

Undersøking av bøyemoment og kollisjonslastar som oppstår mellom ei flytande vindturbin og eit installasjonsfartøy

Daniel Wergeland Ekerhovd
Stian Næss Boge

Bacheloroppgave i Marinteknikk
Bergen, Norge 2020



Undersøking av bøyemoment og kollisjonslastar som oppstår mellom ei flytande vindturbin og eit installasjonsfartøy

Daniel Wergeland Ekerhovd
Stian Næss Boge

Institutt for Maskin- og Marinfag
Høgskulen på Vestlandet
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap
Institutt for maskin- og marinfag
Inndalsveien 28
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

English title: Investigation of overturning moments and collision loads occurring between a floating wind turbine and an installation vessel

Forfatter(e), studentnummer: Daniel Wergeland Ekerhovd, 571632
Stian Næss Boge, 181295

Studieprogram: Marinteknikk
Dato: 05 2020
Rapportnummer: IMM 2020-M32
Veileder ved HVL: David Roger Lande Sudall
Thore Clifford Thuestad
Oppdragsgiver: Equinor
Oppdragsgivers referanse: Gudmund Per Olsen

Antall filer levert digitalt: 2

Forord

Denne bacheloroppgåva er eit prosjekt ved Institutt for Maskin- og Marinfag (IMM) ved Høgskulen på Vestlandet (HVL), i samarbeid med Equinor. Resultata frå bacheloroppgåva presenterast i ein artikkel som er skriva i samarbeid med gruppe M33.

Me ynskjer å takke vår veileder, Førsteamanuensis David Roger Lande-Sudall for god rettleiing og støtte gjennom prosjektet. Me vil også rette ei takk til Thore Clifford Thuestad for hans rettleiing og hjelp innan hydrodynamikk.

Takk til Førsteamanuensis Gloria Stenfelt for hjelpa i MarinLab under dei eksperimentelle forsøka.

Samandrag

Flytande havvind turbinar (FVT) som nyttar seg av eit spar-bøye fundament har vist seg å vere ei effektiv løysning på å utnytte havvind som rein energi. Ei ulempe med vindturbinar som nyttar seg av eit slikt spar-bøye fundament er den store djupgangen som krevst for å helda den stabil, noko som førar til at tilgjengelegheita av egnande innaskjers installasjons områder reduserast. Det har tidlegare vorte undersøkt ein metode som skal kunne redusere djupgangen til den flytande vindturbinen ved å nytte seg av ein lekter som eit installasjonsfartøy i irregulær sjø med bølgeretning 0° . Dette prosjektet er ein fortsetjing på desse tidlegare undersøkingane ved å gjere eksperimentelle forsøk i irregulære sjøtilstandar der turbinen ligg i kjølvatnet til lekteren (180°). Alle Modellane er i skala 1:72 og alle eksperimentelle forsøk vert utført i ein bølgetank.

Gjennom eksperimentelle forsøk har bøyemoment mellom lekteren og FVT blitt undersøkt i irregulære sjøtilstandar som tar utgangspunkt i eit JONSWAP bølgespekter med både full og redusert djupgang. Bøyemomenta aukar med aukande signifikant bølgehøgde, H_s , og dei største bøyemomenta inntreff ved eigenperioden i stamp til det kombinerte fartøyet lekter og FVT. Samanlikna med tidlegare forsøk, resulterer denne bølgeretninga med ei auke i laster som oppstår mellom lekteren og FVT både for full og redusert djupgang.

Det har og blitt utført kollisjonstestar for å undersøkje kollisjonslaster mellom lekteren og FVT etter separasjon, i regulære bølger. Mellom 2-7 kollisjonar oppstår avhengig av dei ulike tidsseriane som utførast, og dei største kollisjonslastane inntreff ved eigenperioden i stamp til det kombinerte fartøyet. Ved denne bølgeretninga reduserast den maksimale impuls lasta med 47 % samanlikna med tidlegare forsøk, og dei fleste kollisjonskreftane ligg innanfor standardar som gjeld for design.

Abstract

Floating wind turbines (FWTs) utilizing spar-buoy platforms have proven to be a feasible solution to harness clean energy from offshore wind. A downside to the spar-buoy concept is the significant draught needed to maintain stability, which in turn reduces the number of possible quayside assembly and installation locations. Previous work investigating a possible draught reduction of the floating wind turbine using a barge type installation vessel in irregular head seas (0°) is continued here for irregular seas, where the turbine is lying in the wake of the barge (180°). The models are in a 1:72 scale and all experimental tests are performed in a wave-tank.

Throughout the experimental tests, the overturning moment between the barge and FWT have been investigated in irregular seas using a JONSWAP wave spectra for both the full and reduced draught. The overturning moments increases with increasing significant wave height, H_s , and the peak overturning moments occur at the pitch eigenfrequency of the combined vessel. When comparing with previous results, this wave direction results in an increase of occurring loads between the barge and FWT at both full and reduced draught.

Collision tests have also been conducted to investigate collision forces between the barge and FWT after separation, in regular long crested waves. During each time series, 2-7 collisions occurred, and peak collision loads occur at the pitch eigenfrequency of the combined vessel. This wave heading reduces the maximum impulse load by 47 % compared with previous results, and most of the collision forces are within relevant existing design standards.

