videre arbeid. Dette er fordi det med stor sannsynlighet vil oppstå nødvendige endringer om et nytt bassengforsøk gjennomføres, hvilket kan bety endringer av rammebetingelsene samt at det må tas en kostnadsvurdering.

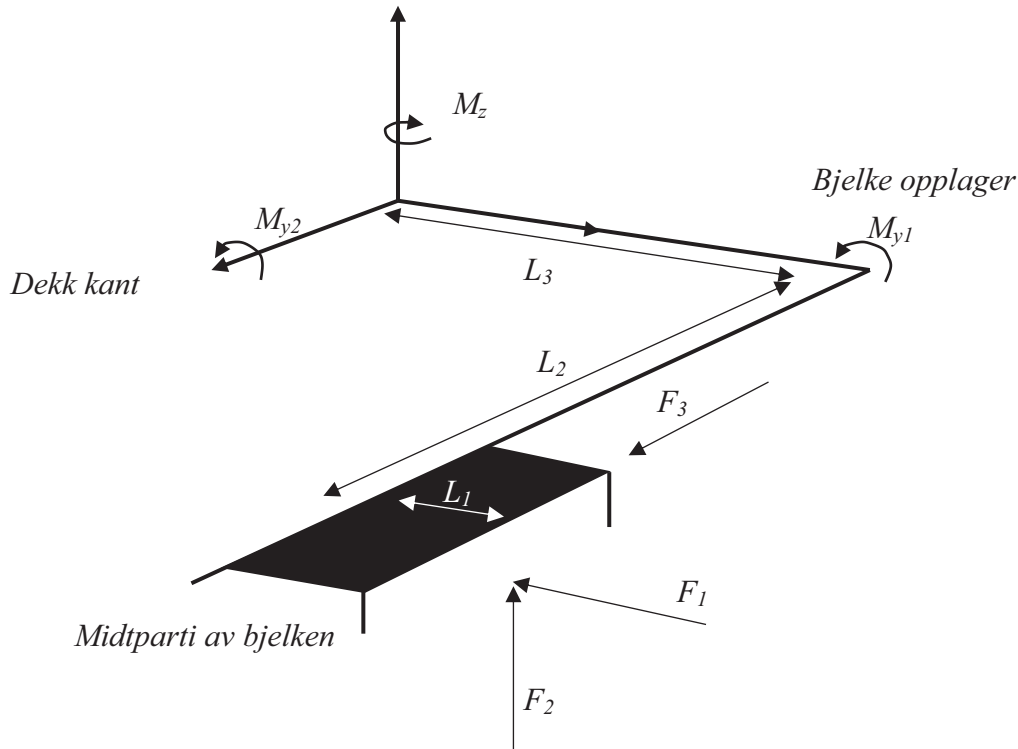
8.13. Utvikling av «kroken» og «armen»

Som definert tidligere i dette avsnittet, skal bjelken fritt opplagres. Den skal ha en vandring på 200mm, pluss 100mm med tanke på sikkerhet i form av sekundær absorpsjon. Dette betyr at det må konstrueres to kroker som bjelken ligger i og to armer som holder den innerste bjelke flaten ute i posisjon 300 mm ifra dekk kanten, se figur 81.



Figur 81: Illustrasjon av bjelke og utheng.

Ut ifra opplysningene om bjelke dimensjonen og avstand ifra dekk kanten, har jeg satt opp følgende oversikt på lasttilfelle som oppstår ved aksessering.



Figur 82: Oversikt over opptredende krefter. Fender er snittet og sett fra den ene siden, hvor det svarte elementet representerer friksjonselementet og aksekorset indikerer kanten på fartøyet.

Figur 82, illustrerer et snitt i senter av bjelken dette gir en oversikt over opptredende krefter og momenter som virker på systemet. Det er antatt dynamiske laster, altså det dobbelte av den statiske.

$$L_1 = 100 \text{ mm}$$

$$L_2 = 3120 \text{ mm}$$

$$L_3 = 485 \text{ mm}$$

$$F_1 = 314 \text{ kN}$$

$$F_2 = 314 \text{ kN}$$

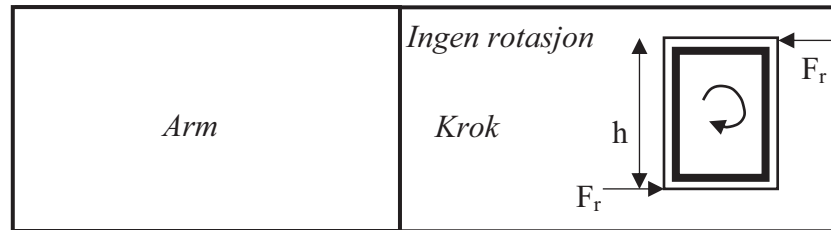
$$F_3 = 157 \text{ kN}$$

$$M_{y1} = F_1 * L_1 = 314 \text{ kN} * 100 \text{ mm} = 31\,400 \text{ kNm} \quad 9.22$$

$$M_z = F_3 * (L_3 + L_1) = 157 \text{ kN} * (485 \text{ mm}) = 76,14 \text{ MNmm} \quad 9.23$$

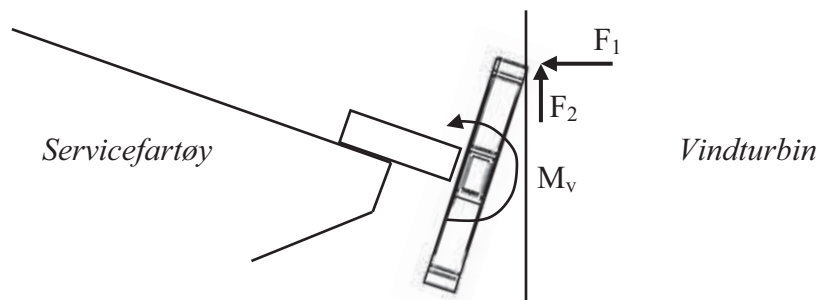
$$M_{y2} = F_2 * (L_3 + L_1) = 314 \text{ kN} * (485 \text{ mm}) = 152,29 \text{ MNmm} \quad 9.24$$

Geometrien til kroken, rundt bjelken dimensjonerer jeg etter vridningsmomentet som må tas opp, se figur 83.



Figur 83: Kork og arm illustrasjon av kreftene ved krok vegg, som resultat av moment om bjelkens senter.

I utgangspunktet ville jeg dimensjonert etter F_2 , men siden midt partiet på bjelken er såpass stort, vil man kunne risikere å oppnå enda større krefter ved skjev belastning, se figur 84. Jeg antar at fartøyet kan bli tiltet slik at full kraft blir tatt opp i øverste parti av bjelken, se figur 84.



Figur 84: Illustrasjon av skjev belastning venstre side er opplagret på dekk og høyre side er kontakt med vind turbinen.

Dette gir et vrimoment på:

$$M_v = 314kN * 1100mm = 314MN$$

Ved opplager vil dette gi en reaksjonskraft som vist i figur 83. Denne kraften blir:

$$F_r = \frac{M_v}{h} = \frac{3454MN}{270mm} = 1279kN \quad 9.25$$

Denne kraften er over tre ganger F_1 og F_2 . For å unngå å dimensjoner kroken så stor, har jeg valgt å se på enn annen innfestningsmetode, hvor vridningsmomentet neglisjeres, se figur

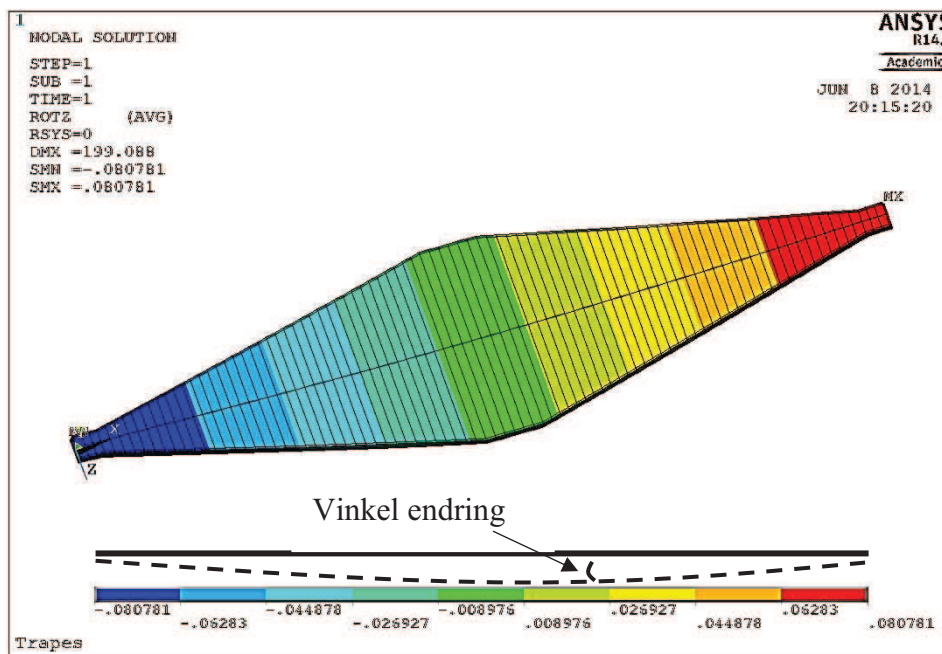
Den maksimale vridnings vinkelen er satt i henhold til den største pitch verdien som opptrer i analysene. Denne løsningen, bidrar også til stabil kontakt imot vindturbinen, ved at bjelken roterer i opplageret ettersom fartøyet går opp og ned i bølgene.



Figur 85: Illustrasjon av endret opplager tillater begrenset rotasjon om y-aksen.

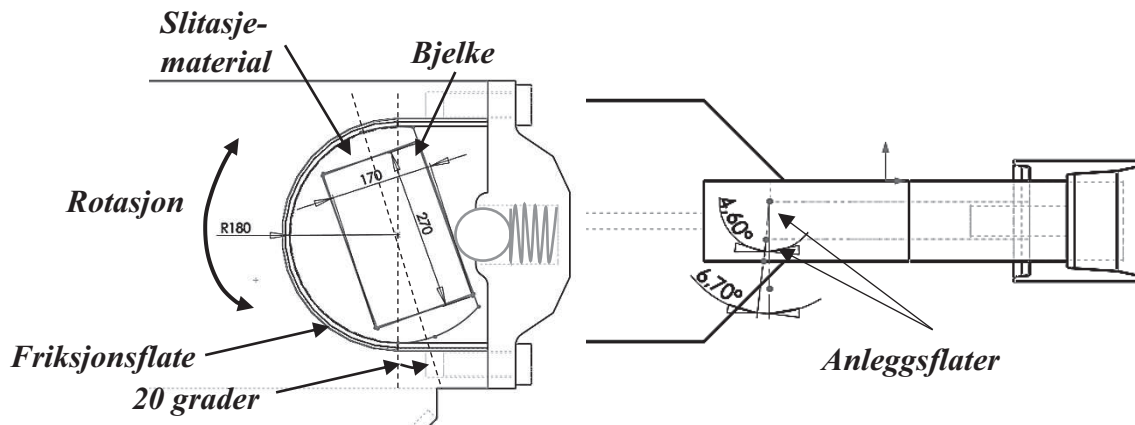
Bjelken skal som forklart, ligge i kroken og låses på plass med en brakett som boltes på fram siden. Kroken består av en 150mm tykk titan plate som strekker seg inn til dekk kanten, hvor den sveises fast til amen. Jeg velger å benytte Titan også for opplagrene, da dette vil bidra til lavere vekt samt nærmest vedlikehold fri konstruksjon med tanke på overflatebehandling og korrosjon. Tykkelsen er satt, med tanke på opplager bredde og bolt plassering, som nærmere beskrevet i figur 90. Avgjørelsen om det skal benyttes stålbolter eller titan bolter, settes til videre arbeid, det vil da være nødvendig å ta hensyn til gjenging av titan og eventuell galvanisering og korrosjon, mellom stål og aluminium.

Når bjelken deformeres vil vinkelen endres ved opplagrings punkt. Dette er illustrert i figur 86, hvor vinkelendringen er gitt i radianer. For at dette skal kunne fungere er det nødvendig å gi bjelken frihet til bevegelse, løsningen for dette er vist i figur 87.



Figur 86: Illustrasjon av vinkel endring ved maksimal belastning i x-retningen, verdier gitt i radianer.

Vinkelen ved opplager under normal belastning er 4,6 grader, og 6,7 ved maksimal belastning. Dette gir grunnlag for videre utforming av kroken.

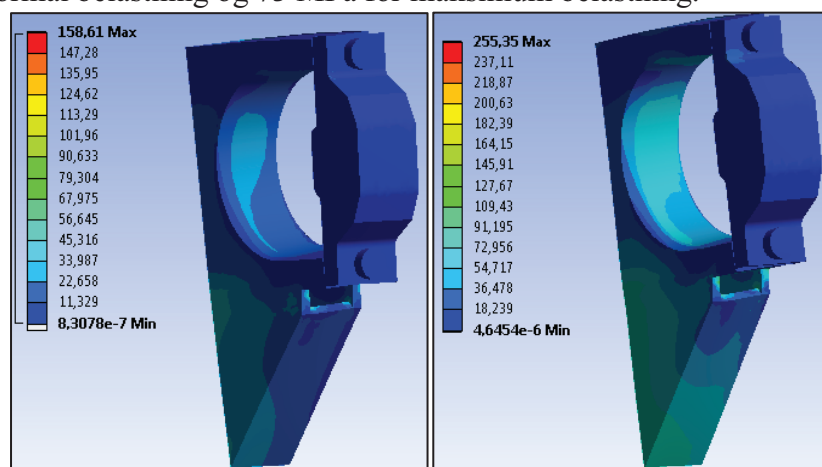


Figur 87: Slitasje materiale, festet til bjelken ved opplagring, samt illustrasjon av maksimal rotasjons utslag på 20 grader. Til høyre er kroken sett ovenfra med indikering av kurvatur, med hensyn på vinkel endring av bjelke opplager når bjelken blir belastet.

Som beskrevet tidligere i dette avsnittet, vil bjelken under belastning, bevege seg i y-retningen. Dette betyr at det vil oppstå friksjon mellom bjelken og kroken. For å minimere dette legger, har jeg valgt å legge inn et element mellom krok veggen og bjelken Dette vil bestå av et materiale, som sørger for mindre slitasje og mindre friksjon mellom kontaktflatene.

Ved innbøyning vil det oppstå et flate trykk mot innsiden av kroken, dette trykket må ikke kunne deformere overflaten, Hensikten med dette mellom legget, er at selve bjelken eller kroken ikke skal slites når bjelken glir i opplageret.

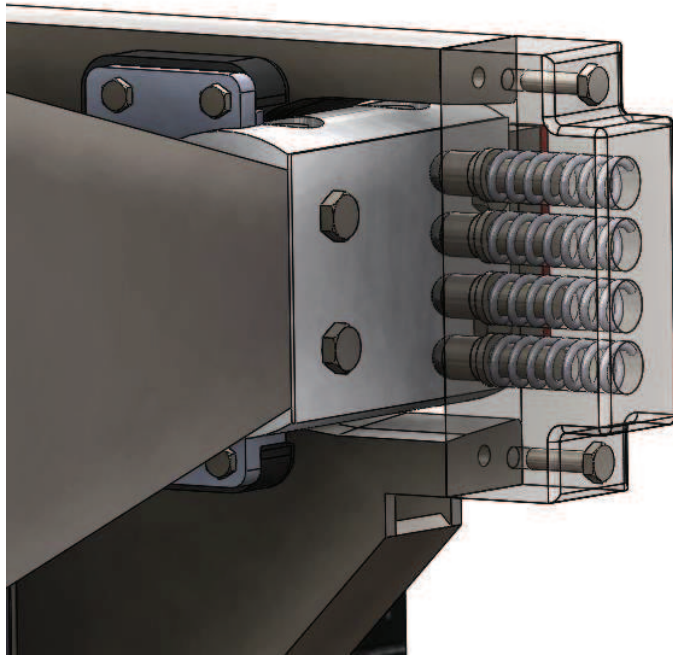
Med hensyn på valg av slitasje materiale, er det nødvendig å vite hvilket flate trykk, materialet blir utsatt for. Jeg benyttet en funksjon i ANSYS Workbench som heter probe. Funksjonen, gjør det mulig å indentifisere spenningen ved ett gitt punkt, dette gav avrundet 34 MPa for normal belastning og 73 MPa for maksimum belastning.



Figur 88: (t.h.)Spennings konsentrasjon ved normal belastning og maksimum belastning (t.v.) Rød prikk indikerer proben.

Mulige leverandører for slitasje elementet, er beskrevet innledningsvis i dette kapittelet under avsnitt 8.1.5. valg av materiale er satt til videre arbeid.

Når bjelken ligger i kroken som vist i figur 89, vil det være noe slark og jeg har derfor lagt inn en klem-funksjon som består av et integrert fjærsystem som også vist i figur 89. Bjelken blir presset imot anleggsflaten, dette er for å forsikre at bjelken alltid står imot en anleggsflate og man vil på den måten redusere små støtene mellom kroken og bjelken under belastning, se figur 89.

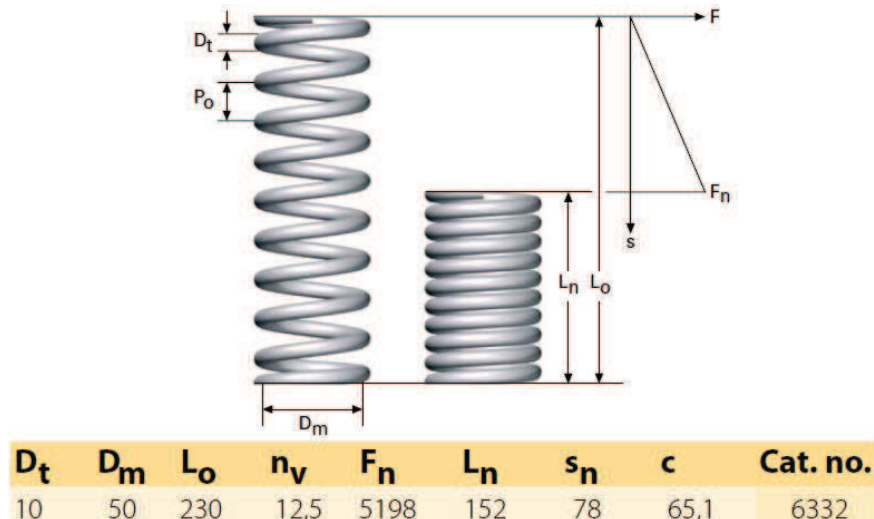


Figur 89: Illustrasjon av fjærsystemet som holder bjelken i posisjon. Videre utviklet noe fra hva som er illustrert i figur 87.

Bjelken veier 2108kg, gitt at friksjonen er lik en, vil bety at man trenger en kraft i hver av «krokene» mot bjelken til å være minimum:

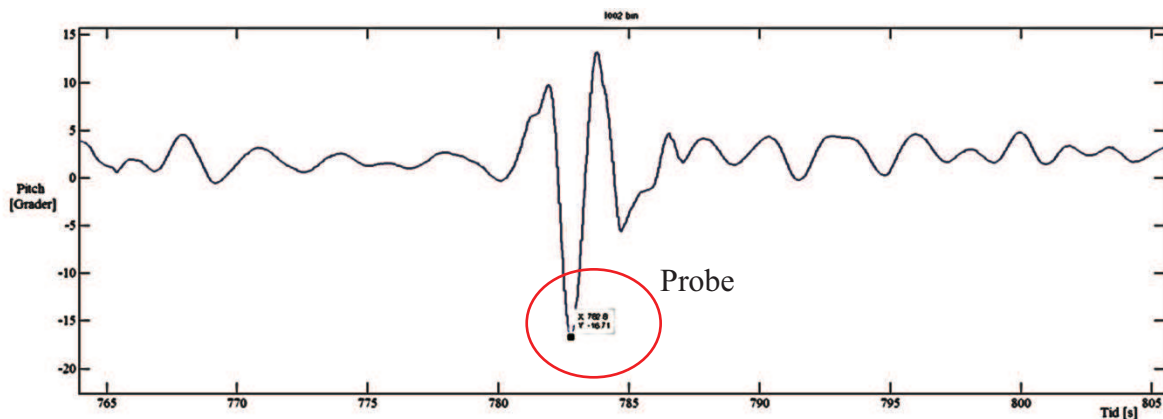
$$F_{klem} = \frac{2108kg}{2} * 9.81 \frac{m}{s^2} \approx 10,34kN \quad 9.26$$

Jeg har valgt å benytte fire fjærer som vist i figur 89. Dette betyr at hver fjær må gi et trykk på 5,59kN. Utifra katalogen til Lesjöfors AB finner følgende fjær som vist i figur 90. for å kunne holde bjelken mot motsatt vegg i kroken når den ikke er belastet.



Figur 90: Data hentet fra katalogen til Lesjølors AB. [I.45]

Denne funksjonen sørger også for at bjelken skal kunne holde seg 90 grader på dekket, når den står i ro når den ikke er under belastning, og slik at den kommer tilbake i likevekt etter at den har vært belastet. Maksimum rotasjons utslag, har jeg funnet ut ifra logget data fra modell testene, se figur 91.

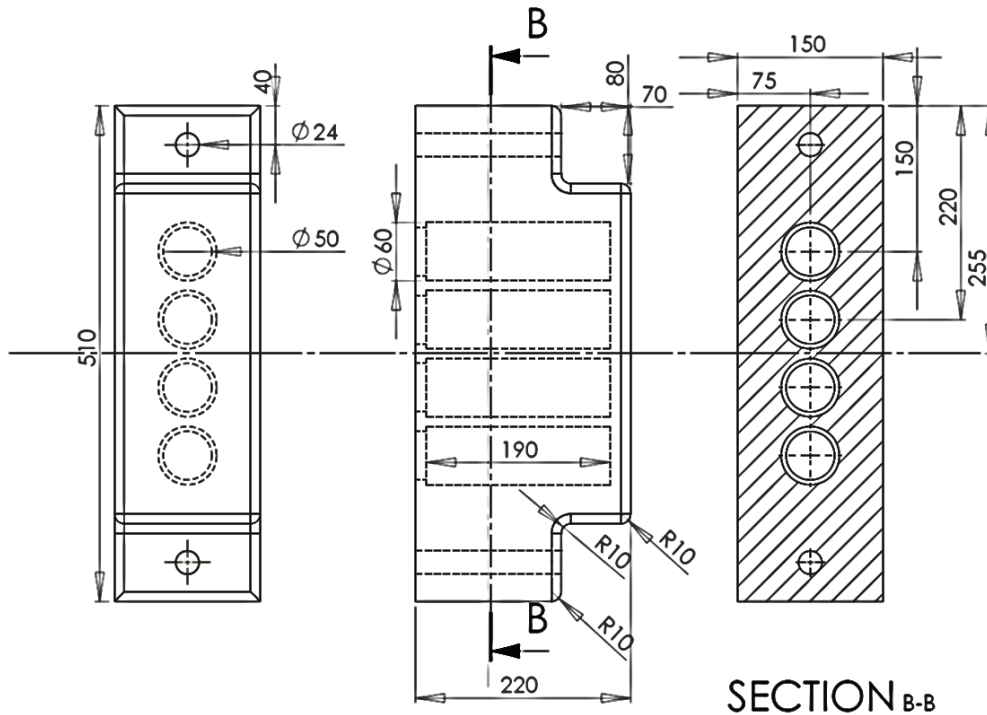


Figur 91: Maksimalt utslag av pitch og derav antatt maksimal utslag for bjelke rotasjon. Proben i figuren indikerer 16,71 Grader.

For dimensjonering har jeg satt en øvre grense for rotasjon på 20 grader, se figur 90. Dette er valgt for å minimere motvirkende krefter, som vil opptre om grensen er satt eksakt 16,71 grader. Ved likt utslag som grensen ville det da oppstått en motvirkende kraft noe som ikke er ønskelig og derfor er det lagt inn en buffer på ca. 3 grader.

Eventuelle komponenter som settes på bjelken som gangbruen og gummi elementer, vil kunne endre tyngdepunktet ved rotasjon. Det er da nødvendig å se nærmere på oppretting av bjelken og sørge for at fjær kraften er sto nok. Dette er noe som settes til videre arbeid etter som at det ikke er helt klart hvor stor vekt som kommer i tillegg.

Som forklart skal braketten boltes til framsiden av kroken. Bredden til kroken var satt til 150mm og utplasseringen ble som følger:



Figur 92: Øvre del av kroken, braketten som holder bjelken nede. Snittet i b indikerer også at braketten må være i to deler for å kunne lage sporet som vist i midten (190mm langt).