Innholdsliste

1. Innleiing	1
1.1 Bakgrunn og motivasjon.....	1
1.2 Mål for oppgåva	2
1.3 Oversikt	4
2. Teoretisk grunnlag	5
2.1 Dei seks fridomsgrader.....	5
2.2 Modellering og similaritet	6
2.3 Lineær bølgeteori og regulære bølger	8
2.4 Bølgjespekter og irregulær sjø.....	9
2.5 Respons amplitude operator	9
2.6 Demping	10
2.7 Normalfordeling og konfidensintervall	10
2.8 Bøyespenningar	12
2.9 Elastisk støyt.....	12
2.10 Impuls.....	13
3. Fasilitetar og programvarer	14
3.1 MarinLab.....	14
3.2 Programvarer	14
3.2.1 SESAM	14
3.2.2 Njord Wave Synthesis.....	15
3.2.3 Qualisys.....	15
3.2.4 LabVIEW	16
3.2.5 MATLAB.....	16
4. Metode	17
4.1 Modellering av flytande havvindturbin og lekter	17
4.1.1 Flytande vindturbin	17
4.1.2 Lekter	21
4.1.3 Kombinert fartøy	22
4.2 Val av bølgeparametrar	23
4.3 Eksperimentelt oppsett	25

4.4 Decay testing	26
4.5 Lastcelle kalibrering og lastcellerigg.....	28
4.6 Bølge kalibrering	29
4.7 Utføring av kollisjonstestar	30
5. Presentasjon av artikkel	31
6. Konklusjon	32
7. Feilkjelder	34
8. Referansar	35

1. Innleiing

1.1 Bakgrunn og motivasjon

Eit klart fleirtal av røystene i Europa etterlyser no ein framskynda energiovergang mot fornybare energikjelder. Ulike initiativer ber europeiske leiarar om å setje det grønne skiftet i hjarte av Europas økonomiske svar på pandemien Covid-19 ved å skape arbeidsplassar innan grøn energi [1].

Ein av industriane som har potensialet til å skape slike grønne arbeidsplassar, er flytande havvind. Flytande havvind sitt potensiale er enormt, det antakast at det i framtida er mogleg å generera meir enn 420 000 TWh i året globalt, tilsvarande 18 gonger det energibehovet verda har i dag [1]. Nærare 80% av verdas potensiale innan havvind er i vatn djupare enn 60 meter. Vinden er her sterkare og det er lågare turbulens, det blir derfor anslått at marknaden for flytande havvind kjem til å auka betydeleg det neste tiåret [2]. Hovudfordelen med å anvende flytande vindturbinar i staden for konvensjonelle botnfaste vindturbinar, er at ein kan byggja dei på fleire stader. Botnfaste vindturbinar er avhengig av gunstige botnforhold, riktig djupgang og gode vindforhold, noko som skapar ein del avgrensingar på kvar ein kan byggja botnfast vind. Med flytande vind er ein ikkje lenger avhengig av å ha det grunt, dette opnar opp for nye marknader og ein kan byggja vindkraft i nærleiken av område med høg straumeterspørsel [3].

Det er i dag fleire ulike konsept for flytande havvind som er under utvikling, ein av desse er Equinor sitt Hywind konsept. Hywind konseptet nyttar ei spar-bøye som fundament, dette er eit djupt vertikalt flytande fundament med eit lågt vasslinjeareal som heldes stabil grunna eit lågt tyngdepunkt. Pilotprosjektet Hywind Scotland, består av fem turbinar med ein installert kapasitet på 6 MW, som svarer til ein samla kapasitet på 30 MW [4]. Denne parken har vist at det mogleg med flytande havvind parker. Samanstillinga av desse turbinane vart gjennomført ved å bruka verdas største flytande kran, Saipem 7000 i ein djup fjord utanfor Stord, Noreg. Ved å montera turbinane på land, reduserer ein tidsbruken og risikoen for drifta til havs. Utfordringane ved Hywind konseptet er sparbøyefundaments store djupgang, turbinane som er brukt i Hywind Scotland har en djupgang på over 70 m. Dette gjer det utfordrande å finna lokasjonar for montering, då det er svært få hamner i verda som har dette vassdjupet. Etersom turbinane blir slepe ut til produksjonsstaden etter montering, må innaskjers ruta ut frå hamna også vere djup nok. Ei anna utfordring ved bruken av denne

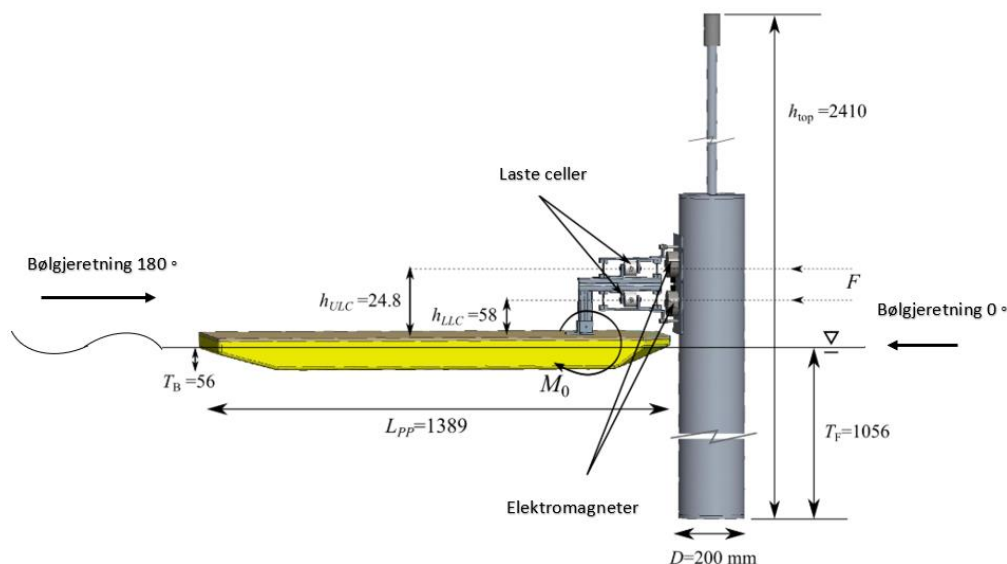
installasjonsmetoden, er tilgjengelegheita av spesialiserte flytande lyftefartøy. Tilgjengelegheita av desse lyftefartøya vil bli mindre etterkvart som flytande havvind blir meir utbreidd, i tillegg til at de er svært kostbare å leige.