Denne braketten, vil ikke bli utsatt for de store belastningene, men skal sørge for at bjelken, holdes på plass. Dette betyr at bolt forbindelsen må kunne stå imot reaksjonskraften til fjæren ved maksimal kompresjon.

$$\sigma = \frac{F/\text{bolter}}{i * \left(\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)\right)} \quad 9.27$$

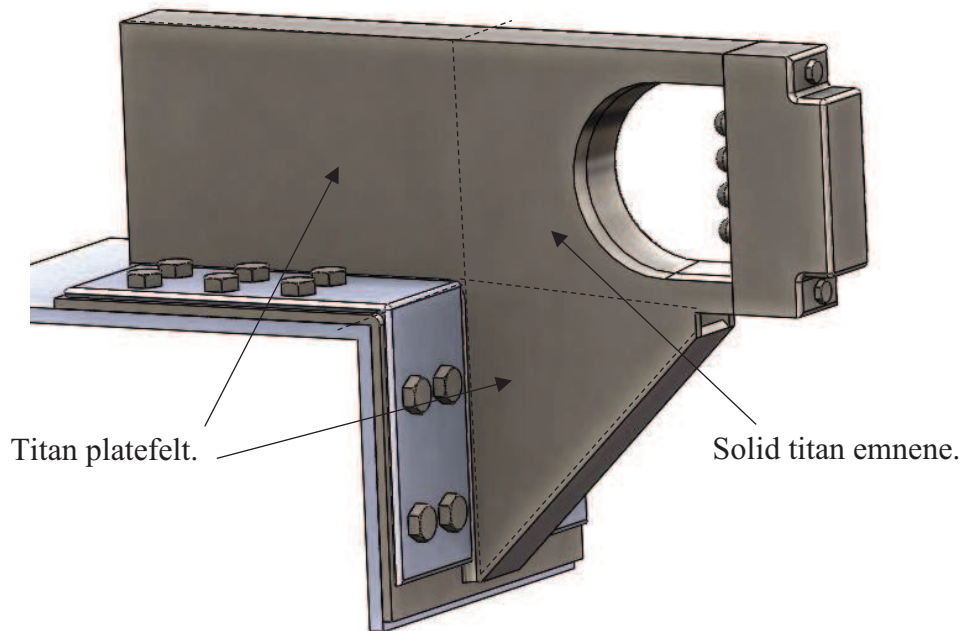
Tar utgangspunkt i at boltene skal gjenges 40mm, M24 med Pitch = 2 gir i lik 20 omdreininger[I.46]. Dette gir følgende spenninger på gjenge flatene:

$$\sigma = \frac{14,72kN/2}{20 * \left(\frac{\pi}{4} * (24mm^2 - 21.752mm^2)\right)} = 4,56MPa \quad 9.28$$

Dette er en lav spenning, braketten er derfor godt innen akseptable dimensjoner. Samme bolt forbindelse vil også bli utsatt for noen skjærkrefter, men antar at disse kreftene er ikke betydelig for å kunne ha noen spesiell innvirkning med tanke på grense for utmatting. Se figur 94, området rundt braketten er blått, hvilket betyr at bjelke belastningen ikke vil påvirke boltene som holder braketten nevneverdig.

Som tidligere forklar, skal kroken festes til armen som videre skal sammenføres til fartøyet. Arm-krok sammensetningen, må være stiv for å kunne motstå de store belastningene som forårsakes av støtene mellom fender og vindturbinen. Jeg har derfor valgt å sette sammen titan plater som skjæres til og sammenføres med v-sveiser på samme måte som for bjelken, se figur 93. Det er også lagt på en ekstra plate for ytterlig avstivning, den innerste platen

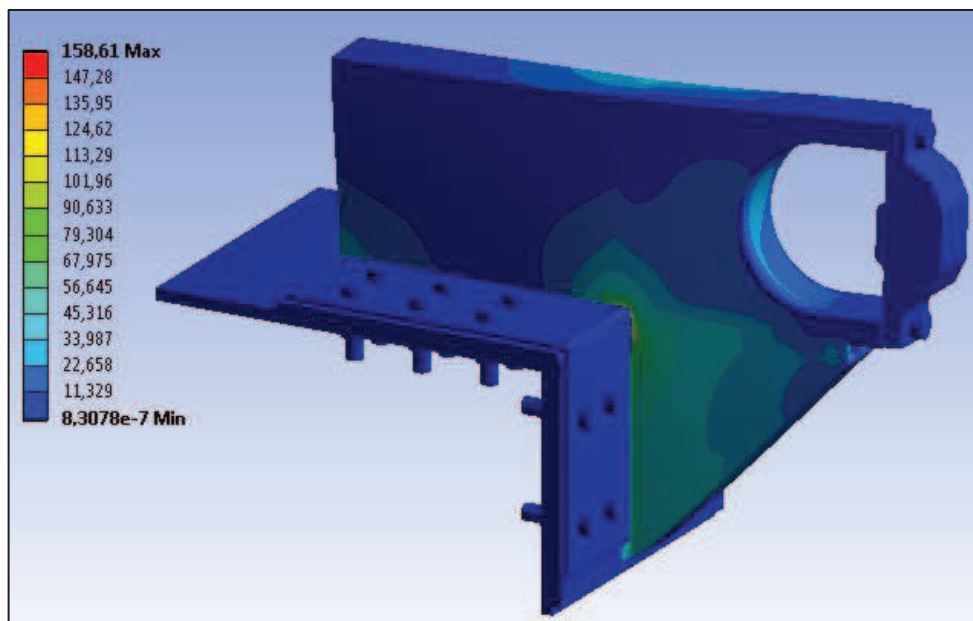
illustrerer dekk. For sammen setningen er det valgt M42 for, ved nøyere kalkulering av innfestningen kan det være mulig å gå ned på dimensjonene.



Figur 93: Krok og arm sammensatt.

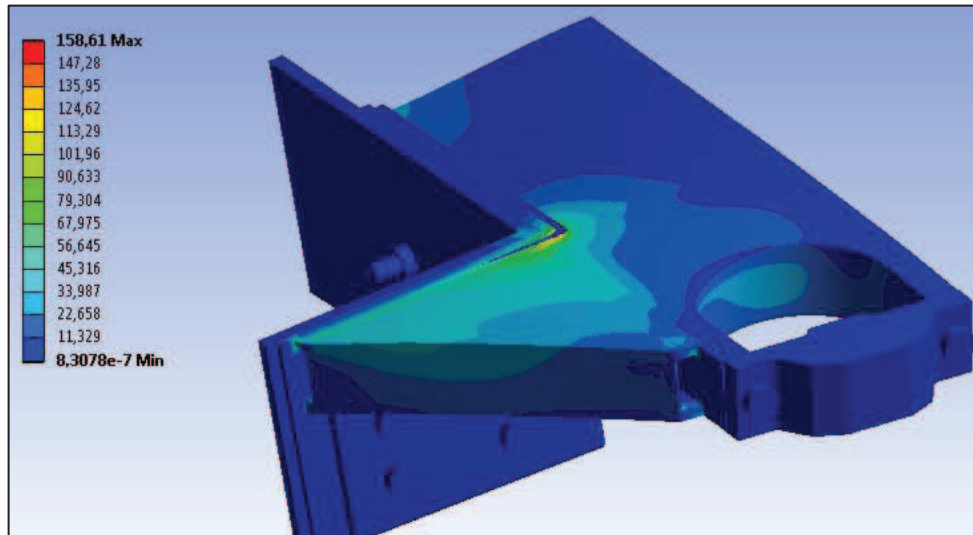
Armen boltes fast opp på dekk og gjennom fronten, dette er for å redusere bøyspenningene som forårsakes av F2.

Sjekker for bøy spenninger i bjelke profilet og overgang mellom arm og kroken. Armen er belastet med F_1 -314kN F_2 314kN og F_3 -157kN.



Figur 94: Simulering av krok og arm i ANSYS.

Simulering i ANSYS gir avrundet 159 MPa som maksimal verdi.



Figur 95: Illustrasjon av maksimalt oppredende von-mises spenning.

Student versjonen av ANSYS har begrenset antall noder til 250000, jeg benyttet først rundt 100000 noder hvilket, gav en maksimums spenning på rundt 90MPa, 200000 noder, gav rundt 150Mpa og 240000 noder, gav en spenning på 158MPa. Det er liten stigning ifra 200000 til 240000, jeg antar derfor at inndelingen er ok, og at spenningene er tilnærmet riktige.

Sjekker med håndberegninger, dette vil være vanskelig å sammenligne da geometrien ikke er uniform. Snitter ut den rektangulære delen av som går inn på dekk. Treghetsmomentet er tatt ifra modellen i SolidWorks ved å bruke seksjons kalkulasjon.

$$I_{y-y} = 706426666 \text{ mm}^4$$

$$I_{x-x} = 91306666 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{M_{y2}}{\frac{I_{x-x} * 2}{h}} \tag{9.29}$$

$$\sigma = \frac{M_{y2}}{\frac{I_x * 2}{h}} = \frac{152,29 \text{ MNmm}}{\frac{343040000 \text{ mm}^4 * 2}{510}} = 54,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M_z}{\frac{I_z * 2}{h}} = \frac{76,14 \text{ MNmm}}{\frac{28160000 \text{ mm}^4 * 2}{150}} = 62,54 \text{ MPa}$$

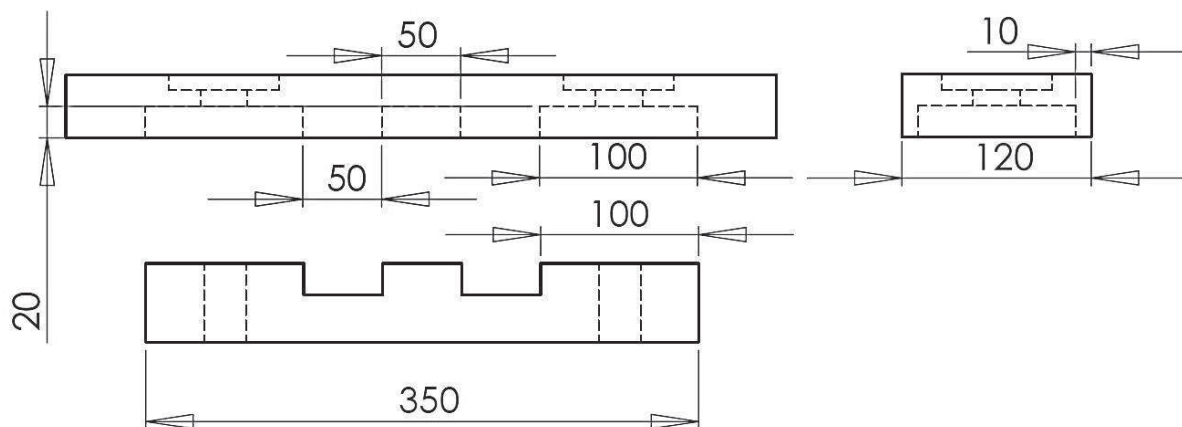
Summert gir 117,51 MPa dette er noe mindre enn området nede i venstre del av den rektangulære delen vist i figur 93. Det er naturlig noe avvik siden det reelle profilet, har en annen geometri enn den forenklete. Det er også noen rette kanter som bidrar til økte spennings konsentrasjoner, hvilket ikke er betraktet i håndberegningene. Vinkelen ved bjelkeopplager (se figur 87) under normal og maksimal belastning i z- og x-retningen er minimal, men vil kunne bidra til noe større spenninger, form av økt bidrag til belastningene i y-retningen, hvilket i beregnet i ANSYS,

Spenningsene er uansett, godt under utmattings grensen for materialer og benytter man samme utmattings betingelser som for bjelken, vil elementet ha en levetid på ca. 87År.

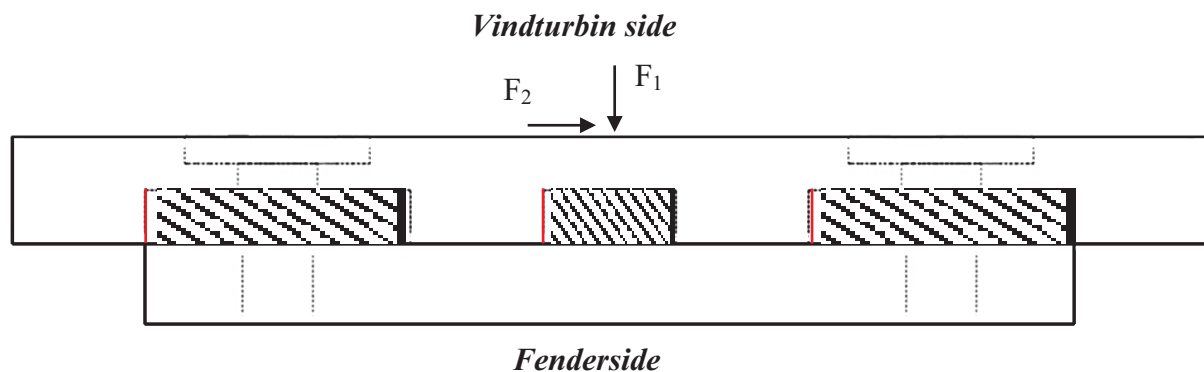
8.14.Utvikling av brakett for modul 1 og 2

Dette elementet skal også lages i titan og sveises til bjelken. Ved utmattingsberegninger av bjelken, er det tatt høyde for sveis, hvilket betyr at utmattingsgrensen er lik, som for bjelken. Sporene som er lagd er ment til å av belaste boltene når elementet blir belastet i z-retning. For friksjons elementene som blir utsatt for den største spenningen må kunne motstå 314kN. Jeg har valgt å benytte 4 braketter for å ta opp kreftene. Kraften på hver brakett, blir da 78500N.

Braketten består av 2 flater i tillegg til ytterkantene, hver flate tar opp sin del av belastningen, se figur 97.



Figur 96: Festebrakett for styrings element og friksjons element.



Figur 97: Illustrasjon av krefter og opplagre ved sammensatt innfestning for Styrings- og friksjonselementet. Røde flater tar opp for F_2 og skraverte områder tar opp for F_3 . F_1 går via gummien rett i bjelken, via gummien.

Spenning forårsaket av F_3 :

$$\sigma_{spor} = \frac{F}{A} \quad 9.30$$

$$\sigma_{spor} = \frac{F}{A} = \frac{157000N}{20mm * 250mm} = 31,4MPa$$

Spenning forårsaket av F_2 :

$$\sigma_{spor} = \frac{F}{A} = \frac{314000N/4 \text{ side flater}}{100 * 20mm} = 39,25MPa$$

Boltene er kun for å holde braketten på plass, den blir ikke belastet i x-retningen fordi friksjonselementet skal være designet slik at kreftene overføres direkte til bjelken

Brakettene sveises til bjelken, benytter kilsveis og prøver med a-mål på 8mm. Dimensjonerende spenning er skjærspenning forårsaket av F_1 og F_3 .

Spenning forårsaket av F_1

$$\sigma_{spor} = \frac{F}{A} = \frac{314000N}{8 * 350 * 2mm} = 56,07MPa$$

Spenning forårsaket av F_3

$$\sigma_{spor} = \frac{F}{A} = \frac{157000N}{2 * 8 * 100mm} = 98,125MPa$$

Dette er spenninger godt innen for utmattings data, det vil også antakelig benyttes flere braketter slik at spenningene blir enda mindre. Innfestningen til gummi elementet blir satt til videre arbeid.

8.15.Utvikling av side og rotasjons stopper

Det siste momentet ved bjelken er en stopper for å hindre beredelser i y retningen ved når den blir belastet i den gitte retningen. Dette er en enkel løsning, med en gjennomgående bolt som holder to braketter. Til disse brakettene festes det gummi elementer som skal sørge for at det ikke oppstår slitasje mellom brakettene og kroken når disse kommer i kontakt med hverandre, samt vil det også redusere støt.

Denne stopperen har jeg valgt å kombinere med slitasje elementene som skiller mellom bjelken og kroken derfor deler jeg kraften på to bolter. Se figur 98.

$$\sigma_{Bolt} = \frac{F}{\overline{\text{bolter}} A} \tag{9.31}$$

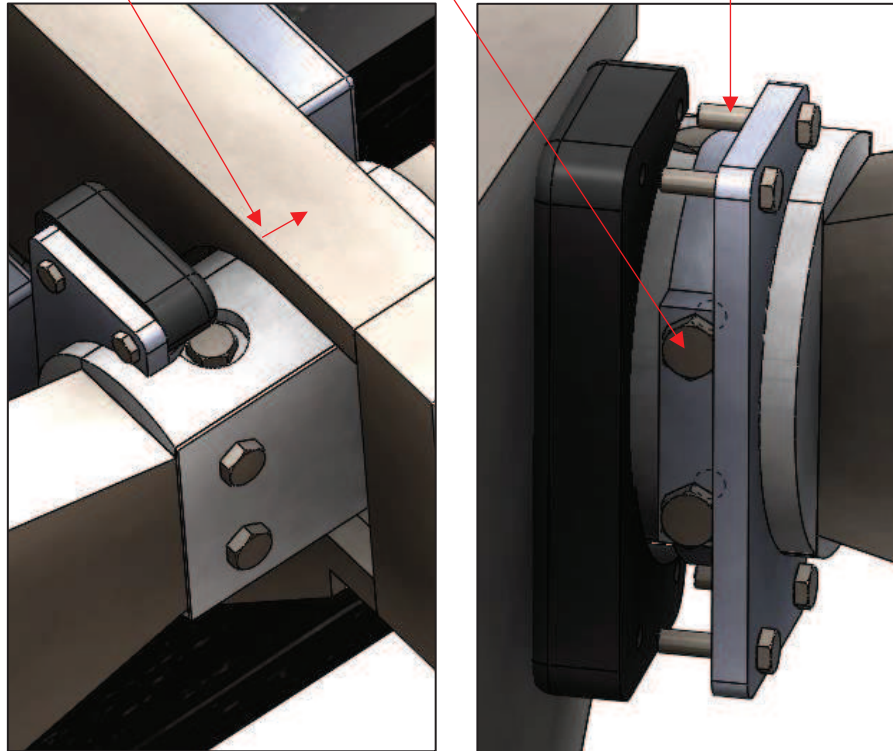
$$\sigma_{Bolt} = \frac{F}{\overline{\text{bolter}} A} = \frac{157000N}{2 \pi * 15^2mm} = 111,05MPa$$

Ved å benytte 12.9 bolt vil disse spenningene ikke være av betydelig fare, men videre beregninger må gjennomføres, ettersom man får kartlagt litt mer i detalj mer nøyaktig, hvilken kraft som virker samt et estimat over antall sykluser denne kraften vil opptre i løpet av levetiden på 20 år.

Hindrer ytterligere bevegelse av bjelken i y-retningen

Gjennomgående bolt – feste til bjelken

Gummi elementer boltes til braketten



Figur 98: t.v. Illustrasjon av side stopper, montert til bjelken og til høyre, en illustrasjon om hvordan den er innfestet til bjelken samt feste til gummi elementet

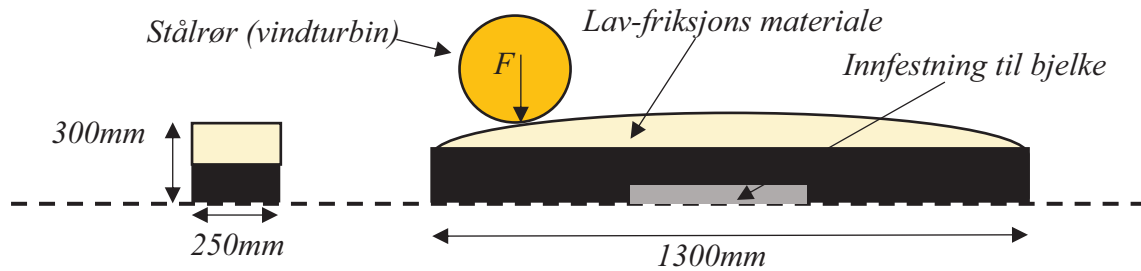
8.16. Modul 1 – Styringselement

8.16.1.1. Grunnlag for utvikling

F_x må overgå friksjonskraften F_f slik at fenderen ikke blir hengende i feil posisjon. Det er derfor nødvendig å benytte et materiale med lav friksjonskoeffisient.

Denne modulen skal festes på midten av bjelken, Men primært skal den ikke ta opp noen energi, men kun fungere som et styringselement. Som beskrevet i avsnitt 6.3.1. kan det oppstå glipp, den må derfor også dimensjoneres slik at den vil kunne motstå et støt forårsaket av en kraft som kan oppstå ved feil aksessering. Kraften som den må kunne motstå er maksimalt støt på 628 kN. Det må også tas hensyn til kraften som oppstår når det sekundære elementet deformeres, se avsnitt 8.2.4.

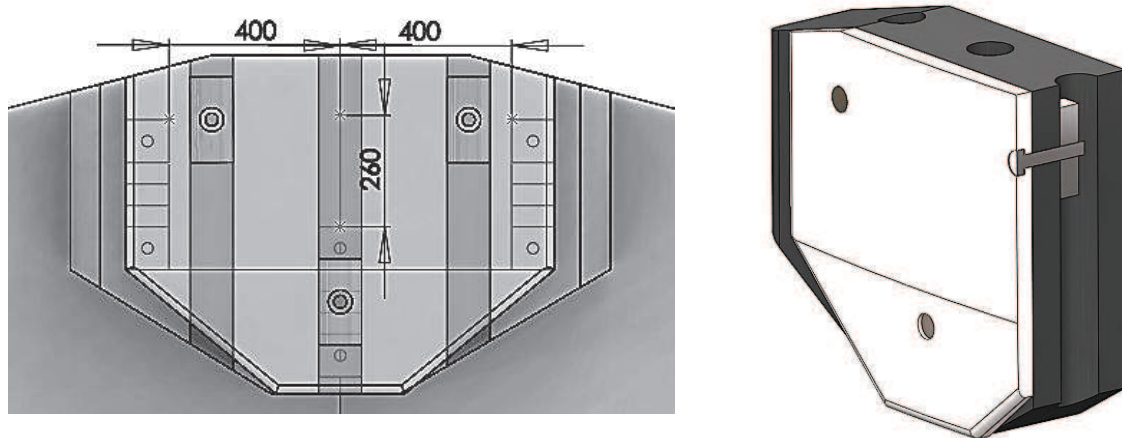
Kravene om minimumsavstand mellom stigen på plattformen er satt i kravspesifikasjonen. Denne avstanden setter begrensningen til de ytre dimensjonene til elementet. Dette betyr at elementet skal være 300 mm i x-retning, 1300 mm i y-retning og 250 mm i z-retningen, se figur 99.



Figur 99: Illustrasjon av de ytre dimensjonene til modulen.

Får å bygge ut plass har jeg valgt å benytte et lag av gummi mellom bjelken og det friksjons frie materialet. I tillegg til å bygge ut, vil mellomlegget også fungere som en ekstra dempende mekanisme når glipp og feil plassering oppstår.

8.16.1.2. Utvikling av styringselementet



Figur 100: Plassering av braketter for styrings elementet og illustrasjon av innfestnings metode for det fremste styrings elementet (plate med lav friksjons koeffisient).

Strukturen må som tidligere nevnt kunne motstå en kraft i x-retningen på 628kN, Krefte i z- og y-retningen avhenger av friksjons koeffisienten til det ytterste materialet hvilket ikke er satt. En friksjonskoeffisient på 0,2 gir Krefte i y- og z- til å være 125600N. Gummi elementet festes til tre braketter som videre boltes til brakettene som er sveist fast til bjelken. Hvordan disse brakettene festes til gummien, må avtales med eventuelt RG Seasightfenders som er produsenten. Det er da spesielt viktig å ta hensyn til den vertikale kraften, slik at man unngår avrivning av gummi ved høy belastning. Innfestning av det ytterste materialet kan gjøres på tilnærmet samme måte, se figur 100.

8.17. Modul 2 – Energiabsorberende friksjonselement

8.17.1.1. Grunnlag for utvikling

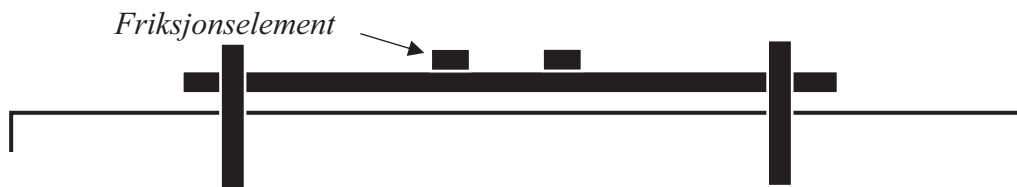
For denne modulen, så ble det bestemt å benytte et materiale med høy friksjonskoeffisient. I tillegg skal det designes et ekstra element som låser om stål rørene slik at fartøyet opprettholder kontakten, med vindturbinen.

Først tar jeg for meg friksjons elementet. Dette er materialet som skal være i kontakt med vindturbinen og bidra til å minimere fartøyets vertikale bevegelser i forhold til vindturbinen.

UMOEO Mandal har tidligere vært i kontakt med en produsent av fendere som beskrevet i innledningsvis i dette kapitlet. Jeg har mottatt demper egenskaper til dette materialet og antar at friksjons egenskaper er akseptable. Anser dette som et meget godt alternativ og derfor valgt å benytte dette materiale ved kalkulasjon av energi absorpsjon.

Elementene levert av RG Seasightfenders er dimensjoner til å ta opp 27 kJ. Jeg har valgt å utnytte hele høyden til bjelken. Dette gjør at kontakt platen øker, hvilket betyr at det må mer kraft til å komprimere elementet gitt at det har samme tykkelse og bredde som og da økes også energi absorberings evnen til det dobbelte.

Materialer med høy friksjonskoeffisient, som blir utsatt for store krefter vil over tid oppleve slitasje. Når systemet skal ha en levetid på 20 år vil det være nødvendig å bytte ut friksjonselementet, etterhvert som de blir slitt. Det skal derfor være lett å gjennomføre utskifting av friksjonselementet.



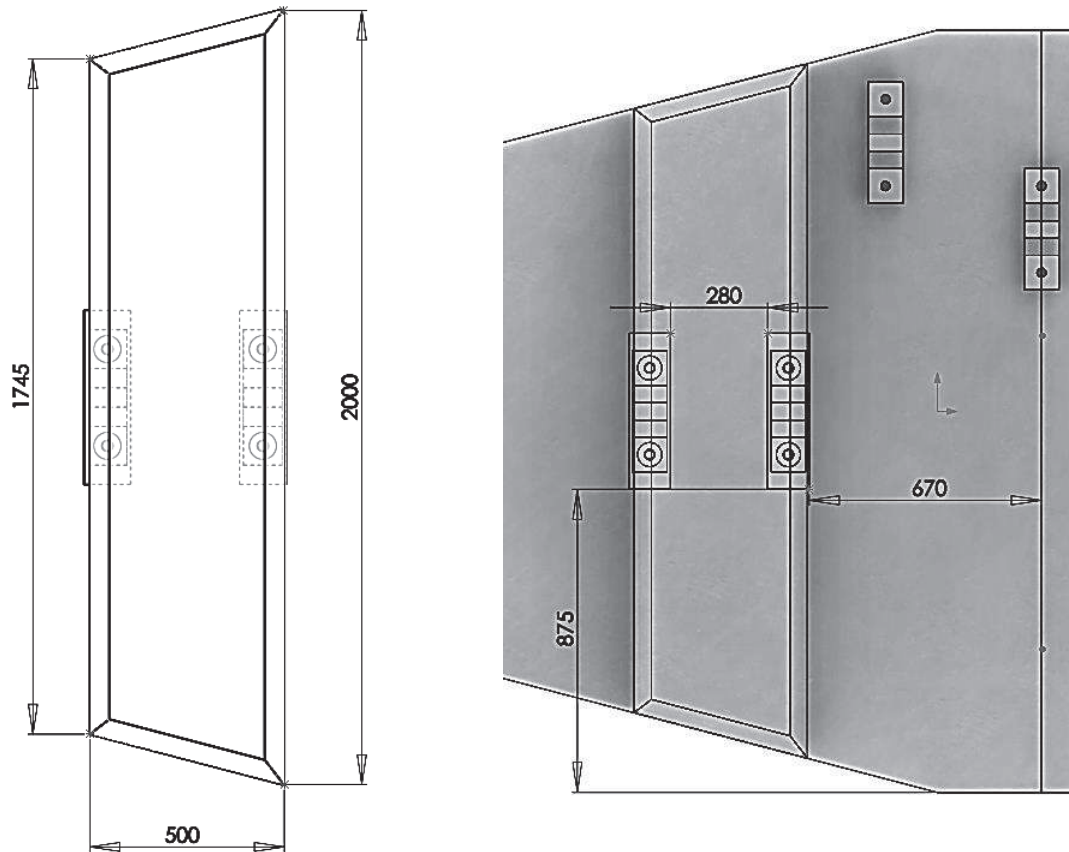
Figur 101: Illustrasjon av plasseringen friksjonselementene.

8.17.1.2. Utvikling av friksjonselementet

Gummi elementene som skal sørge for noe av energiabsorpsjonen festes til to braketter som igjen boltes til braketter, som er sveist fast til bjelken. Hvordan gummien mer detaljert skal monteres, må som for styringselementet, også avklares sammen med produsent.

Det noters at det også er en mulighet å montere gummi elementer bak bjelken, slik at ytterligere energi kan absorberes. Dette vil naturlig vis øke vekten og vil være et diskusjons område under videre arbeid, hvor det bær sammenlignes med modul 4 og hyppigheten av støt i den størrelse orden som krever ytterligere energi absorpsjon.

Forslag til utplassering av braketter, se figur 102 på neste side.

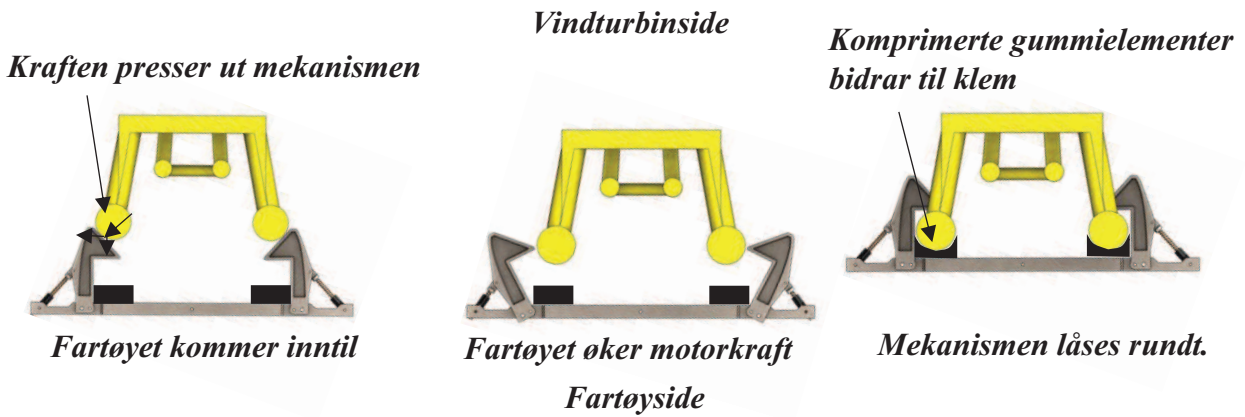


Figur 102: (t.v.) Ytre dimensjoner til friksjonselement og t.h. utplassering av feste braketter på bjelken.



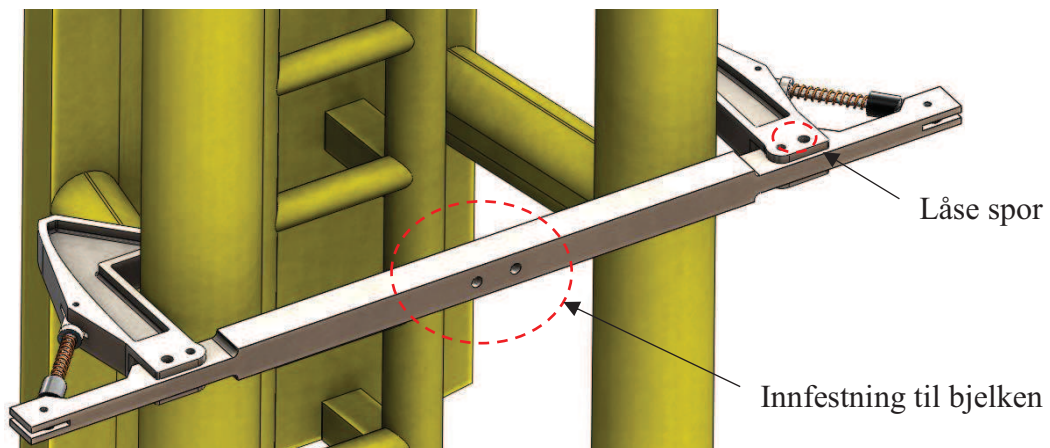
Figur 103: Friksjons elementer montert til bjelken.

I tillegg til friksjonselementene har jeg utviklet en mekanisme som opprettholder kontakten med vindturbinen. Dette fungerer som vist i figur 104.



Figur 104: Illustrasjon av funksjonen til mekanismen. Fra venstre: fartøyet legger seg rolig inn til vindturbinen som under normal aksessering- øker så kraften slik at fjærene komprimeres, legger seg så rundt stålrørene og opprettholder posisjonen.

Ved aksessering skyves klemmene til siden og låser seg så rundt stålrørene når fenderen er presset helt inn mot stålrørene, se figur 104. Mekanismen holdes på plass av fjærkraften og låses nå i posisjon ved hjelp av en bolt som sleppes ned i et spor, se figur 105. Denne bolten vil være fjær belastet og vil kunne kobles til en vaier som trekkes inn på gangbruen, eller en lite hydraulisk stempel, som kan styres fra broa(styrhuset).



Figur 105: Illustrasjon av mekanisme som griper om vind turbinen.

Dette systemet har jeg hovedsakelig, designet i henhold til geometrien til bjelken, stålrørene på vindturbinen og med hensyn på funksjonalitet. Mekanismen vil i utgangspunktet boltes til en brakett som videre sveises på til senter av bjelken. Dette betyr at lastsituasjonen endres, siden kreftene er sentrert på midten av bjelken i stedet for å være fordelt på to punkter.

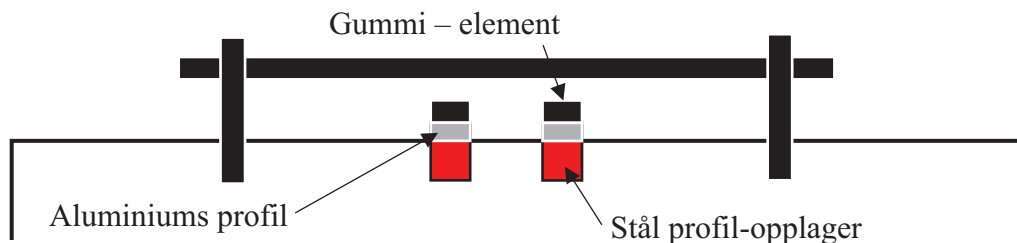
Enkel beregninger er gjort med noen antatte verdier for å finne en ca. størrelse. Videre styrkeberegninger kan gjennomføres etter ytterlige kartlegginger av krefter er gjort ved gjennomførelse av en ny modelltest. Disse beregningene er derfor satt til videre arbeid og mekanismen vil derfor ikke, være en del av det ferdigstilte konseptet, men da kun friksjonselementene av gummi.

8.18.Modul 4 – Sekundær energiabsorpsjon

8.18.1.1.Grunnlag for utvikling

For den sekundære energi absorpsjonen besluttet jeg å benytte et enkelt system som tar opp energimengder, samt hindrer deformasjon utover hva bjelken er konstruert for.

Dette elementet er tenkt å plasseres på dekket mellom opplagrene. Se figur 106.



Figur 106: Illustrasjon av sekundær energiabsorpsjons plassering.

Gummi elementene skal være laget av samme materiale som brukt for friksjons elementene på bjelken. Det er her mulighet til å dekke en større flate, ettersom gummi-elementene bak bjelken vil kunne treffe større deler av bjelken. Dette økte arealet betyr at bjelken vil kunne ta opp mer energi sammenlignet med elementene på bjelken som kun treffer to stål røre med en diameter på 400mm.

Bak gummielementene vil det være et aluminiums profil som kollapser, når spenningen i profilet når flytegrensen. Dette er kun ment å skje ved uforutsette hendelser, hvor energi mengdene i kollisjonen overgår de normale mengdene. Eksempler på dette kan være ved hendelser hvor fartøyet har en hastighet på 1.63m/s^2 . Dette var tilfellet som førte til den største kinetiske energien før «kollisjon» og ble kalkulert til ca. 160kJ.

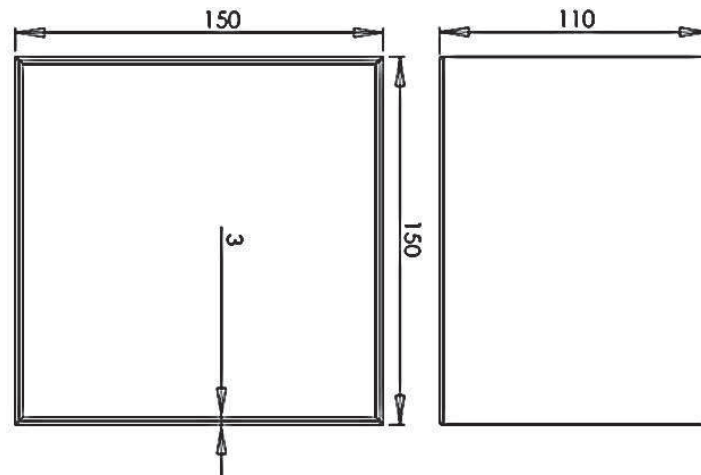
Under maksimal belastning skal fendersystemet kunne ta opp følgende energi mengder. Bjelken 71,25 kJ (475kN over 300mm), og friksjons elementene 27 kJ hver. Det betyr at aluminiums profilene må kunne ta opp 34,75 kJ til sammen. Avstanden som absorberingen, skal skje over, er 100 mm hvilket betyr at gjennomsnitt kraften må være 347 500 kN.

8.18.1.2.Utvikling av sekundær energiabsorpsjon

Jeg har valgt å benytte aluminiumslegeringen 5083 – Al Mg4,5Mn0,7 som er deformasjons herdet og lavtemperatur behandlet for å stabilisere legeringen. Legeringen har en flytegrense på 215MPa[S.7] Tverrsnittet som kreves for å ta opp ønsket energi mengde bestemmes av forholdet mellom kraften og flytspenningen:

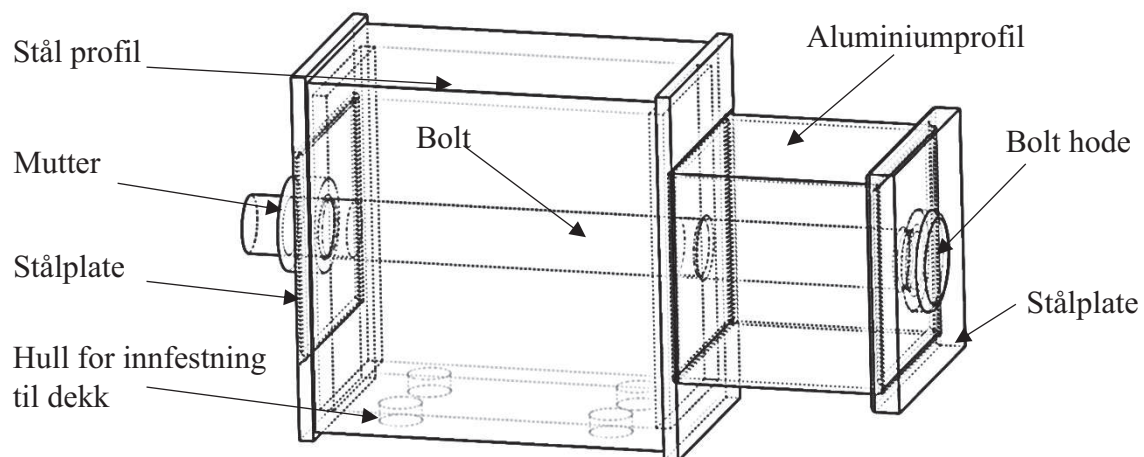
$$A = \frac{F}{\sigma_{flyt}} = \frac{347,5\text{kN}}{215\text{MPa}} \approx 1616\text{mm}^2$$

Velger å benytte et kvadratisk hulprofil, prøver meg fram og finner at nødvendig tverrsnitt er 150x150x3, se figur 107.



Figur 107: Krasj boks.

Gummielementet og aluminiumprofilene må holdes på plass, dette har jeg tenkt å gjøre ved å ved å sveise fast to profiler som skal holde elementene i posisjons. For at deformasjonen av aluminiums profilet, skal skje som ønsket, må den styres, slik at man unngå eksentriske belastninger og ujevn deformasjon. Dette har jeg valgt å løse ved en gjennomgående bolt som også skal holde elementene på plass. Når aluminiums profilet blir deformert silder boltene innover. Profilet må deretter byttes ut og elementene skrues på plass igjen, se figur 108



Figur 108: Illustrasjon av sekundær energi absorpsjons modulen.

Senter boltene må også kunne ta opp krefter i z-retningen, sjekker ved tilfelle hvor aluminiums profilet deformeres. Dette gir en spenning i boltene på:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{347,5kN}{(\pi * 20^2)} = 276,53MPa$$

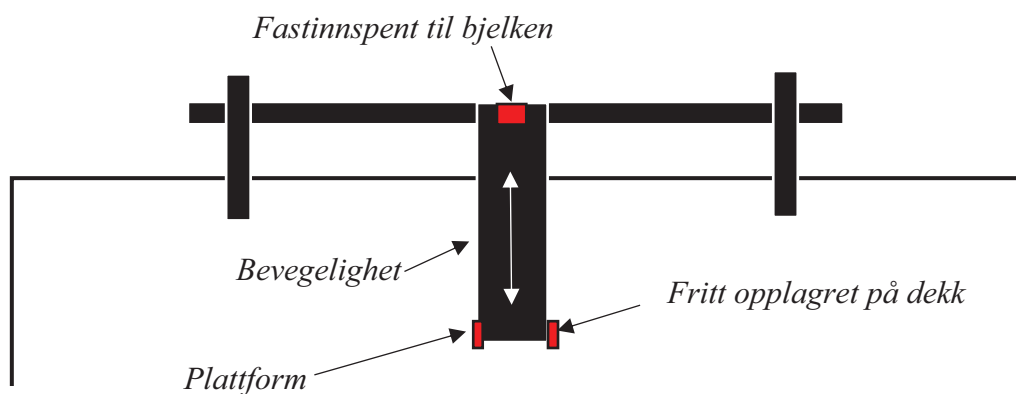
Dette er under flytegrensen for stå(se avsnitt 8.1.1.) men det anbefales, at boltene blir sjekket, når nytt aluminiums profil settes inn. Dette profilet, er noe som det bør være ekstra av på fartøyet slik at det kan byttes ute på feltene uten å måtte inn til havn.

8.19. Modul 6 – Plattform

8.19.1.1. Grunnlag for utvikling

Under konseptutredningen besluttet jeg å konstruere en plattform som beveget seg i samsvar med bjelken. Den må derfor monteres til bjelken. Dette har jeg valgt å løse ved sveise fast en brakett vil bjelken, se fig 109. For å minimere ekstra belastning og treghet i systemet, samt vektbesparelse, valgte jeg å benytte aluminium av legerings typen 5083 som skal benyttes for aluminiums profilet i modul 4.

Innfestning av plattformen til fartøyet blir i bakre del, se figur 109. Det monteres to skinner på dekk hvor et hjul til hver respektive side av plattformen sørger for lite friksjon ved bevegelser i x-retning, samtidig stiver det av plattformen og minimerer forflytning i y-retningen.



Figur 109: Illustrasjon av plattform -sett ovenfra.

I forhold til gelenderet som skal støtte service personell, kommer det fram i krav spesifikasjonen, at det skal kunne mot stå en spenning for årsaket av en kraft som tilsvarende en persons vekt ved maksimal retardasjon, samt i beregnet en sikkerhetsfaktor på 10. Dette betyr at gelenderet på kunne motstå denne kraften påført øverst på gelenderet.

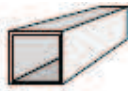


Figur 110: Worse case belastning av gelender.

8.19.1.2. Utvikling av plattformen

Som tidligere nevnt, benytter jeg aluminium ved konstruksjon av plattformen. Dette blir en kombinasjon av tre forskjellige standard rørprofiler levert av Ruukki[ruukki.no].

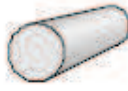
Kvalitet EN AW-6082 T6 (AlMgSi1).
Kan leveres med sertifikat 3.1 etter EN 10204.



Gruppe 4693 Kvantumstrinn, kr pr kg.

Dimensjon	Lengde	Kg/m	Kg/stk	0-24kg	25-99kg	100-250kg	>250 kg
80X50X4MM	6 m	2.73	16.38	139.50	108.50	77.50	62.00

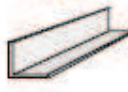
Dimensjonene 8 - 16 mm i kvalitet EN AW 6060/6063 T6
Fra 20 mm og større i kvalitet EN AW-6082 T6
Sertifikat 3.1 etter EN 10204 for dimensjoner f.o.m. 30 mm.
Mindre dimensjoner kan leveres med sertifikat 2.2 etter EN 10204.



Gruppe 4690 Kvantumstrinn, kr pr kg.

Dimensjon	Lengde	Kg/m	Kg/stk	0-24kg	25-99kg	100-249kg	>250 kg
50 MM	6 m	5.50	33.00	144.00	112.00	80.00	64.00

Dim. t.o.m. 40x40x4/50x30x4 mm i kvalitet EN AW 6060/6063 T6
Større dimensjoner i kvalitet EN AW-6082 T6.
Kvalitet 6082 kan leveres med sertifikat 3.1 etter EN 10204.
øvrige dimensjoner kan leveres med prøverapport 2.2 etter EN 10204.

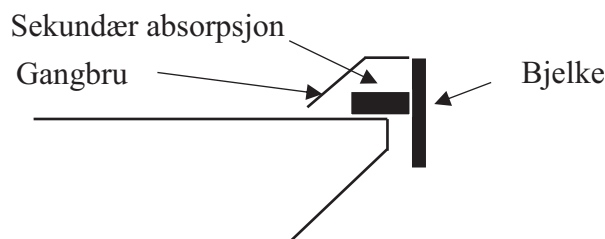


Gruppe 4692 Kvantumstrinn, kr pr kg.

Dimensjon	Lengde	Kg/m	Kg/stk	0-24kg	25-99kg	100-250kg	>250 kg
130 X 65 X 8	6 m	4.21	25.26	108.50	77.50	62.00	

Figur 111: Valgte profiler for gangbroa[I.47].

I henhold til DNV[I.16], er det ikke opp gitt noen dimensjoner på bredde, men det er et krav om at gelendrene skal være 1,0m høye, målt fra innfestning til topp. Bredden satte jeg selv til 600mm, som er en bredde det fint går å bevege seg. Det andre momentet som bestemmer målene til plattformen er hva som måtte eventuelt ligge under, det kan være det blir nødvendig å benytte en demper og det vil i det tilfelle være nødvendig å dimensjonere plattformen, slik at den blir liggende over og at det til enhver tid er klaring mellom den og en eventuell demper eller andre elementer som ligger under. se fig 112.



Figur 112: Illustrasjon av gangbru utforming sett fra siden.

For å finne ønsket profil for rammen til gangbruen, tok jeg ut elementer som jeg anså for å være mest kritiske i konstruksjonen og som ville bli utsatt for de største spenningene. Beregningene er gjennomført med en sikkerhetsfaktor på 5 og jeg har antatt en massen til en person til å være 120 kg. Dette gir avrundet en kraft på 6000N.

Rektangulært profil 80-50-4

$$I_x = \frac{(b * h^3) - (b' * h'^3)}{12} = \frac{(50 * 80^3) - (42 * 72^3)}{12} = 826965mm^4$$

$$\sigma = \frac{M_{maks}}{I * \frac{2}{h}} = \frac{3000 * 300}{273852 * \frac{2}{60}} = 43,53MPa$$

Dette er godt innenfor flytegrensen.