For å gjere flytande vindkraft meir utbreidd i havvindkraftindustrien, trengs det ein industrialisert samanstillings og installasjonsmetode. Det har derfor blitt presentert fleire ulike metodar for samanstilling og installasjon av flytande vindturbinar. Ein av desse metodane er Atkins sitt transportramme konsept. Konseptet går ut på å bruke ei gjenbrukbar transportramme som kan transportere opp til 4 turbinar om gangen. Metoden reduserer djupgangen til sparbøyefundamentet ved at stabilitet aukar når dei flytande turbinane er festa til transportramma og fungerer då som eit halvt ned-senkbar fartøy. Ved å redusere djupgangen, gjev det ein moglegheit for å gjennomføra samanstillinga av turbinen til kai, noko som fjernar behovet for eit flytande kranfartøy [5].

Metoden til Atkins er utgangspunktet for ei tidlegare masteroppgåve [6] og ein vitenskapleg artikkel [7] der transportramma til Atkins er bytta ut med ein lekter, og der det kun er brukt éin enkel turbin i staden for fire, for å redusere kompleksiteten til eksperimenta. Målet var då å undersøkje opptreande bøyemoment mellom lekteren og turbinen, samt kollisjonskreftar frå eventuelle støyt mellom lekteren og den flytande turbinen etter at dei er blitt fråkopla. Med desse prosjekta som bakgrunn vil denne oppgåva fokusere på å utføre dei same forsøka, men med ei ny bølgjeretning for å vidare utforske metoden.

1.2 Mål for oppgåva

Målet for denne oppgåva er å undersøkje ein metode som reduserer fundamentets djupgang ved å ta i bruk ein lekter til å støtte og oppretthalde stabiliteten til den flytande vindturbinen under installasjon. Ved å snu heile systemet 180° slik at innkommande bølger treff det kombinerte fartøyet i hekken skal kritiske aspekt som bøyemoment under installasjon og kollisjonslastar etter separasjon mellom dei to flytande lekamane samanliknast med tidlegare forsøk utført med bølgjeretning 0° , det kombinerte fartøyet er vist i Figur 1.



Figur 1. Kombinert lekter og flytande vindturbin sett frå sida med dimensjonar og bølgeretning [7].

Dette utførast ved å køyre ei rekkje irregulære sjøtilstandar og regulære bølger på ein modell i skala 1:72 i bølgetanken ved MarinLab, Høgskulen på Vestlandet. Forsøka er gjennomført med den flytande havvind turbinen ved full og redusert djupgang, og er presentert under ved full skala sjøtilstandar:

- Samankopla lekter og turbin ved full djupgang, i eit irregulært JONSWAP spekter med ein signifikant bølgehøgde $H_s=1.5-2.0$ m og topp periode mellom $T_p=6.5-16.5$ s.
- Samankopla lekter og turbin ved redusert djupgang, i eit irregulært JONSWAP spekter med ein signifikant bølgehøgde $H_s=1.5$ m og topp periode mellom $T_p=6.5-10.5$ s.
- Kollisjonstestar i regulære bølger $H=1.5$ m og $T=6.5-16.5$ s mellom fråkopla turbin og lekter.

Det skal samstundes lagast ein numerisk modell for både den flytande vindturbinen og den tidlegare nytta lekteren, samt det kombinerte fartøyet, med den hensikt å samanlikne hydrodynamiske resultat frå eksperimentelle og numeriske analysar. Den numeriske modellen kan også bli brukt vidare i fleire sjøtilstandar og bølgeretningar etter at den er validert.

1.3 Oversikt

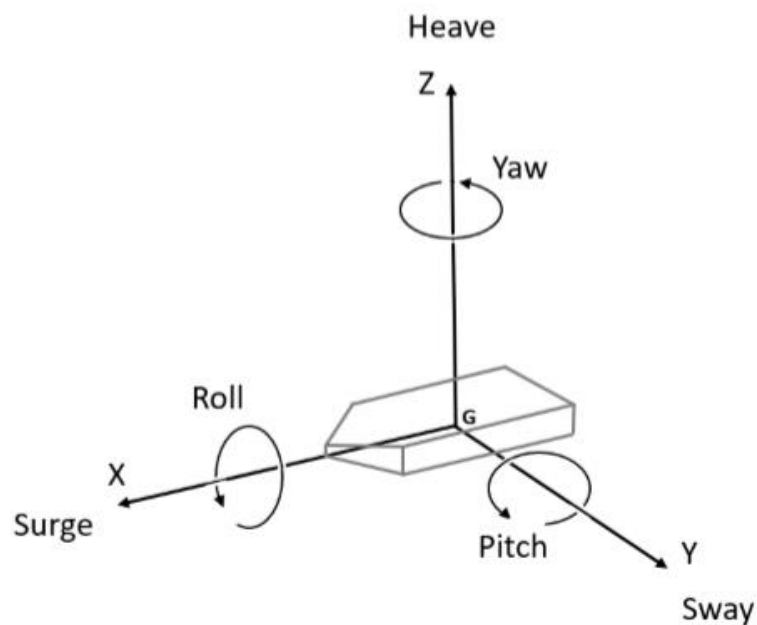
I seksjon 2 og 3 presenterast teoretisk grunnlag, samt fasilitetar og programvarer som er blitt tatt i bruk for å utføre dei eksperimentelle forsøka. Vidare i seksjon 4 vil modellering av numerisk modell og utføring av det eksperimentelle forsøket bli presentert. Seksjon 5 vil presentere den fullstendige artikkelen med resultat og diskusjon. Seksjon 6 vil ta for seg konklusjon og vidare arbeid. Avslutningsvis vil seksjon 7 og 8 ta for seg høvesvis feilkjelder og referansar.