Sjekker sveis på rektangulære profiler

Bøy moment i sveis er det mest kritiske. Profilene sveises på begge sider til et vinkel profil. Maksimum moment blir $120 * 9.81 * 4$

$$I_{x,sveis} = \frac{(b * h^3) - (b' * h'^3)}{12} = \frac{(58 * 88^3) - (50 * 80^3)}{12} = 1160448mm^4$$

Sjekker ute ved A og B [52]

A

$$\sigma = \frac{M_{maks} * y_A}{I_{x,sveis}} = \frac{3000N * 300mm * 44mm}{1160448mm^4} = 34,13MPa$$

$$\sigma_{\perp b} = \tau_{\perp b} = \frac{\sigma_{b,d}}{\sqrt{2}} = \frac{44,41}{\sqrt{2}} = 24,13MPa$$

$$\sigma_{jf.} = \sqrt{\sigma_{\perp b}^2 - (3 * \tau_{\perp b}^2)} = \sqrt{31,40^2 + (3 * 31,40^2)} = 48,26MPa$$

Bøyspenning ved punkt B.

$$\sigma = \frac{M_{maks} * y_B}{I_{x,sveis}} = \frac{3000N * 300mm * 40mm}{1160448mm^4} = 31,02MPa$$

$$\sigma_{\perp b} = \tau_{\perp b} = \frac{\sigma_{b,d}}{\sqrt{2}} = \frac{38,07}{\sqrt{2}} = 21,94MPa$$

Skjærbidrag ved punk B:

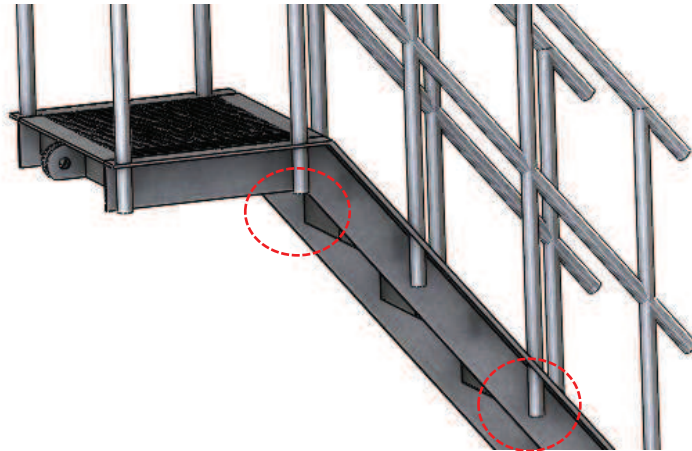
$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{3000N}{5 * (60 + 60 + 40 + 40)} = 3MPa$$

$$\sigma_{jf.} = \sqrt{\sigma_{\perp b}^2 + (3 * \tau_{\parallel}^2) + (3 * \tau_{\perp b}^2)} = \sqrt{21,94^2 + (3 * 21,94^2) + (3 * 3^2)} = 44,19MPa$$

Kraften benyttet ved denne utregningen, er ikke ment for å være under normal belastning, men under worse case kriterier satt av DNV standarden, det er en stor sikkerhets faktor i denne beregningen og jeg antar ikke denne for å være utsatt for utmatting. Jeg har antatt statistisk beregning for dette elementet, men anbefaler å se på problemstillingen mer i detalj ved videre beregninger for å avgjøre om dynamisk faktor vil spille inn. Det vil i så tilfelle være utsatt for en større belastning og utmatting i henhold til bølge sykluser, dette arbeidet, er satt til videre arbeid.

Vinkel profil

Profilen blir såpass avstivet, og jeg antar at det ikke er der hvor det først vil gå til brudd, se



Figur 113: Utsnitt av gangbruen, med forklaringer.

Vinkel endringen sammenføres med buttsveis, andre sammensetninger sammenføres med kilsveis.

Gelenderet

Gelenderet bygges opp av aluminiums stenger. Etter DNV reglementet må gelenderet kunne motstå en spenning forårsaket av en kraft F_{PER} påført som vist i figur 110.

$$F_{PER} = 10m_{per} * r$$

$$F_{PER} = 10 * 120kg * 0,5 = 600N$$

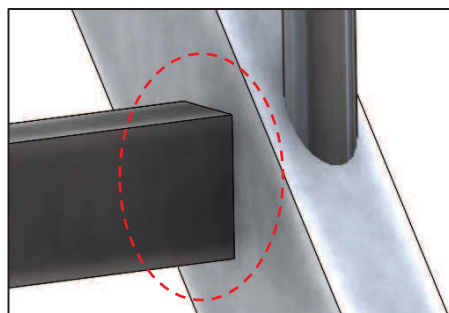
Motstandsmomentet for aluminiums stangen er :

$$W = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * 50^4}{32} 12271mm^3$$

Maks opptredende bøyespenning blir da:

$$\sigma = \frac{Mb}{W} = \frac{600 * 1000}{12271} = 48,90MPa$$

Stengene skal sveises til vinkel profilen. Prøver fram med kilsveis med a-mål 5mm: Ser konservativt på sveisen og betrakter sveisen som en rektangulær sveis, se figur 114.



Figur 114: Utsnitt fra gangbruen viser rektangulært profil sveist til vinkelprofil

dette gir følgende motstandsmoment:

$$I = \frac{2 * a * h^3}{12} = \frac{2 * 5 * 100^3}{12} = 833\,333\text{mm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mb * y}{I} = \frac{600\text{N} * 1050\text{mm} * 50\text{mm}}{833\,333\text{mm}^4} = 37,8\text{MPa}$$

$$\sigma_{\perp b} = \tau_{\perp b} = \frac{\sigma_{b,d}}{\sqrt{2}} = \frac{37,8}{\sqrt{2}} = 26,7\text{MPa}$$

$$\sigma_{jf.} = \sqrt{\sigma_{\perp b}^2 + (3 * \tau_{\perp b}^2)} = \sqrt{26,7^2 + (3 * 26,7^2)} = 53,4\text{MPa}$$

Skjær komponenten neglisjeres pga. liten belastning i forhold til sveist areal. Tillatt spenning for aluminium er:

$$\sigma_{tillatt} = \frac{\sigma_{flyt}}{\gamma_{kilsveis}} = \frac{210\text{MPa}}{1,25} = 168\text{MPa}$$

Forbindelsen er godkjent.

Stengene i gelenderet blir også sammenføyd med sveising, antok sirkulær sveis med a-mål 5mm. Dette gav følgende spenning:

$$W = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (60^4 - 50^4)}{32} = 329376\text{mm}^3$$

Maks opptredende bøyespenning blir da:

$$\sigma = \frac{Mb}{W} = \frac{600 * 500}{329376} = 22,77\text{MPa}$$

Dette er mindre enn spenningen ved sammenføyningen mellom stengene og vinkelprofilet, det betyr at den ikke er dimensjonerende og det er da ingen fare for brudd.

Innfestning mellom bjelke og gangbru

I konseptutredningen, ble det besluttet å benytte en gangbru som var fast montert til bjelken. Se figur 109.



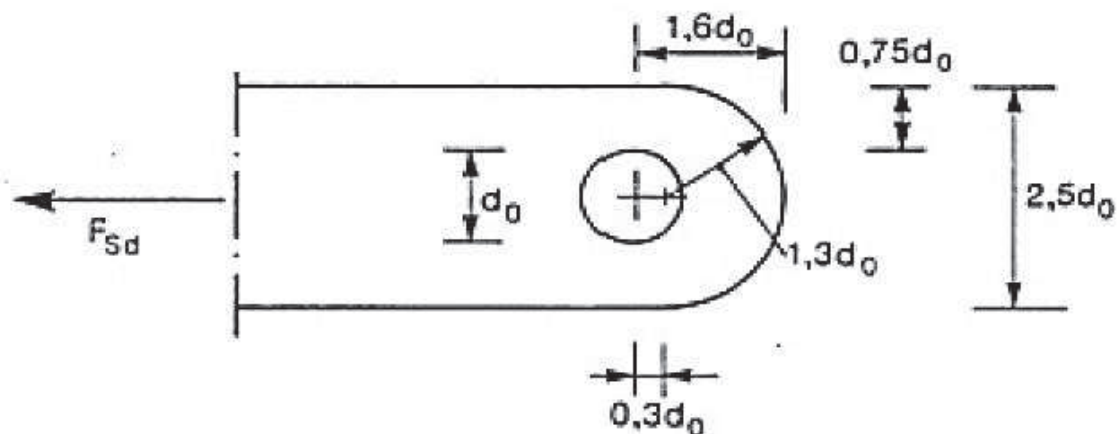
Figur 115: Illustrasjon av bolt forbindelse mellom gangbru og bjelke aluminium braketter 9mm og titan braketten er 20mm.

Jeg har valgt å benytte en 30mm bolt. Maksimal kraft på innfestningsbraketten oppstår i det øyeblikket fenderen treffer vindturbinen. Jeg antar at friksjonen ved skinne opplageret bak, er såpass lite, at det ikke virker som en motkraft. Det maksimale kraften som oppstår når friksjons elementene treffer, Elementene komprimeres over en avstand på 200mm dette gir en reaksjons kraft ved innfestnings brakettene på:

$$E = \frac{1}{2} * m * v^2 = 0,5 * 200kg * 1,63^2 \frac{m}{s^2} = 256,69J$$

$$F = \frac{E}{S} = \frac{256,69J}{0,2m} = 1328,35N$$

Dette er en veldig liten kraft sammenlignet med andre belastninger, belastningen ifra en person er satt til 6000N, dette gir heller ingen stor spenning i verken bolt eller braketter. Jeg benytter regler for hullavstander i henhold til NS 3472[I.45] og en fornuftig tykkelse av brakettene se figur 118. På grunnlag av dette velger jeg derfor å anta at det ikke vil være noen fare for brudd i verken bolt eller braketter. Sammen føyning av brakettene til vinkel profilet gjøres med sveising, og det skal benyttes det samme a-målet som for tidligere beregninger, siden sveise arealet rundt brakettene er større enn for firkantprofilen, vil spenningene i sveisen ved brakettene være mindre og jeg gjennomfører derfor ingen kalkulasjon.



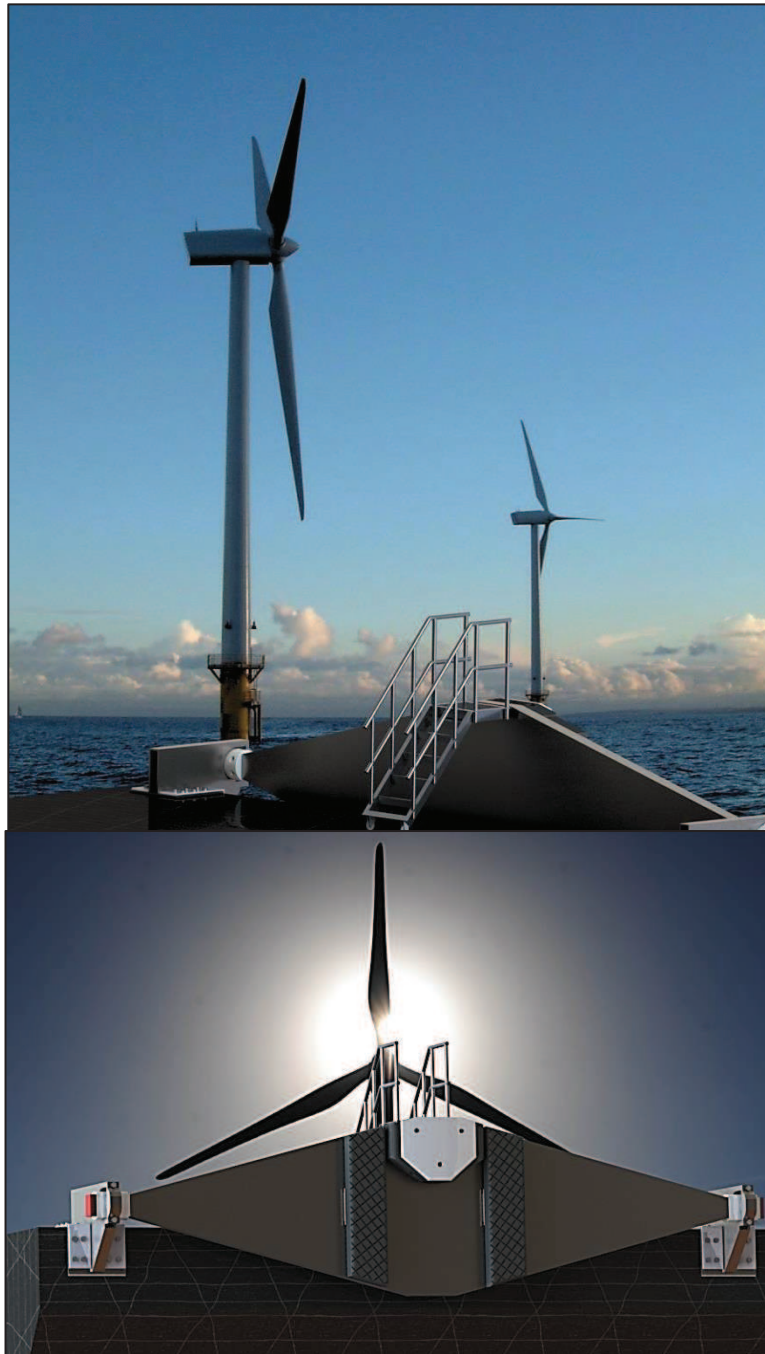
Figur 116: *Krav til avstander ved hull plassering i henhold til NS3472. [I.48]*

9. KONSEPT PRESENTASJON

Konsept presentasjonen innebærer en presentasjon av det komplette konseptet samt illustrasjon for hver enkelt modul. Presentasjonen avsluttes med en beskrivelse av systemet med tanke på ytre dimensjoner vekt, samt energi absorberende evne.

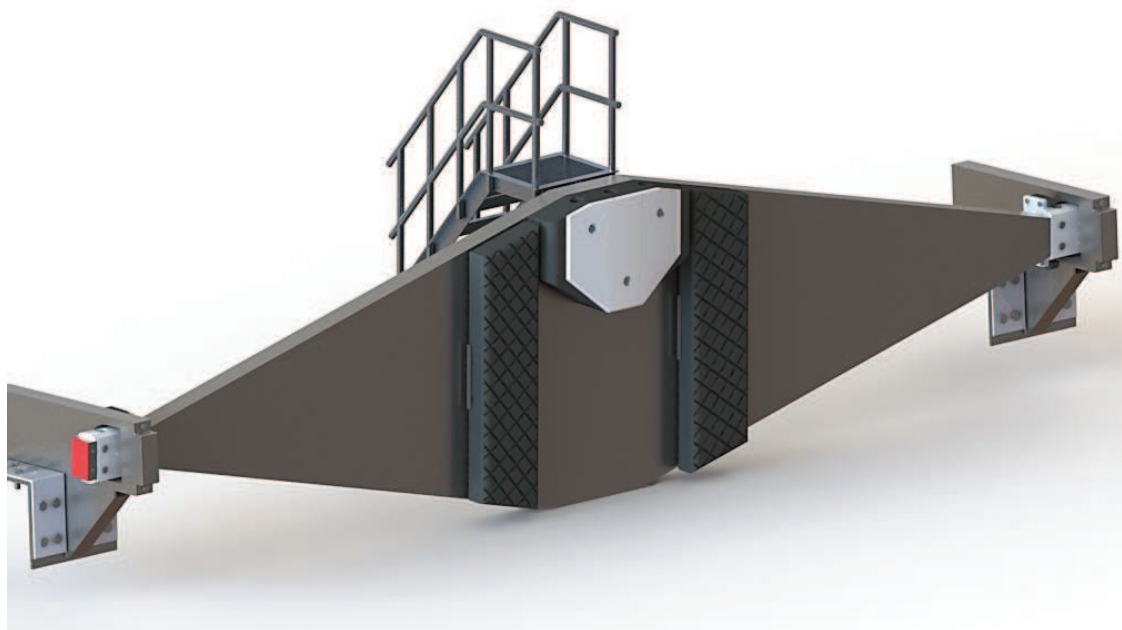
9.1. Visualisering

9.2. Fendersystemet i det rette element



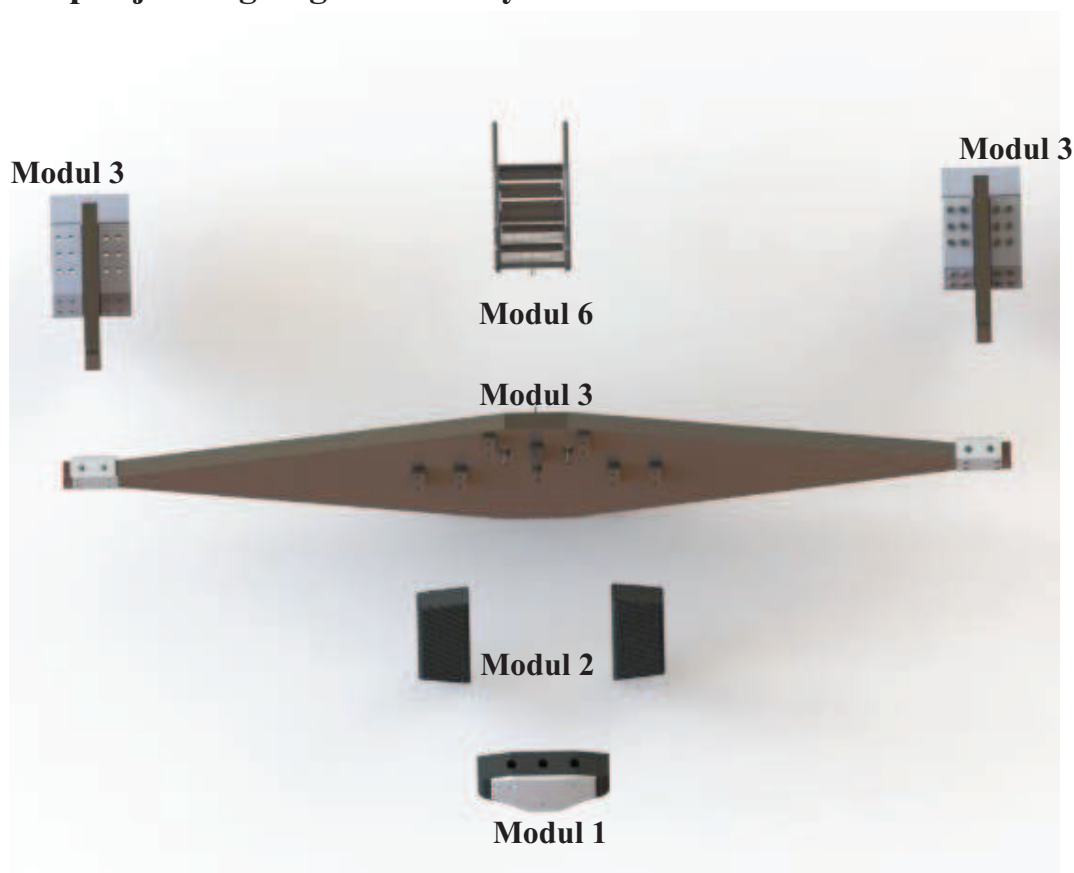
Figur 117: *Fendersystemet i sitt rette element og montert til en illustrasjon av dekket til WaveCraft. Øvers, sett far dekk på fartøyet og nederst, sett framfor fartøyet.*

9.3. Komplet fendersystem



Figur 118: *Komplett fender system*

9.4. Eksplosjons tegning av fendersystemet



Figur 119: *Exploded view av fendersystemet, med hovedelementene av hver modul (modul 4 er ikke med).*

9.5. Modul 1 - Styringselement med tilhørende komponenter



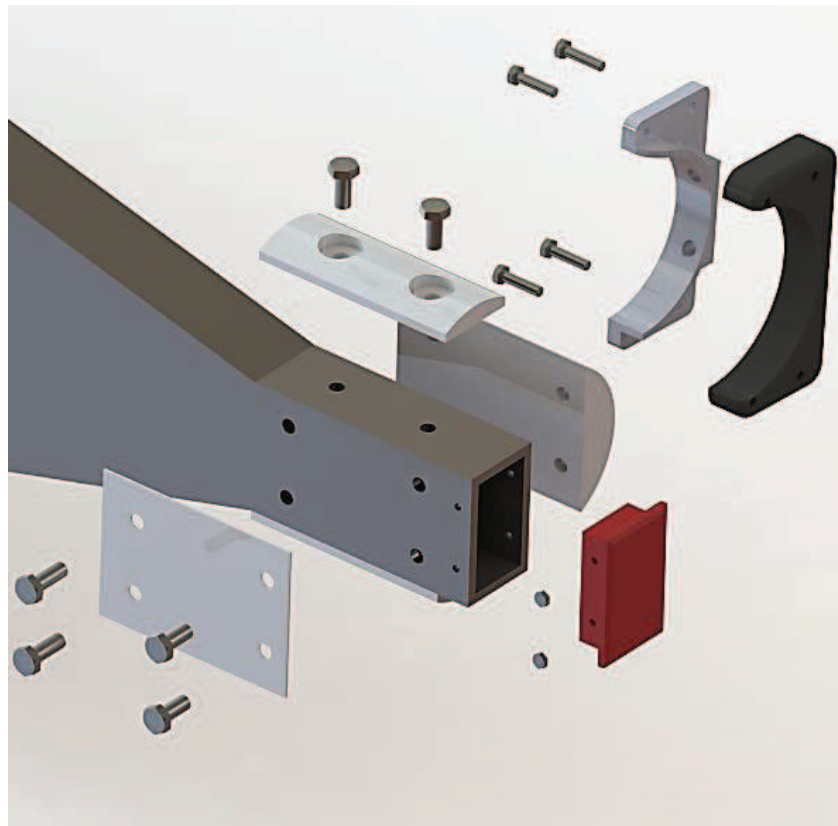
Figur 120: *Styrings element.*

9.6. Modul 2 - Friksjons element med tilhørende komponenter

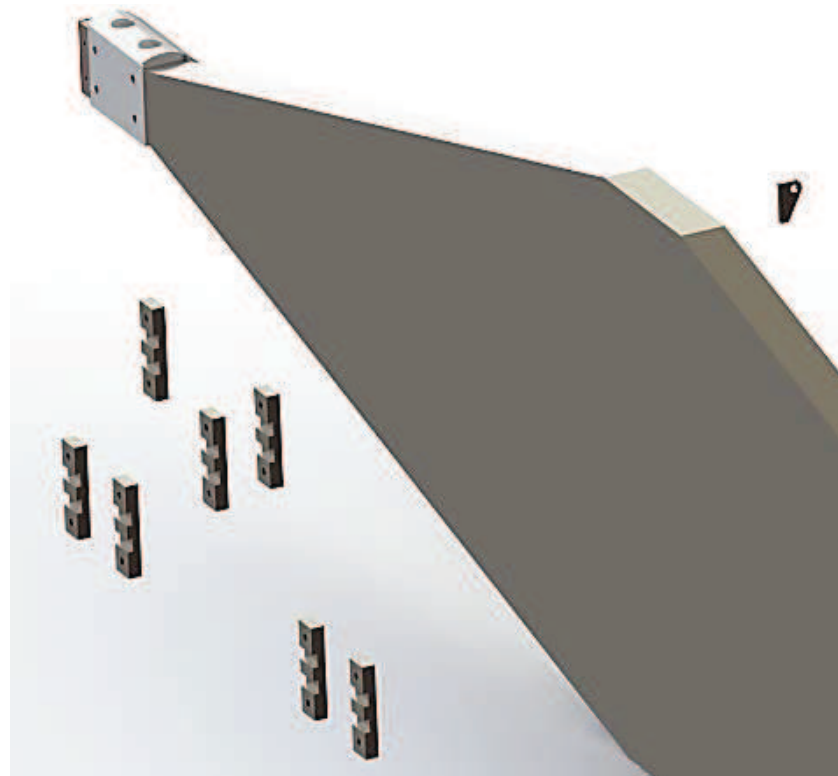


Figur 121: *Friksjonselement.*

9.7. Modul 3 - Bjelke med tilhørende komponenter

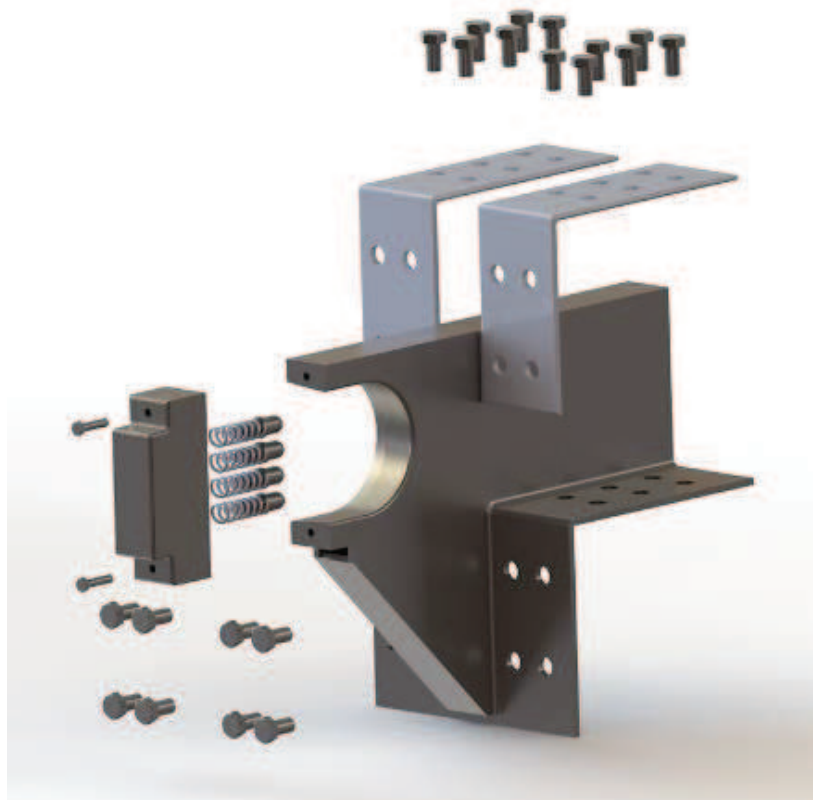


Figur 122: *Bjelke med tilhørende komponenter (symmetri om sidene)*

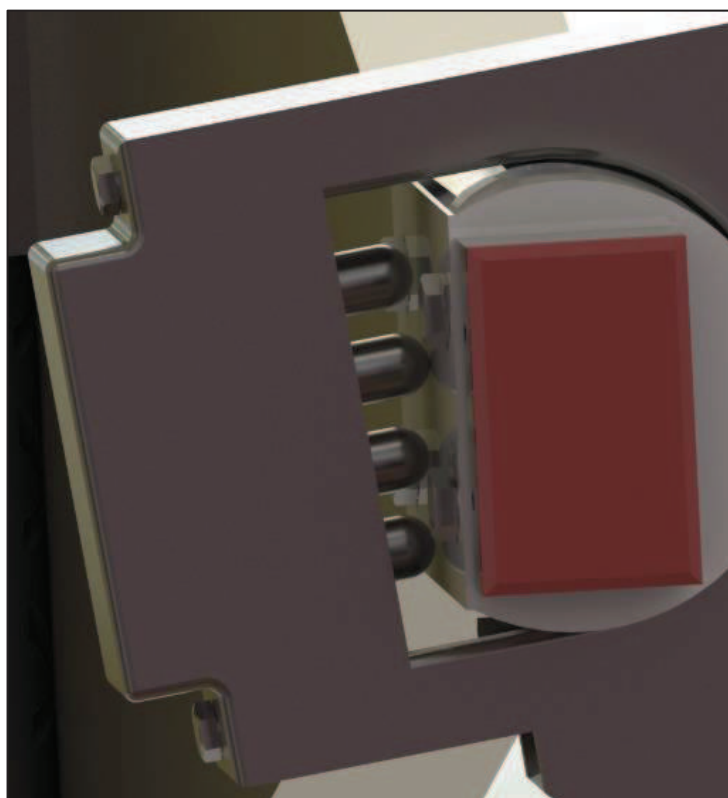


Figur 123: *Midtparti av bjelken med tilhørende komponenter.*

9.8. Modul 3 -Krok og arm med tilhørende komponenter

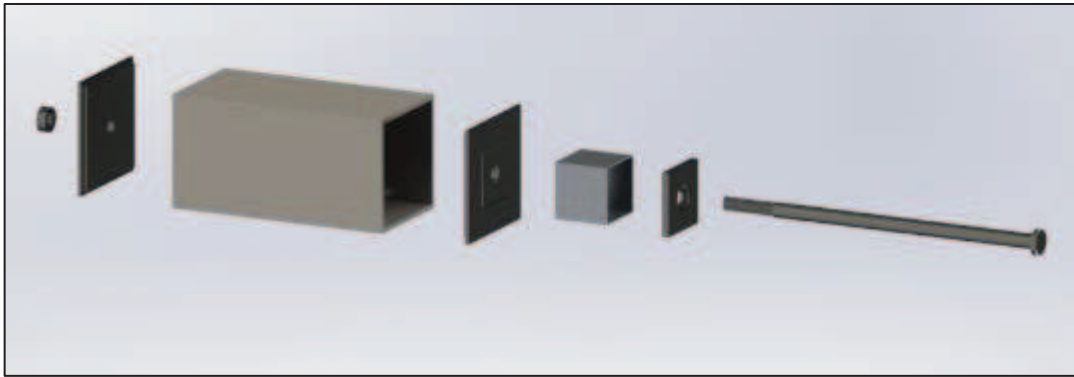


Figur 124: Eksplosjons illustrasjon av krok og arm med tilhørende komponenter.