2. Teoretisk grunnlag

Denne seksjonen vil ta for seg teorien som er lagt til grunn for dei eksperimentelle forsøka og berekningar som er utført.

2.1 Dei seks fridomsgrader

Eit flytande lekam kan ha seks uavhengige rørsler og kan skildrast som eit system med seks fridomsgrader, ofte referert til som 6DOF. Dette vil seie at lekamen kan bevege seg i tre retningar, også kjent som translasjonar, og rotere i tre retningar som vist i Figur 2. Dei seks rørsleane er definert som rørsle av lekamen sitt tyngdepunkt og rotasjon om eit sett av vinkelrette aksar gjennom tyngdepunktet. Dei tre translasjonane kallast for jag, svai og hiv, som høvesvis er rørsle langs x, y og z-akse. Dei tre rotasjons rørsleane kallast for rull, stamp og gir, som høvesvis er rotasjon om x, y og z-akse [8].



Figur 2. Dei seks fridomsgrader.

2.2 Modellering og similaritet

Før ein gjennomfører eit modellforsøk som skal vera ein representasjon av den fullskala verkelegheita så krevjast det i prinsipp tre typar similaritet [9];

- Geometrisk likedannethet. Det vil seie at modellen må vera geometrisk likedanna med fullskala objektet. Alle dimensjonar på modellen må ha same storleiksforhold som i fullskala.
- Kinematisk similaritet. Det skal vera likskap i hastigheitsforhold, forholdstala mellom ulike hastigheiter skal vera like. Straumningane rundt modellen skal vera likedanna med tilsvarende rundt fullskala objektet.
- Dynamisk similaritet. Forholdet mellom dei ulike kreftane skal vera lik for både modell og fullskala.

Kravet om dynamisk similaritet skapar ein del utfordringar ettersom at det er sjeldan mogleg å oppfylle likskap i alle forholda. Likskap i forholdet mellom tregleikskrefter og viskøse krefter gjev følgjande:

$$\frac{\text{Treghetskreftar}}{\text{Viskøse kreftar}} \sim \frac{\rho V^2 L^2}{\mu VL} = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} = R_n \quad (1)$$

Ut i frå dette forholdet sitt ein igjen med Reynolds tal som er ein funksjon av lekamen sin hastigheit V , skipet/modellens lengd L og kinematisk viskositet ν .

Eit anna krav til dynamisk similaritet er forholdet mellom tregleikskrefter og tyngdekrefter:

$$\frac{\text{Treghetskreftar}}{\text{Tyngdekreftar}} \sim \frac{\rho V^2 L^2}{\rho g L^3} = \frac{V^2}{gL} = \frac{V}{\sqrt{gL}} = F_n \quad (2)$$

Der F_n er Froude talet, som er ein funksjon av lekamen sin hastigheit V , skipets lengd L og tyngdeakselerasjon g . Overflatebølgjer er tyngdedrivne, det er derfor avgjerande å ha similaritet mellom tregleikskrefter og tyngdekrefter for å sikre korrekt bølgedanning i modellskala.

Ved å setje forholda for modell og fullskala lik kvarandre, kan ein ved kravet om dynamisk similaritet finne modell hastigheita.

Likskap i F_n :

$$\frac{V_m}{\sqrt{gL_m}} = \frac{V_s}{\sqrt{gL_s}} \Rightarrow V_m = V_s \cdot \sqrt{\frac{L_m}{L_s}} = \frac{V_s}{\sqrt{\lambda}} \quad (3)$$

Der $\frac{L_s}{L_m}$ er skalar forholdet λ grunna geometrisk similaritet ved Froude skalering.

Likskap i R_n :

$$\frac{V_m L_m}{\nu} = \frac{V_s L_s}{\nu} \Rightarrow V_m = V_s \cdot \lambda \quad (4)$$

Ut i frå likning (3) og (4) kan ein observere at likskapen i desse forholda ikkje opptrer samstundes. i følge [10], er det rett og slett umogleg å oppfylle alle krav ved dynamisk similaritet samstundes. Som følgje av dette, er det tatt utgangspunkt i Froudes skaleringsmetode for prosjektet.

Tabell 1 visar skaleringsforholda for dei andre fysiske storleikane som kan bereknast ved å ta utgangspunkt i likning (3), der λ er skaleringsfaktor.