Figur 125: Illustrasjon av bjelke rotasjon.

9.9. Modul 4 - Sekundær energiabsorberende system



Figur 126: Eksplosjons illustrasjon av sekundær energi absorberende system.

9.10. Modul 6 - Gangbru med tilhørende komponenter



Figur 127: (t.v.) Eksplosjons illustrasjon av gangbruen med tilhørende komponenter og (t.h.) Komplette gangbru, i kontakt med vindturbinen.

9.11. Beskrivelser

Fendersystemet består av elementene som er illustrert i de foregående avsnittene. Det er vedlagt et vedlegg av systemet med ytre mål, se vedlegg 4. Som tidligere nevnt har det ikke vært fokusert på å utarbeidet detaljerte arbeids tegninger for systemet, av den enkle grunn at konseptet ikke er ferdig utviklet. Det gjenstår fortsatt beregninger og tester av selve konseptet, hvilket kan ha betydelige innvirkninger på oppbygningen av systemet. Et grovt kostnadsestimat, er gitt i vedlegg 6. Avrundet er det estimert 800 000NOK for utvikling av en prototype av fendersystemet, hvor material kostnadene knyttet til titan er den mest kostnads bærende med en sum 540 000 NOK.

Konsept forslaget som jeg har kommet fram til og som er illustrert i de foregående avsnittene, kan settes opp i tre forskjellige grader med hensyn på evnen til å absorbere energi. Disse systemene har følgende egenskaper:

9.12. Enkelt system – Kun bjelke (Modul 3)



- Ca vekt: 3375 kg
- Arbeidsvei 0,2m
- Energi absorberende evne 62,80kJ
- Maksimalt opptredende kraft på vindturbin: 628kN

Kun bjelke og et tynnere gummi element for å opprettholde friksjonen imot vindturbinen. Basert på analysene gjort tidligere, er dette systemet egnet for head on sjø ved maksimum 2m Signifikant bølge høyde.

9.13. Moderat system – Bjelke + Modul 2



- Ca vekt: $3375+625 = 4000$ kg
- Arbeidsvei: $0,2 \text{ m} + 0,2\text{m} = 0,4\text{m}$
- Energi absorberende evne $62800 \text{ kJ} + 54 \text{ kJ} = 116800\text{kJ}$
- Maksimalt opptredende kraft på vindturbin: 628 kN

Dette systeme vill kunne takle head on ved 2.5 m signifikant bølgehøyde. Min vil ikke være spesielt aktuelt, siden det vil være store vertikale bevegelse som tidligere beskrevet. Som resultat av ekstra elementer vil tyngdepunktet endre, hvilket må kompenseres for, dette er satt til videre arbeid, men viktig å bemerke.

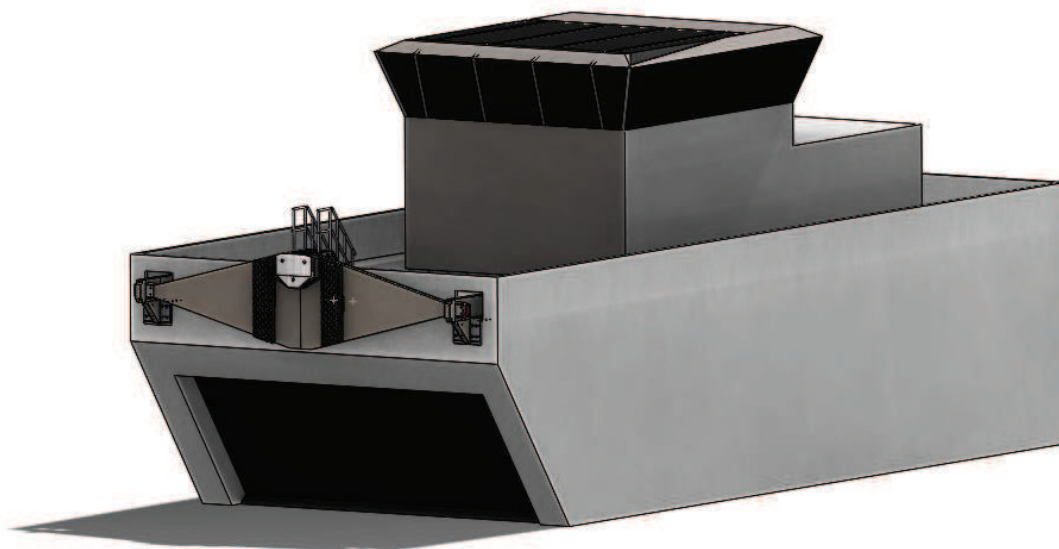
9.13.1. 9.2.3. Forsterket system – Bjelke + Modul 2 og 4



- Ca. vekt: $4000+100 = 4100$ kg
- Arbeidsvei: $0,4+0,1 = 0,5\text{m}$
- Energi absorberende evne $116800+8450+34750 = 160\ 000\text{kJ}$
- Maksimalt opptredende kraft på vindturbin: ca. 1300 kN

Dette systemet takler de største kreftene, men det må byttes ut aluminiums profil etter kollisjon samt at bjelken må inspiseres ettersom den har blitt utsatt for 0,1m mer innbøyning enn normalt. Som resultat av ekstra elementer vil tyngdepunktet endre, hvilket må kompenseres for, dette er satt til videre arbeid, men viktig å bemerke.

9.14.Fendersystem og modell av WaveCraft



Figur 128: Illustrasjon av fender konseptet montert til fartøyet. Mål på fartøyet er kun antatt, og satt for illustrasjon, ikke reelle mål med unntak av lengde og bredde som er tilnærmet riktige med mål på hhv. 24- og 10 meter.

10. NEDSKALERT MODELL

Før nye konsepter prøves ut i fullskala kan det ofte være verdifullt å gjennomføre en nedskalert modell test. Dette er vesentlig billigere og man kan få ut verdifull informasjon som kan brukes til å verifisere konseptet eller for å gjøre utbedringer. Dette kapittelet tar derfor for seg utviklingen av en nedskalert modell av fendersystemet, som kan benyttes ved et nytt basseng forsøk mot vindturbin.

10.1. Bakgrunn

Bakgrunnen for å kunne gjennomføre en ny test, er hovedsakelig for å kartlegge bevegelser og opptredende krefter ved utprøvelse av det nye fenderkonseptet. Dette skal videre ligge til grunn for å verifisere systemet som jeg har konstruert samt grunnlag for utbedringer av konstruksjonen.

Det kan også et skulle vise seg at last situasjonen blir annerledes.

Som nevnt tidligere i oppgaven er det avvik i truster kraft som vannjettene setter opp imot vindturbinen, under aksessering. I modell er testene det benyttet en kraft på ca. 100kN oppskalert, mens det i kravspesifikasjonen kommer fram at fartøyet skal gi en skyvekraft på 314kN. Dette avviket kan gjøre at lasttilfellene ved 314kN vil være avvikende ifra det som er kjørt i den første testen, da det vil virke en større kraft opp imot bølge kraften, hvilket kan bety at fartøyet får redusert vandring, ved glipp og kanskje ikke glipp vil kunne oppstå. Svingningene vil antakelig også endres, det vil si at den ikke vil pendle om 0-314kN som antatt, men i realiteten vil det sannsynligvis være en høyere minimums kraft.

Fender systemet er konstruert for å kunne motstå maksimal skyvekraft, samtidig som den skal kunne ta opp energi og redusere retardasjonen ved sammenstøt mellom fartøy og vindturbin. Det ville derfor også være av interesse og prøve med forskjellig motorkraft for å se om det egentlig er noen hensikt å benytte maksimal kraft, eller om kontakten opprettholdes like godt ved en kraft mellom 100 og 314kN. Dette er et moment som vil kunne resultere i en mindre bjelke dimensjon samt mindre drivstoff utgifter.

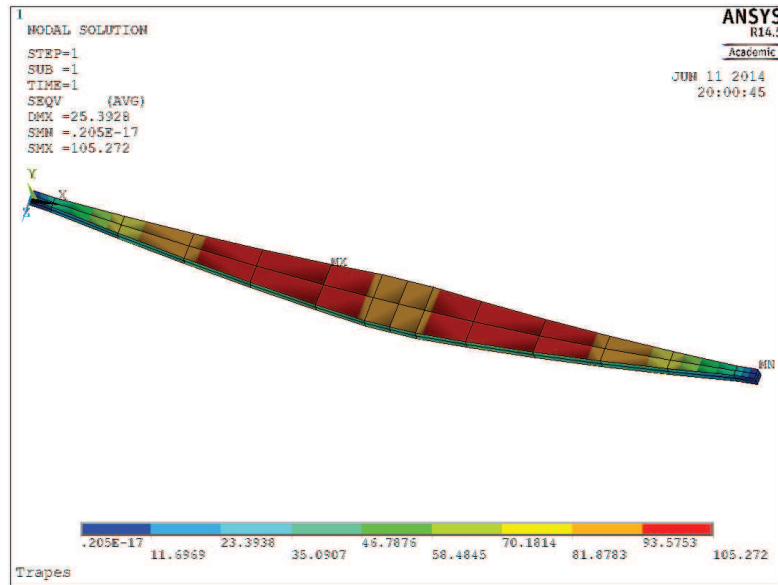
Ved en ny test, vil jeg også benytte muligheten for å se på hvordan et systemet som griper om stålrørene vil oppføre seg. Det er to andre systemer som benytter hydrauliske klemmer til å gripe om rørene. Produsentene av disse hevder at man kan operere ved signifikant bølgehøyde på 2,5m, hvilket betyr at dette er en effektiv løsning[I.21]. Systemet som jeg har foreslått er beskrevet i avsnitt 9.2.3. Ved utprøvelse i en småskala test vil jeg for enkle dette systemet betraktelig fordi det hovedsakelig er interessant å se hvordan fartøyet vil oppføre seg. Dette systemet kan også gi muligheten til betydelig kostnadsbesparelse i form av drivstoff utgifter.

10.2. Mål

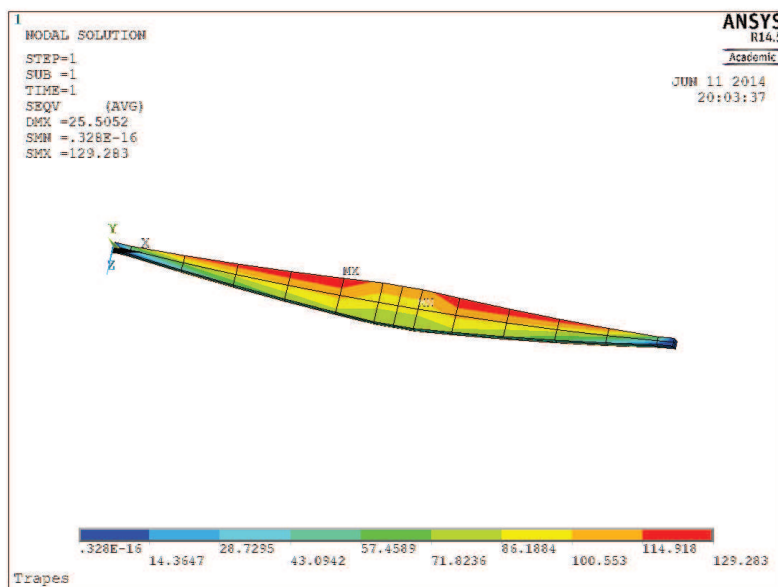
Målene for testen vil være å se hvordan vert enkelt system virker i praksis, hvilke krefter som oppstår i forskjellige ledd av konstruksjonen og bevegelsene til fartøyet relativt til vindturbinen.

10.3. Nedskalert og forenklet modell

Jeg har benyttet nedskalerings forhold som er beskrevet i avsnitt 4.1.2. Nedskaleringen er satt til 1:8. samt at det er gjort noen forenklinger. Jeg har også valgt å benytte aluminium istedenfor titan ettersom dette er betraktelig billigere og fordi systemet heller ikke skal kunne motstå svingningene respektivt til 20 års leve tid hvilket betyr at en aluminiums bjelke kan benyttes.



Figur 129: Nedskaler bjelke belastet i x -retningen

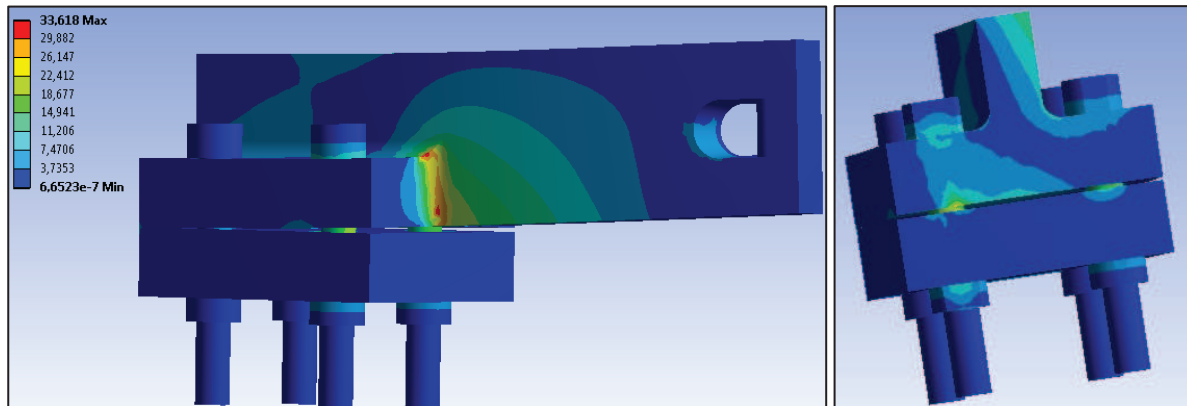


Figur 130: Nedskaler bjelke belastet i x- og z-retningen

Maksimal oppredende spenning er 129,28 MPa ved belastning i x- og z-retningen. For å få et bilde med tanke på utmatting så har jeg sett på utmatting i henhold til EN 1999-1-2007. Denne standarden dekker utmattings data for blant annet 6000-serien. Jeg betrakter tilfellet mitt som kategori 100-7, se vedlegg 7a,b. 130 MPa gir en utmattings grense på ca. $3 \cdot 10^5$

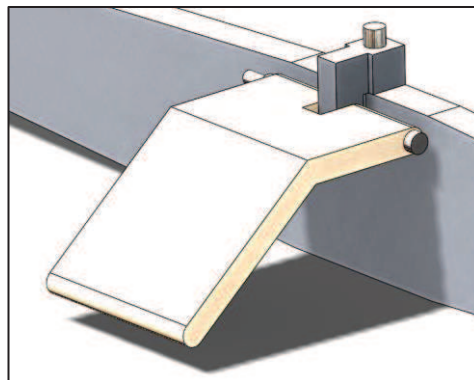
svingninger. Antar en periode på 7 sekunder hvilket blir 2,82 sekunder nedskalert. En test på 1800 sekunder gir da 636 svingninger. Dette betyr at det ikke vil være noen fare for utmatting.

Opplageret, blir også betraktelig forenklet, jeg benytter også aluminium for dette profilet. Kjører simuleringer på kroken og armen som full skala. Dette gir en maksimalt opptrædende spenning på avrundet 23 MPa. Dette er godt under bruddfastheten for 5083 serien og derfor ingen fare for brudd. Det vil heller ikke være noen fare for utmatting, mest konservative kurven for ikke sveiste elementer i ved legg 7b, har en cut-off på 40MPa. Dette betyr at konstruksjonen er ok med tanke på utmatting.



Figur 131: ANSYS simuleringer av nedskalert krok og oppheng. Maksimalt opptrædende spenning oppstår i bolten som vist i figuren til høyre.

Ved en ny test vil jeg også anbefale å se på hvordan en gangbrue som er fast montert til bjelken, vil oppføre seg, Dette har jeg valgt å løse ved å skru, fast en liten innfestning på midten av bjelken og gangbruen blir illustrert av en tre bit, se figur 115.

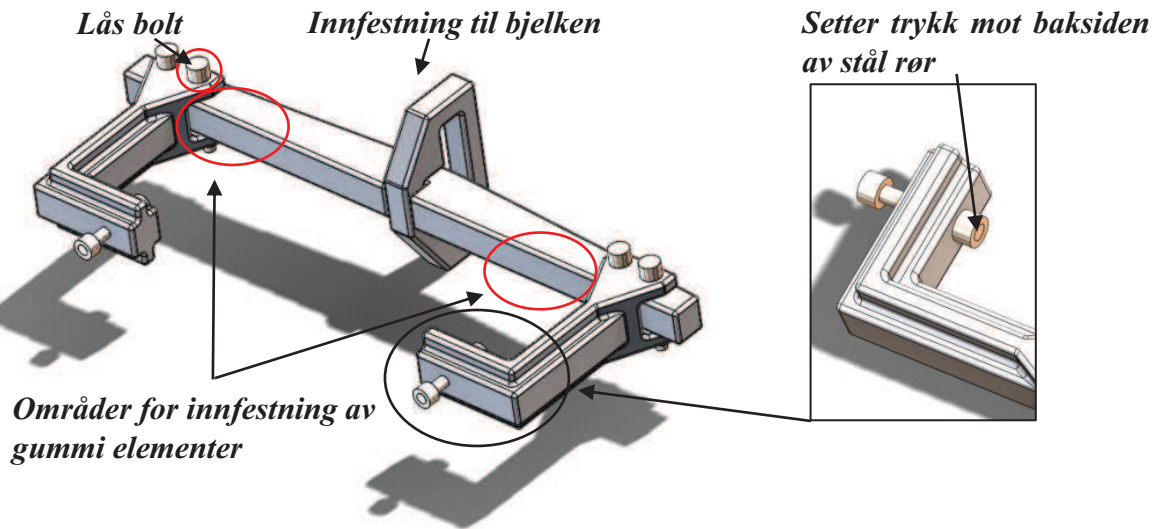


Figur 132: Nedskalert gangbrue av tre, med innfestning av aluminium og stål bolter.

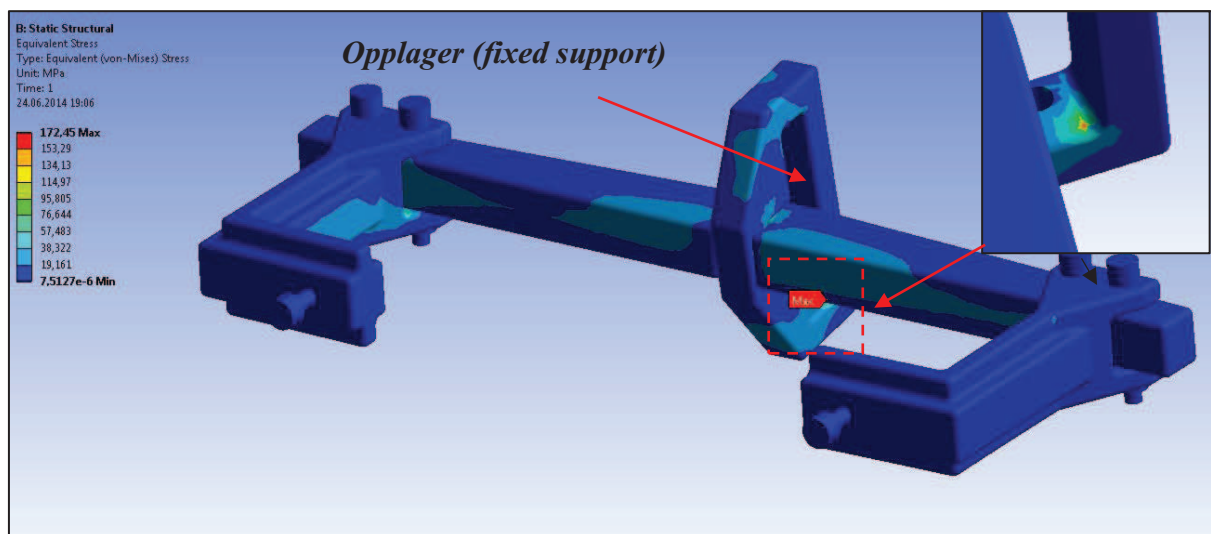
Skruen som holder innfestningen til gangbruen, er gjenget ned i bjelken, denne bolten vil ikke bli utsatt for store belastninger og jeg antar derfor at aluminiums gjengene vil holde påkjenningene.

Jeg har også laget en forenklet, nedskalert modell av mekanismen som vist i figur 133. Denne monteres til bjelken som vist i figur 137. To vinkler låses inn på baksiden av stål rørene på vindturbinen. Deretter skrues en bolt imot stål røret fra baksiden får å kile fast mekanismen så

det ikke oppstår slark. Gummi elementene som monteres som vist i figur 133 kan bidra til økt friksjon ved at de blir komprimert når bolten strammes.



Figur 133: Forenklet mekanisme med forklaringer.

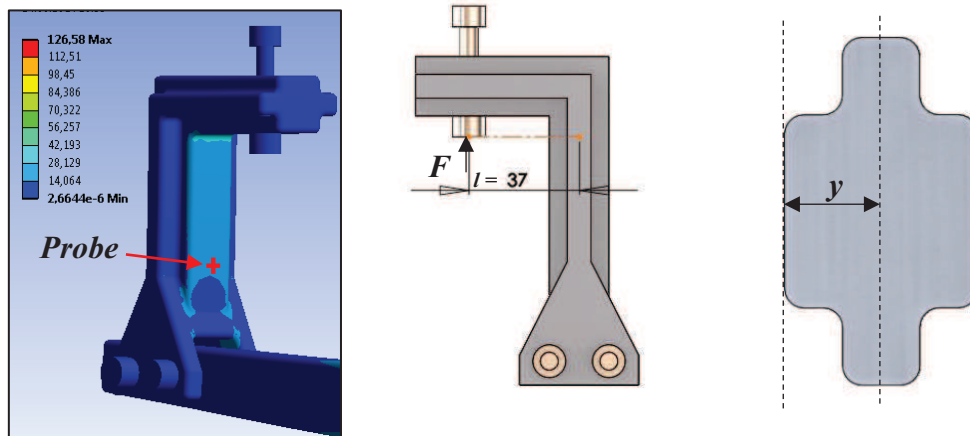


Figur 134: Simulering av forenklet mekanisme. Maksimalt opptredende spenning opptrer i bolt forbindelsen som vist i utsnittet oppe til høyre.