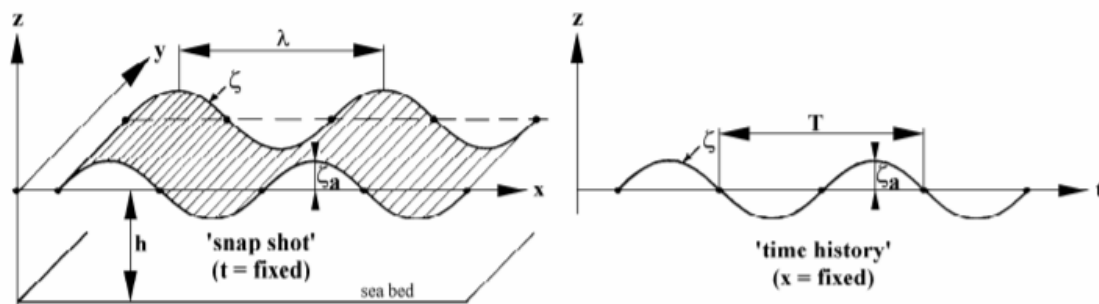
Parameter	Forhold	Eining
Masse	$M_s = \lambda^3 \cdot M_m \cdot \frac{\rho_s}{\rho_m}$	[kg]
Kraft	$F_s = \lambda^3 \cdot F_m \cdot \frac{\rho_s}{\rho_m}$	[N]
Moment	$M_s = \lambda^4 \cdot M_m \cdot \frac{\rho_s}{\rho_m}$	[Nm]
Akselerasjon	$a_s = a_m$	[m/s ²]
Tid	$t_s = \sqrt{\lambda} \cdot t_m$	[s]
Areal	$A_s = \lambda^2 \cdot A_m$	[m ²]
Lengd	$L_s = \lambda \cdot L_m$	[m]
Volum	$\nabla_s = \lambda^3 \cdot \nabla_m$	[m ³]

Tabell 1. Froude skalering.

2.3 Lineær bølgeteori og regulære bølger

Lineær bølgeteori oppnåast ved å definere bølgehøgda til å vera mykje lågare enn både bølgelengda og vassdjupet [11]. Grunna lineariseringa som er gjort, krevjar denne teorien at bølgeoverflata aldri avviker nivået til vassoverflata ved stille vatn, der $z = 0$. Regulære lineære bølger er definert med ei bølgehøgde $H=2\zeta_a$ der ζ_a representerar avstanden frå stille vatn til ein bølgetopp/bølgedal. Bølgehøgda er proporsjonal med bølgeamplituden.

Ei regulær, eller harmonisk bølge kan beskrivast som ein kontinuerleg sinusbølge i både tid og rom som vist i Figur 3



Figur 3. Illustrasjon av ei regulær bølge. Figuren til venstre tar for seg bølgeprofilet som funksjon av avstand i rom ved eit tilfeldig tidspunkt i tid, medan figuren til høgre tar for seg bølgeprofilet som funksjon av tid ved ein gitt bølgeforplantning [11].

Koordinatsystemet til bølga er satt i senter med positiv retning opp, der $z = 0$ ved stille vatn. Den positive retninga til x-aksa visar retninga til bølga. Avstanden frå stille vatn og ned til havbotn er h , der $z = -h$ på havbotn og λ er bølgelengda.

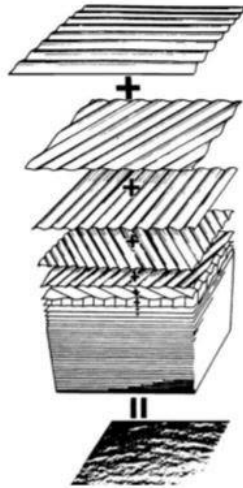
Ved å bevege seg langs den positive x-aksa, kan bølgeprofilet, ζ , til den regulære bølga som vist i Figur 3 beskrivast som ein sinusfunksjon med omsyn på x og t som vist i likning (5):

$$\zeta = \zeta_a \sin(kx - \omega t) \quad (5)$$

Der $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ er bølgetalet i [rad/m] med bølgelengd og x er avstanden langs x-aksa. $\omega = \frac{2\pi}{T}$ sirkelfrekvens i [rad/s] med periode T , og t er den målte tida.

2.4 Bølgjespekter og irregulær sjø

Eit bølgjespekter er eit spekter som illustrera fleire forskjellige regulære bølgetilstandar lagt saman til ein irregulær tilstand. Dette skal illustrere korleis bølgebilete blir ved ulike bølgehøgder, periodar eller frekvensar, og at dei kan kome frå ulike retningar. Figur 4 illustrera korleis eit bølgjespekter byggjast opp [12].



Figur 4. Regulære tilstandar lagt saman til eit irregulært bølgjespekter [11].

2.5 Respons amplitude operator

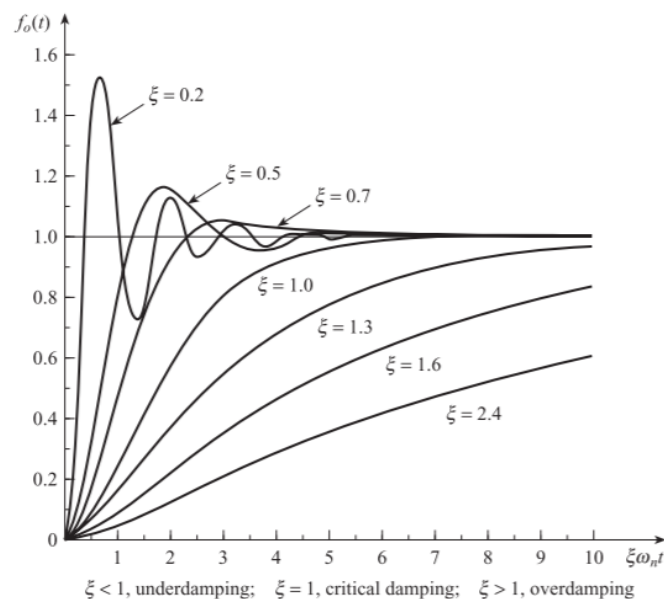
Ein respons amplitude operator (RAO), også kalla ein responsvariabel, er kvadratet av transferfunksjonen $H(\omega)$, og kan definerast som forholdet mellom systemets output og systemets input [11]. Ein RAO blir brukt til å bestemme korleis ein sjøtilstand vil påverke rørslene til eit fartøy i sjø. Response amplitude operator beskrivast i frekvensplanet ved likning (6):