Det er gjennomført en analyse i ANSYS, hvor trykk er satt på klem bolten som vist oppe til høyre i figur 133 og opplageret som vist i figur 134. Trykket som er benyttet, er 613N fordelt på bolt arealet.

Den maksimale opptredende spenningen oppstår i boltene, etter som disse skal være av stål, blir ikke denne spenningen være av bekymring. De øvrige spenningene i konstruksjonen ligger i underkant av 75MPa. Hvis jeg antar det samme caset for utmatting som for bjelken, vil det heller ikke være noe problem for denne konstruksjonen med tanke på gjennomførelse av tester.

Verifiserer verdien ifra ANSYS med håndberegninger (benytter kun last i x-retn.):



Figur 135: (t.v.) simulert belastning 613N, kun i x-retningen. I midten illustrasjon av moment arm fra belastet punkt til senter av vinkelen. T.h. illustrasjon av tverrsnittet. Verdier tatt ifra SolidWorks.

Tverrsnittet til høyre i figur 121, er et snitt fra midtpartiet til kloen til venstre. Fra SolidWorks får jeg at tverrsnittet er 14016mm^4 Tyngdepunktet til tverrsnittet er:

Dette gir følgende bøy moment ved punkt A i figur 121:

$$\sigma_b = \frac{F * l * y}{I} \quad 10.1$$

$$\sigma_b = \frac{613\text{N} * 37\text{mm} * 10\text{mm}}{14016\text{mm}^4} = 16,18\text{MPa}$$

Strekk bidraget blir:

$$\sigma_s = \frac{613\text{N}}{528\text{mm}^2} = 1,16\text{MPa}$$

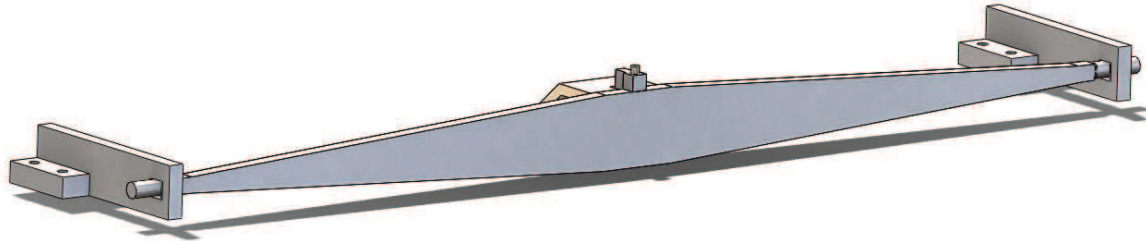
Maks opptredende spenning i henhold til håndberegningene, blir avrundet 17 MPa.

Proben til venstre i figur 135, indikerer 17 MPa, hvilket er tilnærmet likt håndberegningene og antar derfor at oppsettet er riktig, og at verdiene for simuleringen som inkluderer belastning i z-retningen også er pålitelige.

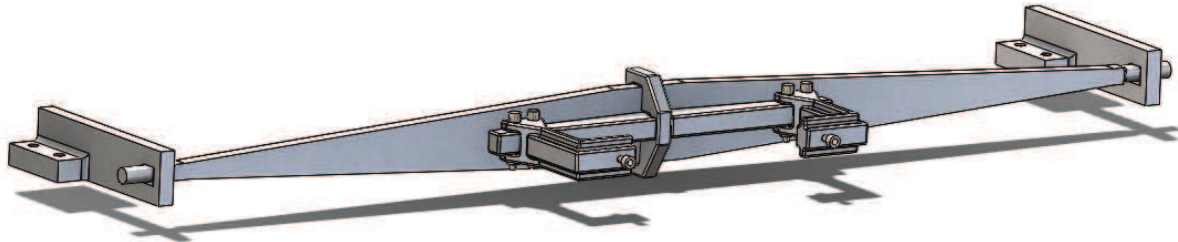
Denne mekanismen er som vist dimensjonert for veldig store krefter, dette er gjort for å være på den sikre siden, om det skulle være problemer i forhold til vekt kan det gjennomføres en struktur optimering.

Vedlagt ligger arbeids tegninger for det nedskalerte fendersystemet, se vedlegg 6a-f. Det benyttes M6 for mekanismen og M10 for sammenføyning til fartøyet, for innfestning av mekanisme og gangbru til bjelken benyttes M5.

Komplett nedskalert fendersystem er illustrert med gangbru i figur 116, og med gripemekanisme i figur 117.



Figur 137: Nedskalert fendersystem.



Figur 136: Nedskalert Fendersystem med klo.

10.4. Utstyr

Man kan benytte det samme fartøyet som er benyttet under tidligere tester, i tillegg til sensorer som er benyttet under den testen, må det tilføres ekstra strekk lapper som logger strekk kreftene i bjelken, samt støtene som oppstår fra hver enkelt stål rør, det vil si at det må benyttes to sensorer for å logge opptredende krefter mellom fartøy og turbinen.

Det er også viktig å notere material egenskapene til gummi materialet, som skal opprettholde kontakten, dette er fordi dette kan ha effekt på sensorer, og det må da være mulig å regne tilbake. Dette materialet er ikke tatt med i betraktning, men for fendersystem-varianten med mekanismen er det satt av 10mm for et gummielement i komprimert tilstand, mellom stål rørene og mekanismen som vist tidligere i figur 105, avsnitt 8.2.3.3.

10.5. Forslag til tester

Først og fremst vil jeg sette opp konseptet som er kommet fram i denne oppgaven. Det betyr en bjelke med den gitte stivheten som det er kommet fram til under konsept utviklingen. Det andre systemet, vil være med en mekanisme som griper om stål rørene på vind turbinen. Jeg har videre satt opp et forslag til tester som kan gjennomføres ved nytt basseng forsøk

Tabell 20: Oversikt over forslag til nye tester av bjelke og bjelke med kol under forskjellig forutsetninger.

System	Simulert Motorkraft (reell)[N (kN)]	H _s [m]	Tid [s]
Bjelke	613 (314)	2	1800
Bjelke	488 (250)	2	1800
Bjelke	390 (200)	2	1800
Bjelke	613 (314)	2.5	1800
Bjelke med klo	390 (200)	2	1800
Bjelke med klo	0	2	1800
Bjelke med klo	0	2,5	1800
Bjelke med klo	390 (200)	2,5	1800

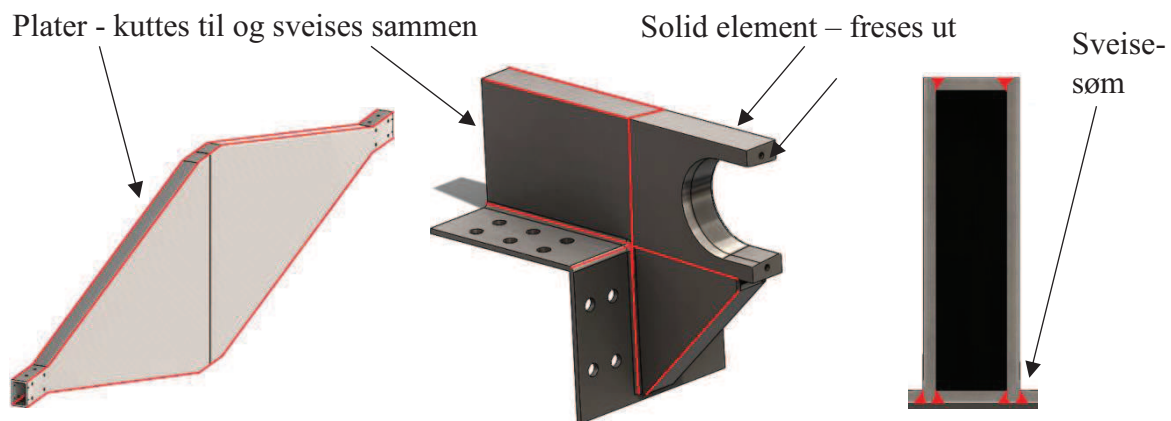
11. PRODUKSJON OG INSPEKSJON

Dette kapittelet tar i grove trekk, for seg produksjonsmetoder og inspeksjonsmetoder som kan benyttes for hhv. produksjon og inspeksjon av systemet.

11.1. Produksjon

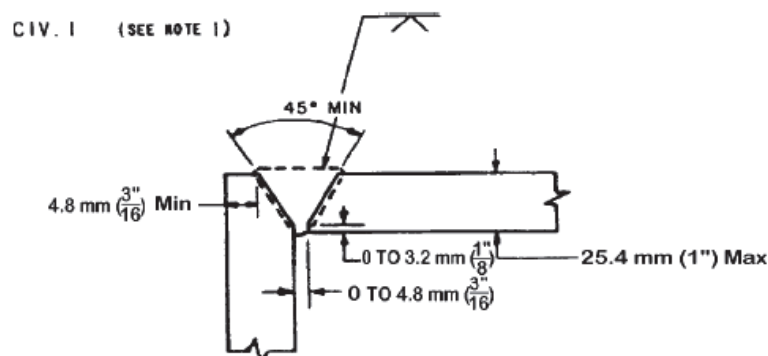
Fendersystemet blir produsert som en prototype og jeg har derfor sett bort ifra produksjonsmetoder som støpning og ekstrudering, hvor spesial lagde former og verktøy kreves for å oppnå ønskede former og profiler. Konstruksjonen er derfor hovedsakelig satt sammen av titan plater, standard stål og aluminiums profiler samt mindre maskinerte komponenter i både aluminium, stål og titan.

Bjelken og opplageret til bjelken, skal hovedsakelig sammenføres ved bruk av k-sveiser.



Figur 138: Røde linjer illustrerer sveisesømmer. (t.v.) Illustrasjon av hvordan bjelken sammenføres ved sveis. (t.h.) illustreres det hvordan kroken og armen sammen føyes ved sveis. Helt til høyre er sveisesømmen sett inn fra siden, Platene må skjæres til en gitt vinkel.

I forbindelse med sammenføyingen, var jeg i kontakt med Bjørn Brenna på verkstedet, snakket litt rundt metoder, for sammen føying og kom fram til at 20mm ville være maksimal plate tykkelse for å benytte vinkel butt sveis.



Figur 139: Illustrasjon av en enkelt v-sveis[I.49].

Denne metoden krever svært høy nøyaktighet, noe som er viktig blant annet for å minimere residualspenninger, og derav større spenninger og skjevheter i konstruksjonen. En metode for

å få dette til, kan være å lage to krybber som bjelken kan ligge i, et avstands stykke for å skille platene for så å sveises. Denne metoden må undersøkes nærmere før det settes i gang med videre utvikling og arbeids tegninger. Det vil også være nødvendig å gjennomføre verifiseringer for at sveisen i form av beregninger og prøver.

De resterende komponentene som ikke består av plater skal maskineres, og andre elementer utover dette, skal kjøpes inn ifra andre leverandører. I tabell 22, har jeg gitt en grov oversikt over forslag til produksjons metoder, for de forskjellige elementene i fender konseptet.

Tabell 21: Oversikt over, materiale og produksjonsmetode for respektive deler.

<i>Del</i>	<i>Materiale</i>	<i>Produksjonsmetode</i>
<i>Bjelke</i>	Titan	Kuttet plater som sveises sammen.
<i>Feste braketter</i>	Titan	Maskineres
<i>Arm</i>	Titan	Forsterket I-profil sammensatt av plater
<i>Krybbe</i>	Titan	Maskinert blokk
<i>Sekundær absorpsjon</i>	Stål	Standard profil, tilhørende deler maskineres
<i>Gangbru</i>	Aluminium	Tilskåret profiler-sveises
<i>Resterende</i>	-	Maskineres
<i>Resterende innkjøpte</i>	-	Ferdigstilte komponenter

11.2. Inspeksjon

I kravspesifikasjonen, er det beskrevet at systemet skal ha en levetid på 20 år, med unntak av slitasje deler.

Alle beregninger som ligger til grunn for konstruksjonen gir kun en gitt sikkerhet i teorien. Utmattings beregninger er bygget opp på bakgrunn av tester, satt sammen og statistisk analysert hvor det normalt settes en sannsynlighet på 95% for at beregningene skal stemme. Utenfor dette er det en mulighet for at materialet varer lengre enn hva som er ventet, men det kan også gå til brudd før ventet tidspunkt. Det er derfor helt nødvendig å jevnlig sjekke konstruksjonen for sprekkdannelser både i grunnmateriale og sveis.

Før konstruksjonen tas i bruk må det gjennomføres en såkalt NDT-prosedyre (Non-destructive testing) som inne bærer en detaljert sjekk av konstruksjonen med tanke på uregelmessigheter i grunnmateriale og sveis. Under utførelsen av sammenføyning av materialer ved bruk av sveis må det følges angitte prosedyrer og i tillegg til testing av sveis i etterkant bør den også følges opp av en ekstra person i tillegg til dem som utfører jobben for å avdekke eventuelle avvik ifra prosedyren.

Når fendersystemet tas i bruk, må det også settes opp rutiner for inspeksjon. Systemet bør gås over hver dag før fartøyet drar ut på service oppdrag. Dette innebærer en visuell sjekk hvor et personell på fartøyet går over og ser etter at det ikke er oppstått sprekkdannelser eller slitasje av slitasje elementene over hva som er tillatt før utskifting (tenker da på elementene som adskiller bjelken og kroken samt friksjons- og styringsselementet).

Det skal også gjennomføres en mer detaljert sjekk av konstruksjonen gjort av sertifisert personell. Hvor det går over hele konstruksjonen i detalj. Dette skal også gjennomføres når service fartøyet er inne på service og eventuelle slitasje deler byttes. Ved detaljert sjekk kan det benyttes penetrantprøving som benyttes ved overflate sjekk av sveiser. Ved penetrantprøving påføres en væske som skal trekke inn i eventuelle sprekker, etter en gitt tørke tid, påføres et pulver på det samme området, ved eventuelle sprekkdannelser vil det ha siset ned væske som nå trekkes opp i pulveret og sprekken blir synlig. [S.13] En annen metode som jeg har sett på er bruk av ultralyd. Kort fortalt er dette en metode som må gjennomføres av en utdannet operatør. Dette er fordi det kreve spesiell kompetanse og erfaring for å tolke dataene som kommer fra prøvingen. Dette gjøres ved å sende ned høy frekvente bølger i metallet, når lyd bølgen treffer enden av materialet eller for eksempel en laminerings feil returnerer lydbølgen til kilden og man får dermed logge et avvik fra normalen hvilket indikerer en ujevnhet. I DNV sitt klassifikasjon notat nr. 7 utg. Mars 2012 utdypes disse metodene samt at andre metoder brukt innen NDT også er forklart.[S.13]

Det er også viktig å poengtere at konstruksjonen kun er konstruert med tanke på å kunne motstå belastinger i den retningen som er angitt i konseptutviklingen. Det er derfor nødvendig å gjennomføre en visuellsjekk ved tilfeller hvor konstruksjonen blir utsatt for krefter i retninger hvor som den ikke er dimensjonert for. Eksempler på dette kan være at kroken kommer i kontakt med turbinen eller en brygge kant, eller at noe kommer bort i konstruksjonen under lossing av utstyr om bord i fartøyet eller til vindturbinen.

I tabell 15, har jeg satt opp et forslag til inspeksjons rutine som må følges produktets levetid.

Tabell 22: *Punkter ved inspeksjon av fender systemet.*

Hva	Når	Hvordan
<i>Visuell sjekk</i>	Daglig	Sjekk for slitasje, skader og sprekkdannelser
<i>Visuell sjekk</i>	Ved høye belastninger	Sjekk for slitasje, skader og sprekkdannelser
<i>Penetrantprøving</i>	Ved service	Veske og pulver
<i>Penetrantprøving</i>	Ved høye belastning	Veske og pulver
<i>Ultralyd</i>	Ved service	Innleid spesialist med nødvendig utstyr
<i>Ultralyd</i>	Ved høye belastning	Innleid spesialist med nødvendig utstyr

Titan er et relativt seigt materiale og det vil derfor være mulig å benytte et system med mindre sprekkdannelser, men det anbefales da å skaffe data i henhold til sprekkevækst, og utmatting av materiale med kjerver. Dette er for å kunne bedømme hvor kritiske en eventuell oppdaget sprekke vil være og om bjelken kan fortsatt være operativ, eller om den må tas ut av drift.

12. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON

I dette kapittelet evalueres og diskuteres prosessen og metodene som er benyttet for å komme fram til konseptet. Dette er en veldig nyttig del av oppgaven med tanke på lærdom og videre arbeid, ved at man står bedre rustet til neste oppgave når man er bevist over hva som var bra og hva som kunne vært bedre forrige gang. I kapittelet kommer det fram hva som var bra, og hva som kunne gjort annerledes, samt litt reflektering hvorfor.

Det har vært en veldig lærerik og interessant prosess med både oppturer og nedturer. I løpet av prosessen har jeg blitt kjent med nye materialer, nye mekaniske løsninger, nye beregningsmetoder og sett problemstillinger ifra utallige forskjellige synsvinkler.

Prosjektet startet med å gjennomføre analyse av småskala tester, legge grunnlag for beregninger og bli kjent med eksisterende løsninger. I løpet av denne prosessen, fikk jeg et solid grunnlag for produktutviklingen med tanke på eksisterende løsninger og muligheter. Med tanke på forbedringer av denne prosessen, ville jeg nok satt av litt tid til koding av Matlab, for å sett på muligheten for å automatisere hatighetsberegningene med hensyn på angitte tidsintervaller, slik at jeg kunne fått et statistisk grunnlag i forhold til opptredende last situasjoner, noe som kunne gitt et godt grunnlag med tanke på utmatting og levetids beregninger.

Den største og mest tidkrevende prosessen, var selve produktutviklings delen. Det startet med å drøfte fram alternative funksjonsløsninger for de forskjellige modulene som fendersystemet består av. Dette fungerte godt og den grundige gjennomgangen gjorde at valgene ble ganske klare og fornuftige. Denne delen av prosessen gikk forholdsvis greit, kunne kanskje besluttet å ikke benytte demper alternativet fra Oleo, noe tidligere enn hva jeg gjorde, ettersom jeg avventet med seleksjonen, godt over en uke eller to, i vente på svar på henvendelsene til bedriften.

Når valgene var tatt begynte selve konseptutviklingen, denne prosessen tok mye lengre tid enn hva jeg hadde planlagt. Mye av årsaken til dette, var i håp om å få til en løsning, ved å benytte aluminium. Da dette ikke viste seg å være mulig måtte jeg ta avgjørelsen om å benytte titan, dette var jeg litt usikker på med tanke på usikkerhet rundt produksjon og kostnad og brukte derfor også mer tid på å finne informasjon om disse elementene. Mye av dette løsnet når jeg fikk informasjon om mulige produksjons metoder i form av sveising som ble benyttet. Denne prosessen kunne vært kortet noe inn ved å kun fokusert på bjelken og ikke alle de forskjellige elementene samtidig, da det hopet seg litt opp med spørsmål og usikkerhet.

Videre i utviklingen ble det satt mange antakelser for å kunne gjennomføre en fornuftig styrke beregning på fendersystemet. Her ser jeg i etter tid også en annen fram gangs metode som jeg skulle ha benyttet. Det hadde lønnet seg å ta for seg rammene for materialet tidligere så jeg hadde hatt et bedre utgangspunkt før beregningene, da det ble brukt litt mye tid på å endre geometrien da jeg valgte å benytte DNV standarden for utmatting av titan.

Med tanke på fenderkonseptet, er dette et system hvilket tilfredsstillere de kravene som er satt. Det er som nevnt i oppgaven mye usikkerhet rundt hvilke faktiske krefter som vil opptre om man benytter en vann jett kraft på 314kN kontra 100kN som er benyttet i modell testingen. Det vil derfor antakelig være rom for å kunne endre på geometrien ettersom nye tester blir gjennomført og data logges. Ved å benytte et system som griper seg om vind turbinen kan det også være mulighet for å endre selve bjelke løsningen og kanskje bytte ut en fleksibel bjelke med en stiv fordi fartøyet er fastholdt og det vil derfor ikke oppstå større sammenstøt som skjer ved glipp.

Vedlagt ligger et annet løsnings alternativ som jeg kom innpå under utvikling av sekundær energi absorpsjon. Dette er en løsning som består av flere seksjoner med gummi som hver tar opp sin andel av energien. Dette er noe som jeg ser kan ha et potensiale og antakelig en kostnadsbesparende løsning sammen lignet med bjelke løsningen, hvilket krever høy masse av materialer. Dette er en løsning som jeg mener bør sjekkes ut i samråd med en leverandør av gummi komponenter og eventuelt inkludere en forenklet modell i en ny basseng test.

13. KONKLUSJON OG VIDEREARBEID

I dette kapittelet oppsummeres hva som er oppnådd i prosjektet og hvordan det samsvarer med problemstillingen og målene. Videre er det også satt opp en liste over noen av punktene som er satt til videre arbeid.

13.1. Konklusjon

Et fendersystem som skal benyttes under forhold hvor den signifikante bølgehøyden er målt til 2m, må kunne maksimalt ta opp 160kJ over en avstand på 300mm. Dette er for at retardasjonen som oppstår ikke skal overstige 0.5g.

I løpet av en aksessering, oppstår det belastinger om alle seks frihetsgradene. I henhold til dette, ble bjelke konseptet, ansett for å være den beste løsningen og da hovedsakelig på grunn av enkelhet og på grunn av evnen til å ta opp horisontale krefter over en gitt avstand samtidig som den motstår vertikale belastninger.

For å benytte en bjelke i rimelig størrelse, ble det nødvendig å dele opp energi absorpsjonen i to deler. En primær energi absorpsjon som består av bjelken og 2 gummi elementer, hvilket sammen absorberer/lagrer energi opp til 116,8 kJ og en sekundær energi absorpsjon hvilket tar opp resterende energi mengdene til 160kJ.

Titan ble valgt som materiale for bjelken. Dette var fordi stål har en mye høyere elastisitets modul, hvilket betyr mindre evne til å ta opp energi sammenlignet med titan og aluminium, samt har det en mye høyere egenvekt, noe som ikke er gunstig med tanke på flytende farkost. Aluminium mistet sin fordel med tanke på vekt og elastisitet ved at det ikke kunne motstå belastninger med tanke på utmatting i henhold til DNV-RP-F201 uten at geometrien til bjelken, ble i overkant stor.

Det endelige fendersystemet består av en titan bjelke med en lengde på 9000mm og med en vekt på 2108kg, hvilke er henger 400 mm utenfor dekk-kanten ved hjelp av to opplagre av titan. I tillegg består fendersystemet av en gangbru i aluminium og et sekundærabsorberende system. Minste energiabsorberende evne er 62,8 kJ og tatt de energiabsorberende friksjonsmaterialene, samt sekundær energiabsorpsjon, vil systemet kunne ta opp 160kJ. Systemet har en total vekt på ca. 4000kg det er 9250mm bredt, 3200mm høyt må midten, 2100mm langt og en levetid på 20år. Det er også i rapporten, påpekt forslag til inspeksjons rutiner for å forbygge uønskede brudd av konstruksjonen, samt utarbeidet en nedskaler modell for nye bassengforsøk mot vindturbin.

Dette systemet tilfredsstiller de kravene som er satt med unntak av vekten, noe som ble nødvendig å øke, med tanke å overholde levetiden på 20år. Dette vil i teorien også bidra til at fartøyet kan operere etter nye standarder i form av økt bølgehøyde.

13.2. Videre arbeid

Det gjenstår mye arbeid før et eventuelt fendersystem kan konstrueres og prøves ut i fullskala.

Funksjonelt

- Først og fremst, anbefales det å gjennomføre et nytt bassengforsøk, med utgangspunkt i kapittel 10. Der anbefales det å se på følgende punkter:
 - Økt simulert motorkraft.
 - Virkning ved innføring av en demper til å redusere svingningene.
 - Benytte mekanisme som oppretter fast kontakt mellom fartøy og vindturbin. Med og uten simulert motor kraft.
- Det anbefales også å vurdere en alternativ løsning på fenderkonseptet, hvilket er nærmere forklart i vedlegg 7 b eventuelt teste denne løsningen i en småskala test ved samme anledning som bjelke testene. I 7a er det gitt er forslag til videre utvikling av mekanismen med tanke på vertikal forflytning.

Beregninger

- Ytterlig beregninger for verifisering av konseptet og påkjenninger
- Struktur optimering
- Beregning av slitasje elementer med tanke på utskifting.
- Sammenføyning til dekk (innfestningen-boltforbindelse)
- Sveis forbindelse av bjelke og krok/arm.
- Utarbeide utmattings data for kjerver som kan benyttes for å estimere gjennstående leve tid når sprekkdannelser blir oppdaget.