$$|H(\omega)|^2 = \left(\frac{Y(\omega)}{X(\omega)} \right)^2 \quad (6)$$

$H(\omega)$ er transferfunksjonen, $Y(\omega)$ og $X(\omega)$ er systemets output og input.

2.6 Damping

Eit dempa system kan delast inn i 3 ulike kategoriar, eit underdempa, overdempa og kritisk system. Eit underdempa system er oscillerande, der amplituden av oscillasjonane vil minke som ein funksjon av tid heilt til systemet er stabilt. I eit overdempa system vil systemet derimot bevege seg mot likevekt utan oscillasjonar, det same gjeld for eit system som er kritisk dempa [13]. For å kunne identifisere kor raskt eit system blir dempa, blir dempingsraten rekna ut. Denne blir funne ved å sjå kor fort dempinga går mot likevekt, dei ulike dempingstypane med de tilhøyrande dempingsratene er vist i Figur 5.



Figur 5. Viser de ulike dempingssystema med dei tilhøyrande dempingsratene. [14]

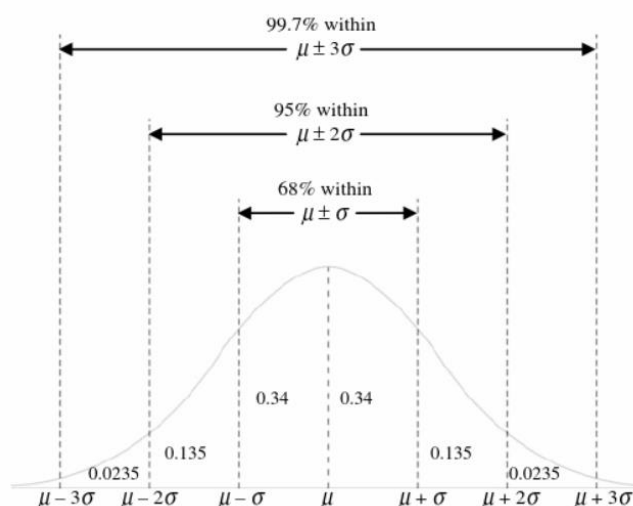
2.7 Normalfordeling og konfidensintervall

Ein kontinuerleg variabel X er normalfordelt med forventningsverdi og standardavvik som gjev sannsyntleika:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (7)$$

Normal sannsynsttleiks funksjonen $f(x)$ beskriv fordelinga og har som eigenskap at det totale arealet under kurva er lik 1 [15].

Normalfordelinga er konstruert slik at den empiriske regelen gjeld, det vil seie at uansett kva for verdiar parameterane μ og σ har, vil det vere omlag 68% sannsynleg for at det totale arealet under kurva vil liggje i intervallet $\pm 1\sigma$ frå gjennomsnittet. Det vil vera 95% sannsynleg at det totale arealet under kurva vil liggje i intervallet $\pm 2\sigma$ frå gjennomsnittet. Tilsvarende 99.7% sannsynleg for at det totale arealet vil liggje i intervallet $\pm 3\sigma$ frå gjennomsnittet som vist i Figur 6 [16].



Figur 6. Empiriske regel.

Eit konfidensintervall er eit område langs tal linja som vi, ut i frå statistisk teori, veit at har eit høgt sannsyn for å innehalde ein talfesta eigenskap ved populasjonen. Dette sannsynet fortel kor "sikkert" intervallet er, og blir kalla intervallets konfidensnivå. Ettersom estimatoren er stokastisk, vil og konfidensområdet plassering bli stokastisk. Graden av sikkerheit til konfindensintervalla kjem av storleiken, eit større konfidensintervall aukar sannsynet for at parameteren ligg innafør intervallet [15].

2.8 Bøyesspenningar

For å unngå store skader på strukturer, må spenningane som opptrer vere mindre enn flytegrensa til materialet. Ved å bruke den ultimate grensetilstandslikninga (ULS) [17], kan ein sjekke om strukturen tilfredsstillir dei etterspurde krava. Dette utførast ved hjelp av følgjande relasjon:

$$\sigma \leq \frac{1}{\gamma_f} \cdot \frac{1}{\gamma_m} \cdot \frac{1}{\gamma_n} \cdot \sigma_y \quad (8)$$

der γ_f , γ_m og γ_n er delvise sikkerheitsfaktorar for høvesvis belastning, materiale og konsekvensen av ein feil, σ_y er flytegrensa til materialet medan σ er den maksimale bøyesspenninga i strukturen, bøyesspenninga finnes ved hjelp av Euler Bernoulli bøyelast likning (9):

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y \quad (9)$$

Der σ er bøyemomentet, M er bøyemomentet, I er treghetsmomentet for eit sirkulært tverrsnitt medan y er avstanden frå den nøytrale aksen til materialoverflata [18].