Material

- I forbindelse med bjelken materiale, er titan satt med mindre det blir korrigeringer i kravspesifikasjonen som gjør at man kan gå ned på belastningene slik at man oppnår spenninger som tilfredsstillende utmattings grenser for aluminium ved $5 \cdot 10^6$ svingninger. Det anbefales også å undersøke alternative Titan legeringer for å kunne benytte en mindre bjelke ved at materialet har en høyere utmattingsfasthet.
- Med tanke på gummi elementene, har jeg valgt å benytte leverandøren som UMOE Mandal har vært i kontakt med. I tillegg til denne leverandøren har jeg også nevnt Trelleborg, samt Goodyear som kan kontaktes for et konkurrerende tilbud, med tanke på friksjon, absorberings evne og pris.
- Det samme gjelder for materialene med liten friksjons koeffisient og som er ment for å beskytte underliggende materiale med tanke på slitasje.

- Konstruksjonen vil som sagt bli utsatt for marine påkjenninger, noe som innebærer saltpartikler hvilket vil akselerere eventuell korrosjon og morkning av enkelte komponenter, temperatur svingninger hvilket kan påvirke material egenskaper og funksjonalitet, og ikke minst uv-bestråling hvilket kan degradere gummikomponenter, ved at molekyl bindingene i strukturen blir brutt opp.

Produksjon

- Det må fastsettes en godkjent sveise prosedyre for sammenføring av bjelke og tilhørende elementer
- Utarbeide arbeidstegninger for produksjon.
- Avgjøres om kutting av plater og maskinering skal gjøres internt eller eksternt.
- Finne leverandør for komponenter hvilket ikke skal produseres internt.

Inspeksjon og vedlikehold

- Sette opp en detaljert vedlikeholds og inspeksjons plan med utgangs punkt i avsnitt 11.2.
- Skaffe ytterlig informasjon vedrørende utmatting av sprekkdannelser og kjerver.

Kostnadsanalyse

- Sette opp en detaljert kostnads analyse på produksjon og material kostnader.

Videre utvikling

- Kan systemet benyttes i forbindelse med andre systemer, kan sluttproduktet for eksempel, være relevant for andre typer servicefartøyer?

14. REFERANSER

Dette kapittelet gir en oversikt over bok- og internettreferanser som er benyttet i forbindelse med utarbeidelsen av oppgaven.

14.1.BOK REFERANSER

- S.1 **Haig.T.D. og Hanssen.H.J.** Fender FX400, 2013
- S.2 **UMOEO Mandal** Informasjon mottatt, som ikke er offentliggjort.
- S.3 **Kelly, Gordon** , Joining of Carbonfiber Reinforced Plastics for Automotive Applications , ISBN 91-7283-824-8
- S.4 **William D. Callister Jr.** Materials Science and Engineering an Introduction, ISBN-13: 978-0-471-7369-7, side 359
- S.5 **William D. Callister Jr.** Materials Science and Engineering an Introduction, ISBN-13: 978-0-471-7369-7, side 374
- S.6 **Terjesen, Geir**, TMP 301, Torsjon og vipping, Universitetet for miljø- og biovitenskap: Institutt for matematiske realfag og teknologi. 35 sider
- S.7 **Hydro aluminium vekst AS**, Aluminium i det marine miljø.
- S.8 **Hibbeler R.C.** Mechanics og Materials syvende versjon, ISBN-13: 978-981-067994-1, side 630.
- S.9 **Terjesen, Geir**, TMP 301, Noen sammenlikninger aluminium vs stål. Universitetet for miljø- og biovitenskap: Institutt for matematiske realfag og teknologi, 2013 21 sider
- S.10 **DNV-Recommended Practice**, DNV-RP-F201 Design of Titanium Risers, Oktober 2002, 26 sider, Tilgjengelig på dnvgl.com
- S.11 **Terjesen, Geir** TMP 301, Utmatting 2, Universitetet for miljø- og biovitenskap: Institutt for matematiske realfag og teknologi.2012. 53 sider.
- S.12 **Terjesen, Geir** TMP 301 Sveiste forbindelser Eurokode 3 (stålkonstruksjoner) Universitetet for miljø- og biovitenskap: Institutt for matematiske realfag og teknologi. 2013, 35 sider.
- S.13 **Terjesen, Geir** TMP 301, Sveis og utmatting, Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi.2012, 21 sider.
- S.14 **Terjesen, Geir** TMP 301
- S.15 **Ø. Auestad, J.Gravdahl, A.Sørensen, T.Halvorsen**, Simulator and Control System Design for a Free Floating Surface Effect Ship at Zero Vessel Speed, 2013, ISSN 1474-6670

14.2.INTERNETT REFERANSER

- I.1 **The World Bank**,
http://www.worldbank.org/depweb/english/beyond/beyondco/beg_03.pdf
 (25.01.2014)
- I.2 **U.S. Energy Information Administration**,
http://www.eia.gov/energyexplained/index.cfm?page=nonrenewable_home
 (25.01.2014)
- I.3 **National Aeronautics and Space Administration**,
<http://earthobservatory.nasa.gov/Features/GlobalWarming/page2.php>
 (25.01.2014)

- I.4 **Norsk vindkraft forening og EnergiNorge,**
www.vindportalen.no/oekonomi/loennsomhet.aspx
 (25.01.2014)
- I.5 **GLID - Glens of Foudland and Lynn & Inner Dowsing wind farms**
<http://www.glidwindfarms.com/wind-energy/how-a-wind-turbine-works/offshore>
 (25.01.2014)
- I.6 **Statoil**
http://www.statoil.com/en/newsandmedia/news/2012/pages/17oct_dudgeon.aspx
 (25.01.2014)
- I.7 **Scira Offshore Energy,**
<http://www.scira.co.uk/about/facts.php>.
 (25.01.2014)
- I.8 **Scottish-enterprise,**
<http://www.4-power.eu/media/3109/offshore-wind-guide-june-2013.pdf>.
 (25.01.2014)
- I.9 **Scottish-enterprise (Korrigerte bilder (Endret farge)),**
<http://www.4-power.eu/media/3109/offshore-wind-guide-june-2013.pdf>.
 (25.01.2014)
- I.10 **Statkraft**
<http://www.statkraft.com/media/news/News-archive/2011/worldwide-search-finds-best-ways/>
 (25.01.2014)
- I.11 **Wikipedia**
http://en.wikipedia.org/wiki/Sheringham_Shoal_Offshore_Wind_Farm
 (25.01.2014)
- I.12 **Agder kultur**
<http://www.agderkultur.no/Per-Kjell-Kristiansen-Marinehistorie/Side9.htm>
 (09.02.2014)
- I.13 **RG Seasightfenders, (Video av akesessering)**
<https://www.youtube.com/watch?v=StBiMS0rW4c>
 (04.03.2014)
- I.14 **Bonino, Simon, Airbag, April 24, 2012,**
<http://insider.altairhyperworks.com/intuitive-technology-foraec/>
 (11.02.2014)
- I.15 **Hong, Patrick, Supercar Tech Analysis, Februar 2011 ,**
<http://www.roadandtrack.com/photos-supercar-tech-analysis-slide-19#slide-19>
 (08.03.2014)
- I.16 **Metrologisk leksikon,**
https://metlex.met.no/wiki/Signifikant_b%C3%B8lgeh%C3%B8yde.
 (25.01.2014)
- I.17 **DNV-GL**
<http://www.dnvgl.com/about-dnvgl/history.aspx>
 (15.03.2014)
- I.18 **DNV-GL**
Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, Part 6, Chapter 30.,
<https://exchange.dnv.com/servicedocuments/dnv>
 (31.01.2014)

- I.19 **DNV-GL**
Offshore Standard DNV-OS-J101, Januar 2013
<https://exchange.dnv.com/servicedocuments/dnv>
(31.01.2014)
- I.20 **Safehaven Marine,**
<http://www.safehavenmarine.com/WILDCAT%2050%20%27WINDFARM%20VERSION%27%20design%20page.htm>
(08.03.2014)
- I.21 **Mobimar,**
http://www.mobimar.com/workboats_offshore_wind_farm_service_and_crew_transfer
(08.03.2014)
- I.22 **Skipsrevyen,**
<http://www.skipsrevyen.no/tag/fred-olsen-windcarrier-as/>
(08.03.2014)
- I.23 **Google Patents search,**
www.google.com/patents
(09.03.2014)
- I.24 **Patentstyret**
<https://search.patentstyret.no/>
(09.03.2014)
- I.25 **Euroroadsafety,**
<http://www.euroroadsafety.com/Products/60100SmartStop.aspx>
(08.03.2014)
- I.26 **General atomics**
<http://www.ga.com/advanced-arresting-gear>
(08.03.2014)
- I.27 **Learning static and dynamics,**
<http://enhilmy.wordpress.com/2011/05/29/berkenalan-dengan-pegas/>
(08.03.2014)
- I.28 **Trucktrend**
http://www.trucktrend.com/features/consumer/163_1210_interview_antron_brown_and_chuck_wade_toyota_dream_build_challenge/photo_09.html
(08.03.2014)
- I.29 **Oleo**
www.Oleo.co.uk
(10.03.2014)
- I.30 **Lesjöfors**
<http://www.lesjofors.no/>
(10.03.2014)
- I.31 **Constellium,**
<http://www.constellium.com/markets/transportation/rail/rail-components>
(10.03.2014)
- I.32 **Clemson University**
<http://www.cvel.clemson.edu/auto/actuators/airbag.html>
(11.03.2014)

- I.33 **Yamaguchi, Eikatsu og Maruyama, Seiji**, Method of forming honeycomb sandwich composite panels,
<http://www.freepatentsonline.com/6776865.html>
 (03.03.2014)
- I.34 **Safeguard**
<http://www.safeguard-technology.com/anti-slip-covers/high-traction/walkway-covers.htm>
 (03.03.2014)
- I.35 **Aluminium Leader**
<http://www.aluminiumleader.com/en/around/transport/ship>
 (03.03.2014)
- I.36 **Seagle, Stan R.**, Titanium processing,
<http://www.britannica.com/EBchecked/topic/597174/titanium-processing>
 (05.04.2014)
- I.37 **Metso**,
http://www.metso.com/miningandconstruction/mm_gen.nsf/WebWID/WTB-131209-2256F-65180?OpenDocument
 (03.03.2014)
- I.38 **Trelleborg Marine Systems**,
<http://www.trelleborg.com/en/Marine-Systems/>
 (03.03.2014)
- I.39 **RTP co.**
<http://www.rtpcompany.com/products/wear-resistant/>
 (20.03.2014)
- I.40 **RG Seasight-fenders**,
<http://www.rgs-fenders.com/xfenders.asp>
 (03.03.2014)
- I.41 **Goodyear**,
<http://www.goodyearrubberproducts.com/2010newpdfs/Goodyear%20Marine%20Fenders.pdf>
 (05.05.2014)
- I.42 **S.K. Jha and K.S.**, High-Cycle Fatigue Resistance in Beta-Titanium Alloys. Ravichandran,
<http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs11837-000-0097-x#page-1>
 (05.04.2014)
- I.43 **The Welding Institute**,
<http://www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/welding-of-titanium-alloy-risers-may-2000/>
 (23.04.2014)
- I.44 **The Welding Institute**,
<http://www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/review-of-fatigue-assessment-procedures-for-welded-aluminium-structures-december-2003/>
 (10.05.2014)
- I.45 **Lesjöfors**, produkt katalog,
http://catalog.lesjoforsab.com/pdf/en/chapters/29-33_EN.pdf
 (13.03.2014)

- I.46 **Newmantools**
<http://www.newmantools.com/tech/threadm.htm>
(20.03.2014)
- I.47 **Ruukki**, produkt katalog
<http://www.ruukki.no/~media/Norway/Files/Stocklists%20ALU/Aluminium%20stang%20og%20r%C3%B8r.pdf>
(03.04.2014)
- I.48 **Aasen, Bjørn**, Skrudde forbindelser, Tekna Mai 2009,
<http://www.tekna.no/ikbViewer/Content/778081/Skrudde>
(23.04.2014)
- I.49 **American Bureau of Shipping**, Materials and welding 2000,
https://www.eagle.org/eagleExternalPortalWEB/ShowProperty/BEA%20Repository/Rules&Guides/Current/96_MaterialsandWelding_SuppReqforNavalVessels/Pub96_Part2Navy.
(23.04.2014)

15. VEDLEGG

I dette kapittelet gis en oversikt over informasjon som ikke er med i rapporten, men som er produsert i forbindelse med oppgaven.

Vedlegg 1a: *Macaulay-funksjon, satt opp i Excel*

Vedlegg 1b: *Macaulay-funksjon, satt opp i Excel*

Vedlegg 2: *Tabell for gammafunksjonen*

Vedlegg 3: *Komplettfendersystem med ytre dimensjoner*

Vedlegg 4: *Grov kostnadsanalyse*

Vedlegg 5a: *Utdrag fra Norsk standard, NS-EN 1999-1-3:2007*

Vedlegg 5b: *Utdrag fra Norsk standard, NS-EN 1999-1-3:2007*

Vedlegg 6a: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: krok/arm*

Vedlegg 6b: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: bjelke*

Vedlegg 6c: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: opplager mekanisme*

Vedlegg 6d: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: opplager vinkel*

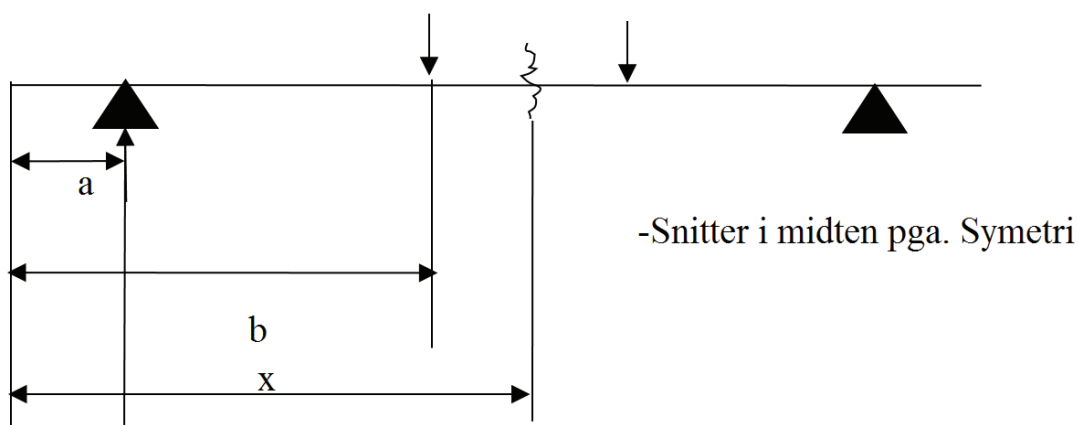
Vedlegg 6e: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: vinkel*

Vedlegg 6f: *Arbeidstegning for nedskalert fendersystem: opplager gangbru og gangbru*

Vedlegg 7: *Innspill for videre arbeid.*

Vedlegg 1.a.

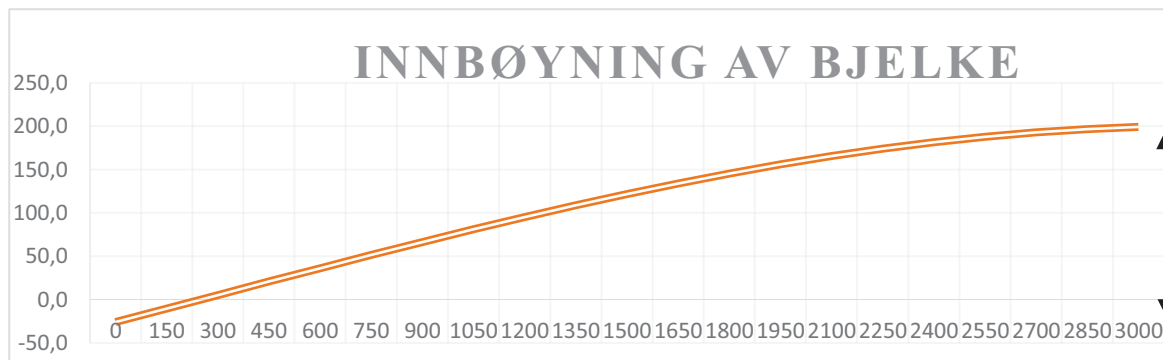
Utledning av nedbøyning				
y''	$F*(x-250)$	$F*(x-250)$	-	-
Integral av den dobbelt deriverte - finner C1				
y'	$(F*(x-250)^2)/2'$	$-(F*(x-2870)^2)/2'$	$C1$	$C2$
y'	-1.413E+12	1.21581E+11	1.29142E+12	-
Integral av den enkelt deriverte - finner C2				
	$(F*(x-250)^3)/6'$	$-(F*(x-2870)^3)/6'$	$C1*x$	$C2$
y^*	0	0	3.22855E+14	-3.22855E+14
Utregning av ymaks				
y	$(F*(x-250)^3)/6'$	$-(F*(x-2870)^3)/6'$	$C1*x$	$C2$
y	-1.413E+15	3.56637E+13	4.19711E+15	-3.22855E+14
ymaks	201.0403624	mm		



Input verdier for maculay				
Symbol	y'	y^*	y	Enhet
x	3750	250	3750	mm
E	108000	108000	108000	N/mm ²
I	55093333	55093333	36627050	mm ⁴
b	2870	2870	2870	mm
Fr	157000	157000	157000	N
a	250	250	250	mm

Vinkel ved opplager			
y'	$(q*(x-a1)^3)/3'$	$-(q*(x-a1)^3)/3'$	$C1$
y'	3.20311E+11	-28260000000	9.00835E+11
y'	250	1.19289E+12	
y'	9.00835E+11	0.200482348	
Vinkel	0.151398738	Radianer	
Vinkel	8.674508735	Grader	

Vedlegg 1.b.



Grunnlag for grafutskrift						
x	$(F*(x-250)^3)/6'$	$-(F*(x-2370)^3)/6'$	$C1*x$	$C2$	y	Enhet
0	0	0	0	-3.22855E+14	-26	mm
150	0	0	1.93713E+14	-3.22855E+14	-10	mm
300	-6541666667	0	3.87426E+14	-3.22855E+14	5	mm
450	-4.18667E+11	0	5.81139E+14	-3.22855E+14	21	mm
600	-2.24379E+12	0	7.74852E+14	-3.22855E+14	36	mm
750	-6.54167E+12	0	9.68564E+14	-3.22855E+14	51	mm
900	-1.4372E+13	0	1.16228E+15	-3.22855E+14	66	mm
1050	-2.67947E+13	0	1.35599E+15	-3.22855E+14	81	mm
1200	-4.48693E+13	0	1.5497E+15	-3.22855E+14	95	mm
1350	-6.96557E+13	0	1.74342E+15	-3.22855E+14	109	mm
1500	-1.02214E+14	0	1.93713E+15	-3.22855E+14	122	mm
1650	-1.43603E+14	0	2.13084E+15	-3.22855E+14	134	mm
1800	-1.94883E+14	0	2.32455E+15	-3.22855E+14	145	mm
1950	-2.57114E+14	0	2.51827E+15	-3.22855E+14	156	mm
2100	-3.31355E+14	0	2.71198E+15	-3.22855E+14	166	mm
2250	-4.18667E+14	0	2.90569E+15	-3.22855E+14	174	mm
2400	-5.20108E+14	0	3.09941E+15	-3.22855E+14	182	mm
2550	-6.3674E+14	0	3.29312E+15	-3.22855E+14	188	mm
2700	-7.69621E+14	1.8807E+12	3.48683E+15	-3.22855E+14	193	mm
2850	-9.19811E+14	5.78765E+12	3.68054E+15	-3.22855E+14	197	mm
3000	-1.08837E+15	1.30858E+13	3.87426E+15	-3.22855E+14	199	mm
3250	-1.413E+15	3.56637E+13	4.19711E+15	-3.22855E+14	201	mm

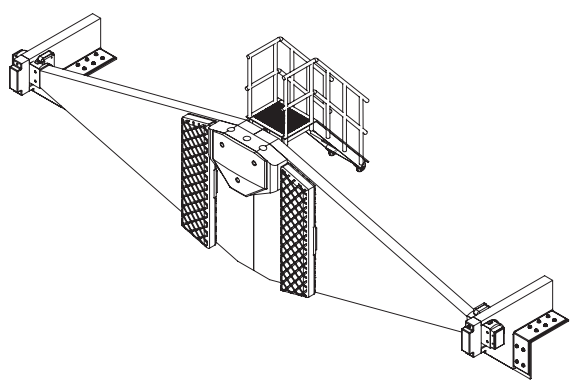
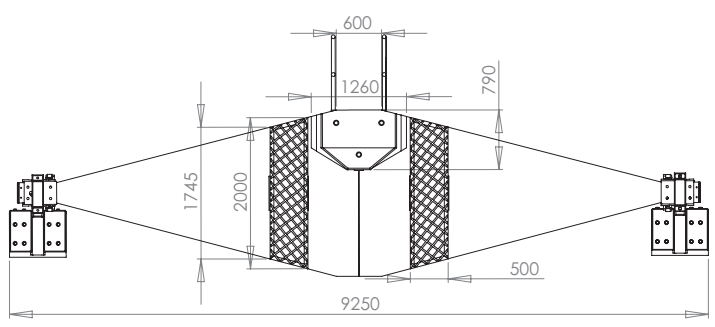
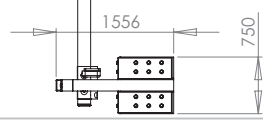
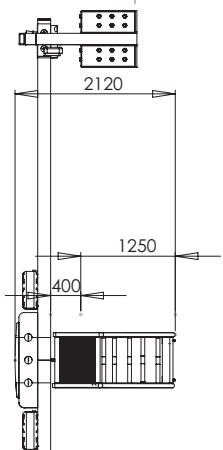
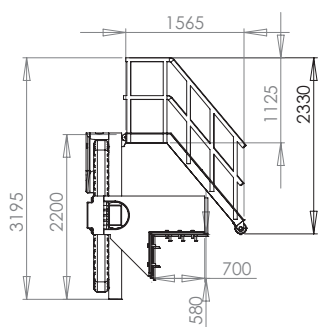
Fargekoder	Betydning
	Input celle
	Utrekning (fast celle)
	Resultat (fast celle)
	Sybol/enhet/notat

Table 10.2 Table of the complete gamma function.

n	$\Gamma(n+1)$	$\log \Gamma(n+1)$
0.10	0.951350	-0.021659
0.20	0.918168	-0.037077
0.30	0.897470	-0.046979
0.40	0.887263	-0.051947
0.50	0.886226	-0.052455
0.60	0.893515	-0.048897
0.70	0.908638	-0.041608
0.80	0.931383	-0.030871
0.90	0.961765	-0.016930
1.00	0.999999	0.000000
1.10	1.046485	0.019733
1.20	1.101802	0.042103
1.30	1.166711	0.066963
1.40	1.242169	0.094180
1.50	1.329340	0.123636
1.60	1.429624	0.155222
1.70	1.544685	0.188840
1.80	1.676490	0.224401
1.90	1.827355	0.261822
2.00	1.999999	0.301029
2.10	2.197620	0.341952
2.20	2.423965	0.384526
2.30	2.683437	0.428691
2.40	2.981206	0.474392
2.50	3.323350	0.521576
2.60	3.717023	0.570195
2.70	4.170651	0.620203
2.80	4.694174	0.671559
2.90	5.299329	0.724220
3.00	5.999999	0.778151
3.10	6.812622	0.833314
3.20	7.756689	0.889676
3.30	8.855343	0.947205
3.40	10.136101	1.005870
3.50	11.631728	1.065644
3.60	13.381285	1.126497
3.70	15.431411	1.188405
3.80	17.837861	1.251342
3.90	20.667385	1.315285
4.00	23.999999	1.380211
4.10	27.931753	1.446098
4.20	32.578096	1.512925
4.30	38.077976	1.580673
4.40	44.598848	1.649323
4.50	52.342777	1.718856
4.60	61.553915	1.789255
4.70	72.527634	1.860503
4.80	85.621737	1.932584
4.90	101.270191	2.005481
5.00	119.999999	2.079181

n	$\Gamma(n+1)$	$\log \Gamma(n+1)$
5.10	142.451	2.153668
5.20	169.406	2.228929
5.30	201.813	2.304949
5.40	240.833	2.381717
5.50	287.885	2.459219
5.60	344.701	2.537443
5.70	413.407	2.616378
5.80	496.606	2.696012
5.90	597.494	2.776333
6.00	719.999	2.857332
6.10	868.956	2.938998
6.20	1050.317	3.021320
6.30	1271.423	3.104290
6.40	1541.336	3.187897
6.50	1871.254	3.272132
6.60	2275.032	3.356987
6.70	2769.830	3.442453
6.80	3376.921	3.528520
6.90	4122.709	3.615182
7.00	5039.999	3.702430
7.10	6169.593	3.790256
7.20	7562.288	3.878653
7.30	9281.392	3.967613
7.40	11405.88	4.057129
7.50	14034.40	4.147194
7.60	17290.24	4.237801
7.70	21327.69	4.328943
7.80	26339.98	4.420615
7.90	32569.40	4.512809
8.00	40319.99	4.605520
8.10	49973.70	4.698741
8.20	62010.76	4.792467
8.30	77035.55	4.886691
8.40	95809.45	4.981408
8.50	119292.4	5.076613
8.60	148696.1	5.172299
8.70	185550.9	5.268463
8.80	231791.8	5.365098
8.90	289867.7	5.462199
9.00	362879.9	5.559763
9.10	454760.7	5.657782
9.20	570499.0	5.756254
9.30	716430.6	5.855174
9.40	900608.9	5.954536
9.50	1133278.	6.054336
9.60	1427482.	6.154570
9.70	1799844.	6.255234
9.80	2271560.	6.356324
9.90	2869690.	6.457835
10.00	3628799.	6.559763

NB! Her er: $n = m/h$



Masteroppgave:		
Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft		
Vedlegg nr. 3		
Ytredimensjoner til fendersystemet		
Av: Daniel T. Haig		20.06.2014
Vekt: ca 4000 kg	Skalering: 1:50	Ark 1 av 1

Vedlegg 4: En grov kostnadsanalyse for komplett fendersystem.