2.9 Elastisk støyt

Eit elastisk støyt er definert som eit støyt mellom to fullkomne elastiske lekamar [19]. Slike lekamar har eigenskapar som førar til at dei deformerast under påverknad av ytre krefter og deretter går tilbake til sin opphavlege form etter at kreftene fjernast [20]. Gjenstandane si indre energi i eit elastisk støyt blir derfor uendra, som gjer at den kinetiske energien til lekamen før eit støyt er like stor som etter eit støyt [19].

Når ein betraktar eit støyt, blir det ofte sett på som elastisk sidan dette gjev ein del avgrensingar for rørslelikningane ved at kinetisk energi må vera bevart. Dette gjer det mogleg å løyse problem som ellers ville hatt for mange ukjente variablar.

2.10 Impuls

Impuls blir definert i mekanikken som produktet av ei kraft og den tida krafta verkar. Som eit resultat av impuls vil det føre til ei endring av rørslemengda til eit eller fleire lekamar [21]. Ved ei konstant kraft F , uttrykkast impulsen som vist i likning (10):

$$I = F \cdot \Delta t \quad (10)$$

Der I er impulslasta, F er den tilførte krafta og Δt er tida som krafta verkar over.

Dersom den påførte krafta ikkje er konstant over den tida den verkar, uttrykkast impulsen som vist i likning (11):

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad (11)$$

Der t_1 og t_2 representerer start og slutt for tida krafta verkar over.

Kollisjonskrefter er noko som takast høgde for i design av konstruksjonar. i [22], når spesifikke laster ikkje er gitt, vil det flateområde som er utsett for kollisjonskrefter vera designet for å tole ei antatt kollisjonskraft som vist i likning (12):

$$F = 2.5 \cdot \Delta \quad (12)$$

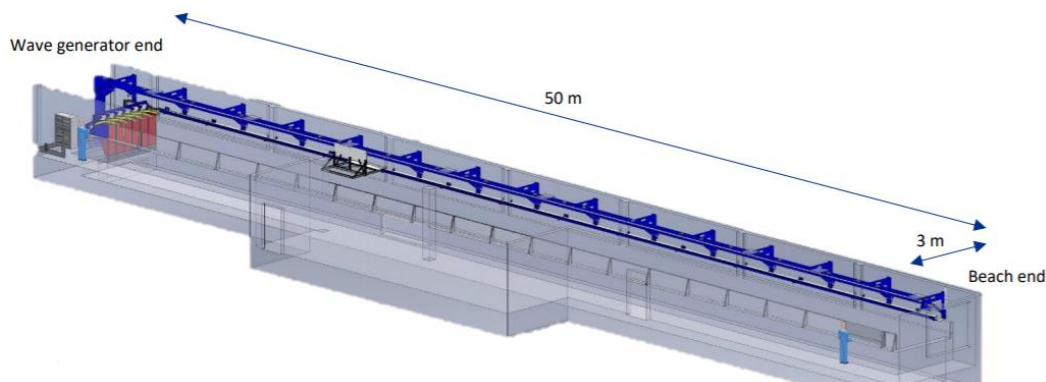
Der F er kollisjonskrafta i kN og Δ er det fullasta deplasementet av eit frakteskip med eining tonn. Dette er basert på ei antaking om ein båt som kollidera med ein solid konstruksjon.

3. Fasilitetar og programvarer

Denne seksjonen vil ta for seg kva for fasilitetar og programvarer som har blitt tatt i bruk i prosjektet.

3.1 MarinLab

MarinLab er eit hydrodynamisk forsking og undervisningsanlegg lokalisert på HVL ved campus Bergen. Bølgjetanken som vist i Figur 7 har eit tverrsnitt på 3 x 2.2 m med ein lengd på 50 m. Tanken er utstyrt med ei slepevogn og ei fullautomatisk bølgjegenertor frå Edinburgh Design. Bølgjegenertoren kan generere bølgjer med ein maksimal bølgjehøgde på 0.5 m med bølgjeperioder opp mot 2 s. Det er også mogleg å lage fleire irregulære bølgjer med JONSWAP, Bretschneider og Pierson-Moskowitz spekter. På motsett side av bølgjegenertoren er tanken utstyrt med ein bølgjedempande strand som skal forhindre uønskt bølgjerefleksjonar frå enden av tanken. Vidare er MarinLab utstyrt med motstands baserte bølgjemålarar og eit rørslekamera system som kan nyttast til rørsletesting [23].



Figur 7. Oversiktsbilde av MarinLab.