Tabell 1: Estimering av material kostnader.

Materialer	Kvanta	Pris/kvanta	Sum [NOK]
<i>Titan*</i>	3000 kg	180 kr/kg	540000
<i>Sum titan</i>	3000kg	-	540000
Aluminium	Kvanta	Pris/kvanta	Sum [NOK]
<i>Tube</i>	85 kg	112 kr/kg	9520
<i>Vinkel profil</i>	25 kg	108,50 kr/kg	2713
<i>Firkant rør</i>	42 kg	108,50 kr/kg	4557
<i>Rist</i>	50 kg	150 kr/kg**	7500
<i>Sum aluminium</i>	152 kg	-	24290
Stål	Kvanta	Pris/kvanta	Sum [NOK]
<i>Profil</i>	50 kg	75 kr/kg	3750
<i>Sum stål</i>	50 kg	-	3750
Elastomer(gummi)	Kvanta	Pris/kvanta	Sum [NOK]
<i>Friksjons element (modul 2)</i>	625 kg	197 kr/kg	123125
<i>Fender midt (modul 1)</i>	1 stk (50 kg)	21 780 kr/stk	21780
<i>Sum elastomere</i>	675 kg	-	144905
<i>Resterende komponenter</i>	-	-	75000
<i>Sum Total material kostnader</i>	3877 kg	-	784195

*Det er usikkerhet til kostnaden, priser varierer alt ifra 16-100 dollar per kilo antatt 30 dollar kurs 6 NOK/dollar.

Tabell 2: Estimering av totale kostnader for fendersystemet.

Kostnads poster	Sum [NOK]
<i>Material</i>	784 195
<i>Transport*</i>	50 000
<i>Sammensetning*</i>	100 000
<i>Total kostnad</i>	934 195

*Transport og sammensetning vil variere veldig og er derfor to veldig usikre momenter.

Vedlegg 5a:

EN 1999-1-3:2007

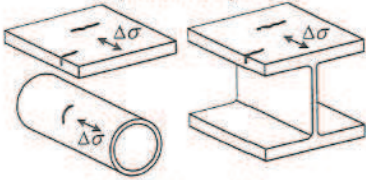

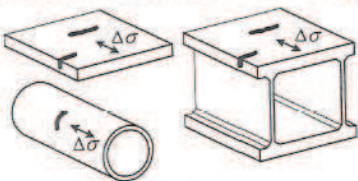

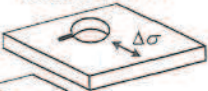

Annex J [informative]: Detail category tables

J.1 General

(1) The detail categories and the $\Delta\sigma - N$ relationships in this Annex may only be used with the provisions of Chapter 6.

(2) The detail category values are valid for ambient temperature, exposure conditions which do not require any surface protection (see Table 6.2), and in connection with the execution requirements of EN 1090-3. These values are derived for stress ratio values not smaller than 0,5.

Table J.1 – Detail categories for plain members

Detail type	Detail category $\Delta\sigma - m_1$ ¹⁾ Alloy restriction	Product forms Constructional detail Initiation site	Stress orientation	Stress analysis	Execution requirements	
1.1	125-7 7020 only	Sheet, plate and simple extruded rod and bar, machined parts 	Parallel or normal ²⁾ to rolling or extrusion direction	Principal nominal stress at initiation site	No re-entrant corners in profile, no contact with other parts Machined with a surface finish $R_{z5} < 40 \mu\text{m}$ Visual inspection	
1.2	90-7	Surface irregularity 			Account for stress concentration: see D.2	Hand grinding not permitted unless parallel to stress direction No score marks transverse to stress direction Visual inspection
1.3	80-7 7020 only	Sheet, plate, extrusions, tubes, forgings 				Surface free of sharp corners unless parallel to stress direction, edges free of stress raisers
1.4	71-7	Surface irregularity 		Visual inspection		
1.5	140-7 7020 only	Notches, holes 			Visual inspection	
1.6	100-7	Surface irregularity 				

¹⁾ $m_1 = m_2$, constant amplitude fatigue limit at 2×10^6 cycles
²⁾ If the stress orientation is normal to the extrusion direction the manufacturer should be consulted concerning the quality assurance in case of extrusions by port hole or bridge die.
³⁾ R_{z5} see EN-ISO 4287 and EN-ISO 4288

Vedlegg 5b:

Ø 1999-1-3:2007 (E)

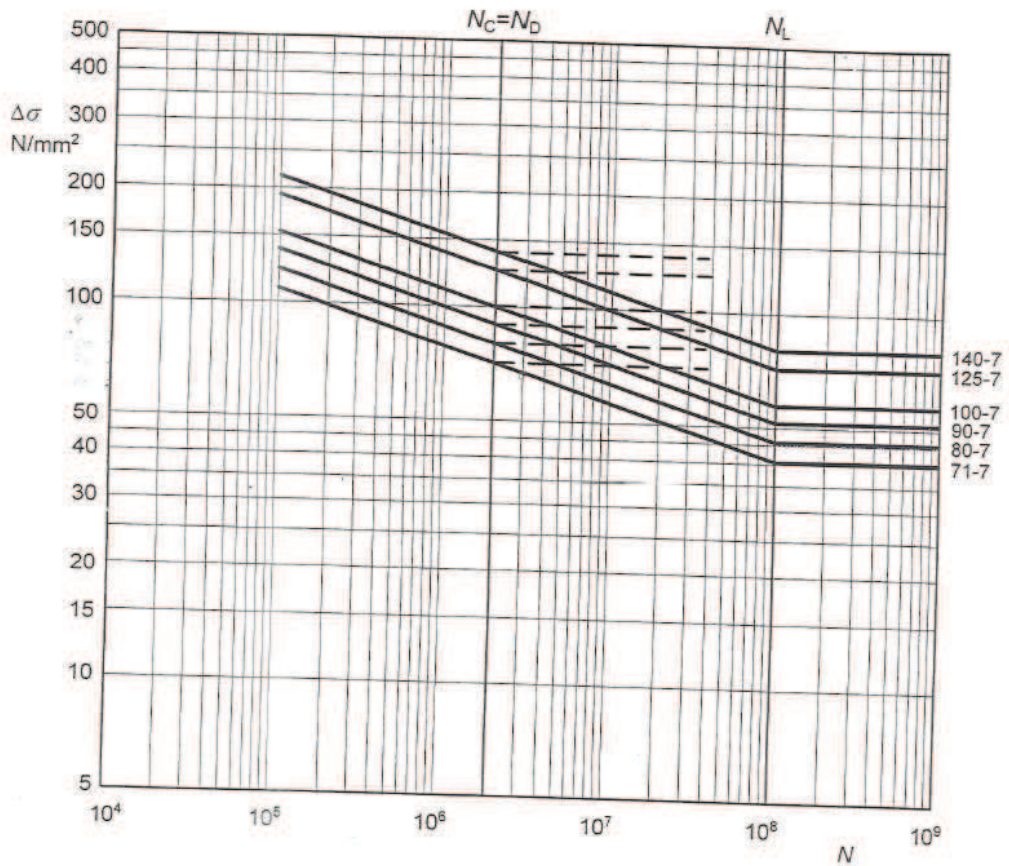
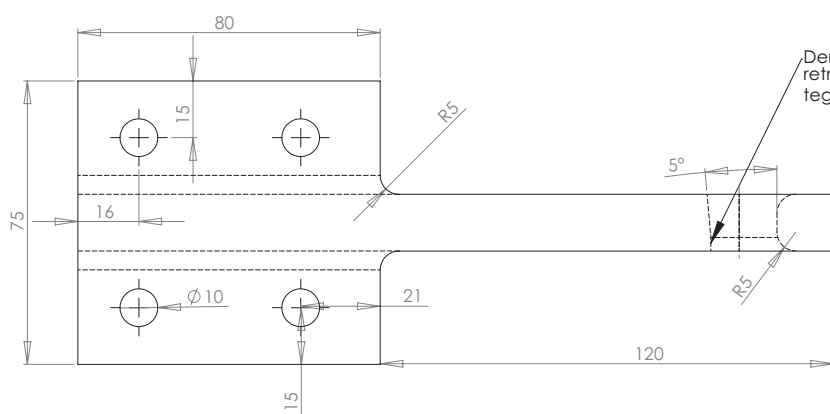


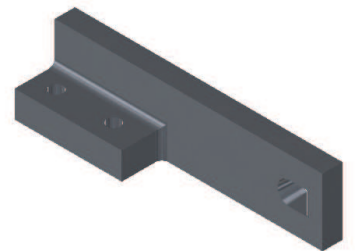
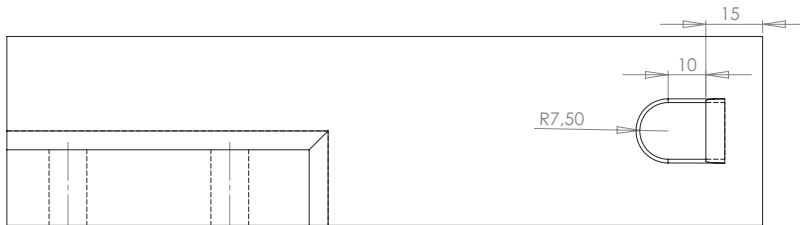
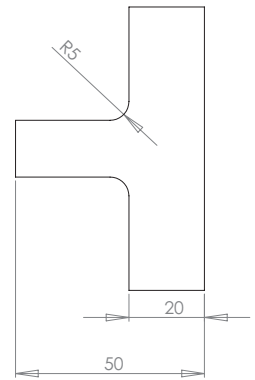
Figure J.1 — Fatigue strength curves $\Delta\sigma - N$ for plain members - categories as in Table J.1

Table J.2 – Numerical values of $\Delta\sigma - N$ (N/mm²) for plain members - detail categories as in Table J.1

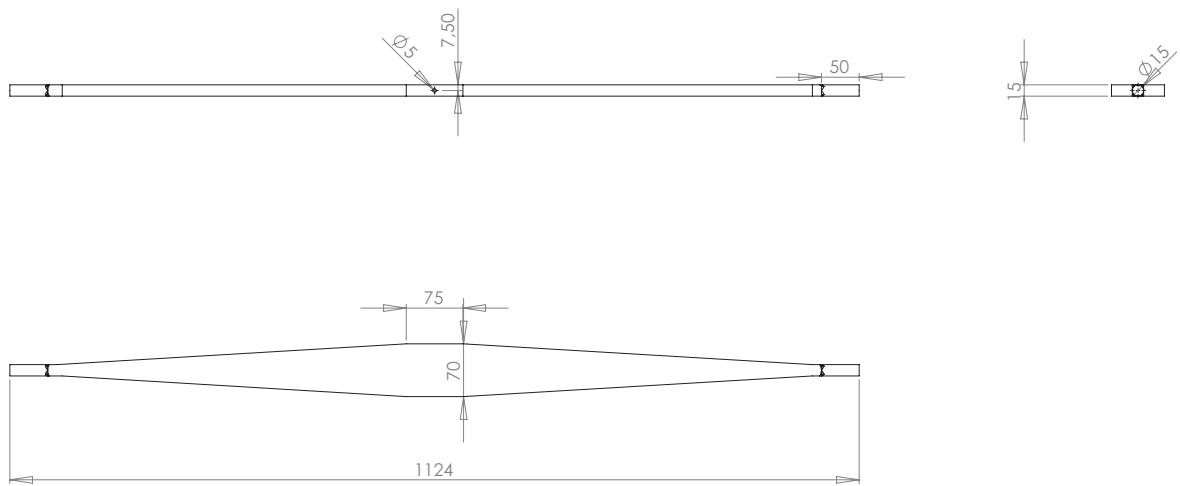
Slope		Cycles N						
m_1	m_2	1E+05	1E+06	2E+06	5E+06	1E+07	1E+08	1E+09
7,0	7,0	214,8	154,6	140,0	122,8	111,2	80,1	80,1
7,0	7,0	191,8	138,0	125,0	109,7	99,3	71,5	71,5
7,0	7,0	153,4	110,4	100,0	87,7	79,5	57,2	57,2
7,0	7,0	138,1	99,4	90,0	79,0	71,5	51,5	51,5
7,0	7,0	122,7	88,3	80,0	70,2	63,6	45,7	45,7
7,0	7,0	108,9	78,4	71,0	62,3	56,4	40,6	40,6



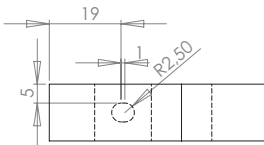
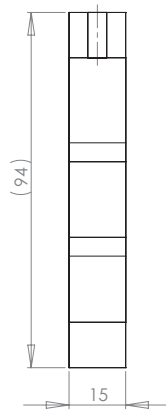
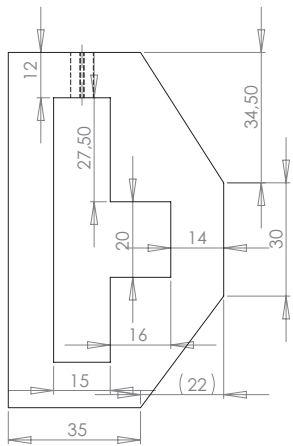
Den andre kroken slipes motsatt retning, altså nedover på tegningen. 5°



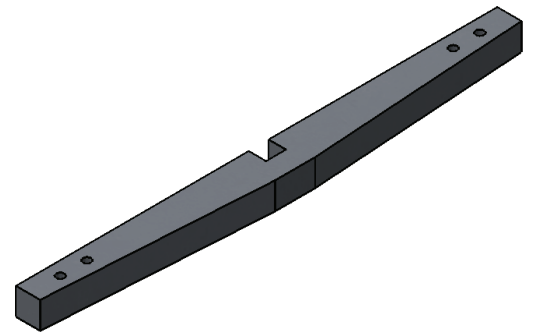
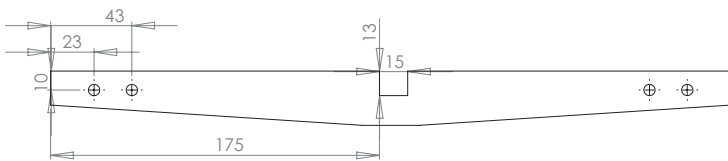
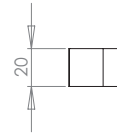
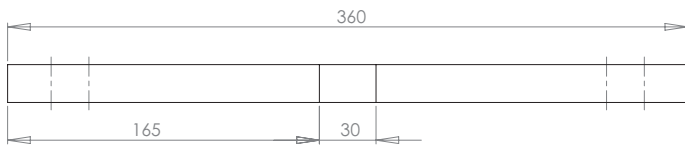
Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6a	
Nedskalert krok/arm	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 640g	Skalering: 1:1



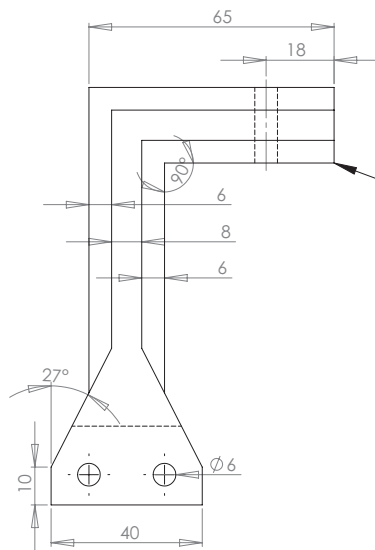
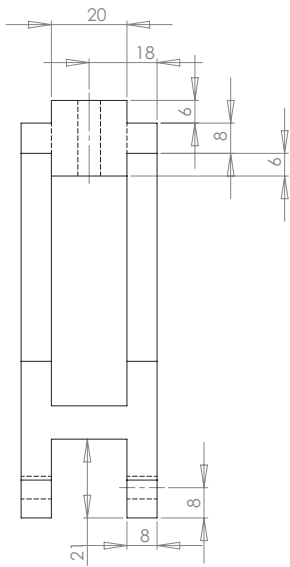
Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6b	
Nedskalert bjelke	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 1863g	Skalering: 1:5



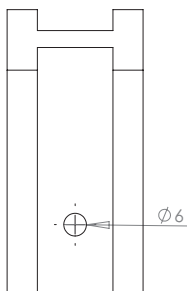
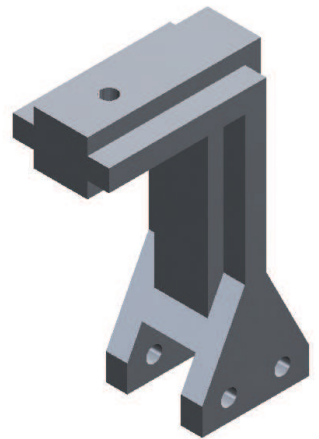
Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6c	
Opplager for mekanisme	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 132g	Skalering: 1:1



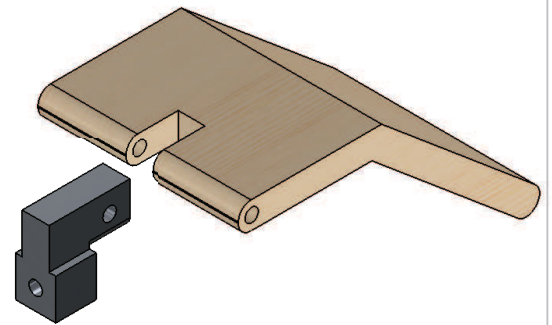
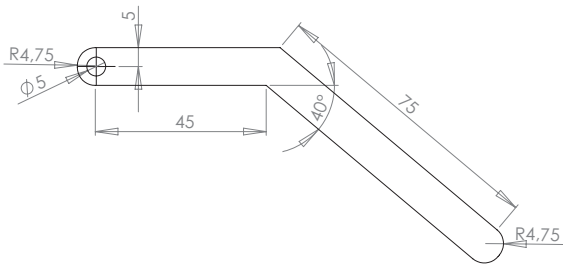
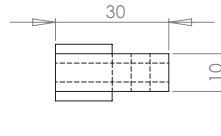
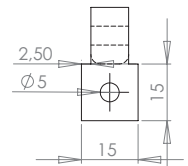
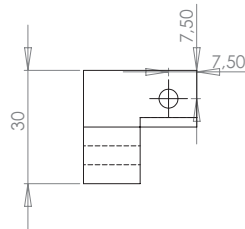
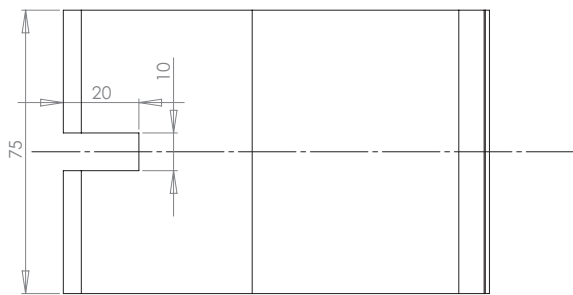
Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6d	
Opplager for vinkel	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 400g	Skalering: 1:2



Alle kanter slipes til en radie på 2mm.



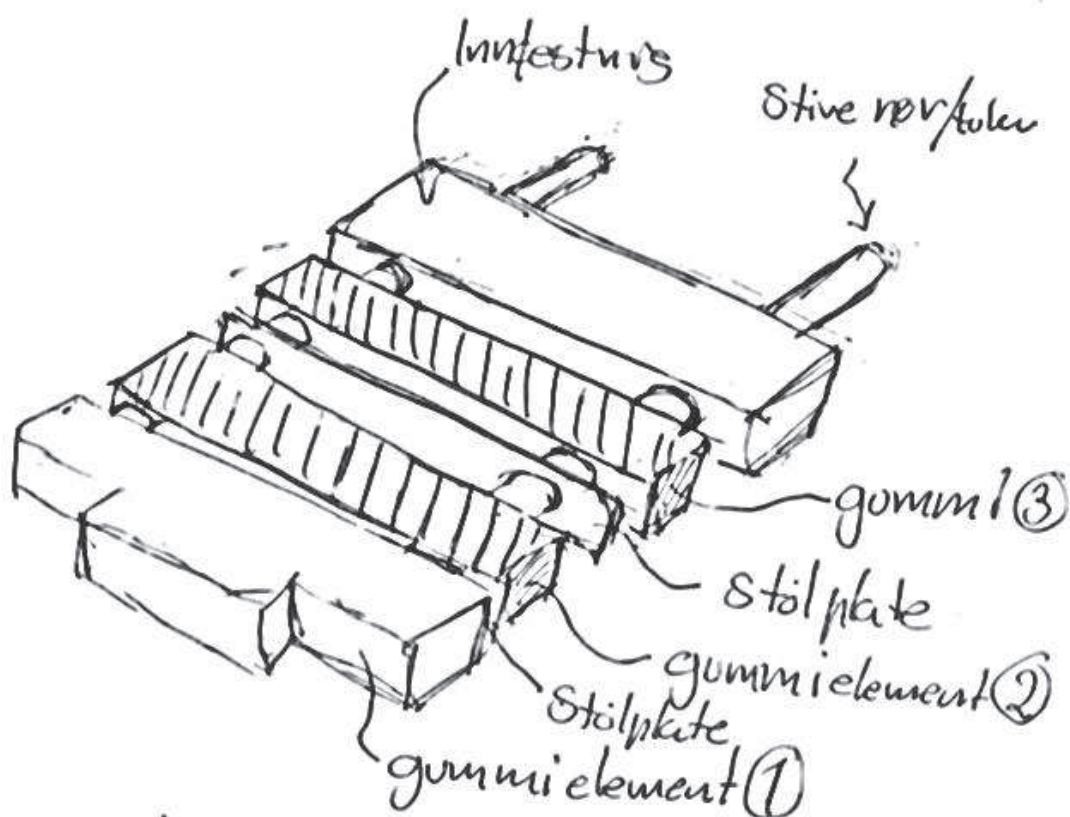
Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6e	
Nedskalert vinkel	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 233g	Skalering: 1:1



Masteroppgave: Utvikling av energiabsorberende fendersystem for WaveCraft	
Vedlegg nr. 6f	
Nedskalert gangbru og innfestning til bjelke	
Av: Daniel T. Haig	20.06.2014
Vekt: ca 70g	Skalering: 1:1

Vedlegg nr. 7a

Alternativt Fendersystem



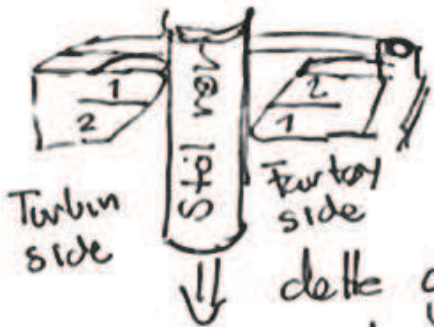
Prinsippet bygger på fjærløsningen som ble drøftet i avsnitt 6.8.1. I stedet for fjærer, benyttes gummielementer. En stålplate adskiller elementene og dekker opp ener og absorberingen.

Vedlegg nr. 7b



Hydrauliske
Sylindere løser
Ut mekanismen

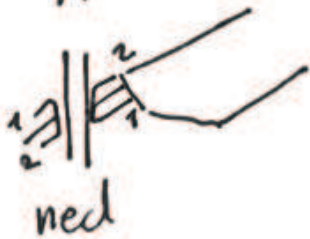
Sett vinkel i fra siden
- mulbare Støtjør på turbin.



1: Høy friksjon
2: Lav friksjon

dette gjør det mulig for
systemet å gli oppover
men ikke nedover

opp



↑ Fartøy blir presset opp.



Fartøy går ned i bølgedal
Men blir hengende t.o.
turbinen, angrep punkt beveger
seg ikke.



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no