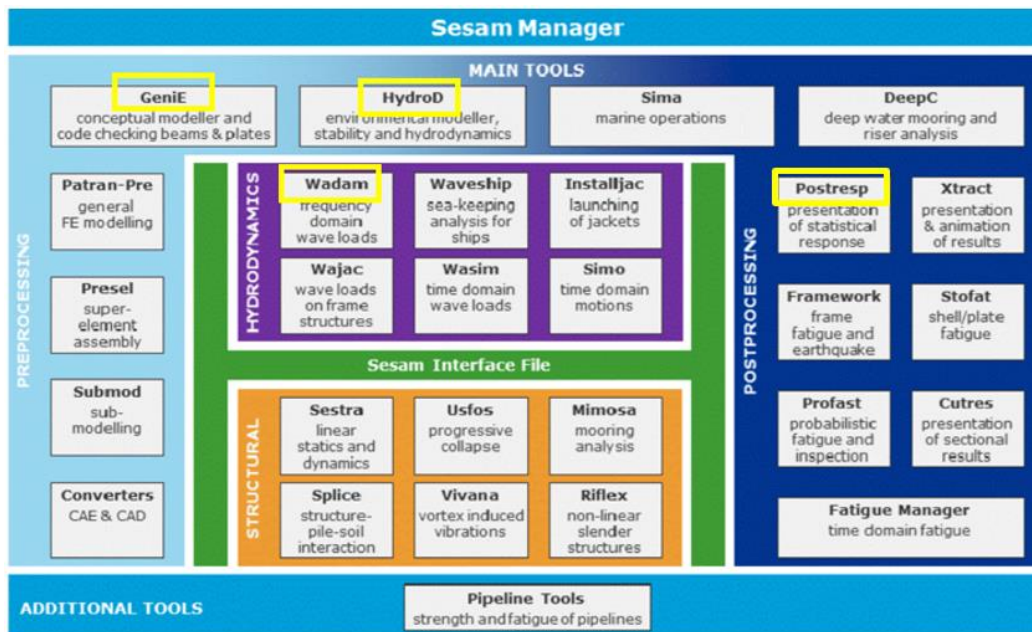
3.2 Programvarer

I seksjonen under vil de ulike programvarene som er nytta i denne oppgåva bli presentert.

3.2.1 SESAM

SESAM er eit struktur analyseringsprogram som er utvikla av DNV-GL, og brukast til design, optimalisering, simulering og analysing av forskjellige offshore konstruksjonar og operasjonar. Programpakken består av fleire underprogram som har ansvar for forskjellige

operasjonar og analysar. Figur 8 visar heile programpakkens oppbygning og underprogram. Programtitlar markert med gult er program som nyttast i denne oppgåva.



Figur 8. Oppbygning til SESAM programpakke

Modelleringa er gjennomført i Genie, medan HydroD blir brukt til hydrostatiske og hydrodynamiske berekningar, der Wadam er brukt for berekningar av bøljelastar i frekvensplanet. Postresp blir brukt til presentasjon av responsspekter der den statistiske responsen bereknast av Wadam.

3.2.2 Njord Wave Synthesis

Edinburgh Design har utvikla ein pakke med programvareverktøy som er meint for eksperimentelle forsøk i bølgetank. Ved hjelp av denne programvara kan brukaren spesifisere kvar for nokre bølger eller sjøtilstandar som skal nyttast i eit eksperiment. Programvara sendar deretter bølgedata ut i eit opent XML-basert filformat som er optimalisert for laste opp i Edinburgh Designs “Wave Runtime”, der det vidare kan bli køyrt i ein bølgetank [24].

3.2.3 Qualisys

Qualisys er eit rørslesfangst og 3D posisjonssporings system. Den optiske springsteknologien gjer det mogleg å måle posisjonen til lekamar som beveger seg i høg fart. Systemet består av rørslesfangst kamera, reflektorar og ein programvare som tillate 6DOF-sporing [25].

3.2.4 LabVIEW

LabVIEW brukast til innsamling av data frå måleinstrument frå eksperimenta og for analyse og presentasjonar av desse dataene [26].

3.2.5 MATLAB

MATLAB er ein programmerings plattform som brukast til utrekningar og grafisk framstilling av funksjonar frå dei målte dataene av eksperimenta [27].

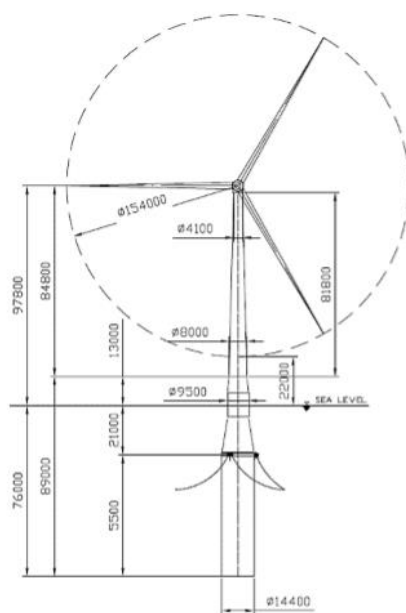
4. Metode

Denne seksjonen vil ta for seg korleis dei numeriske modellane er modellert, det eksperimentelle oppsettet i bølgetanken, kalibreringar og korleis dei ulike eksperimenta blei gjennomført.

4.1 Modellering av flytande vindturbin og lekter

4.1.1 Flytande vindturbin

Den flytande vindturbinen (FVT) er modellert i underprogrammet GeniE ved å ta utgangspunkt i arbeidsteikningane frå Hywind Buchan Deep turbinen [28] som vist i Figur 9. Sidan det allereie er gjort ein god del forenklingar på den eksperimentelle modellen, så har den numeriske modellen og tatt utgangspunkt i dei same forenklingane som vil bli forklart undervegs.



Figur 9. Tekniske teikningar av Hywind Buchan Deep turbinen 6MW [27].

Koordinatsystemet til modellen er satt i botn og senter av turbinen. Konstruksjonen blir tildelt ein ekvivalent platetjukkheit for å få massefordelinga, ettersom den indre geometrien er ukjend. Turbinen er delt opp i to delar som blir tildelt kvar si ekvivalente platetjukkheit, som då er fundamentet og tårnet.

Fundamentet er forenkla ved at den er modellert som ein sylinder med ein konstant diameter $D=14.4$ m, i samhøve med flaskehals forma ved vasslinja som vist i Figur 9. I samsvar med [29] så er vekta til fundamentet 2300 tonn, dette medføra ei ekvivalent platetjukkuleik på 70 mm når ein brukar stål med tettleik $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ som material i GeniE.

Tårnet er også geometrisk forenkla til ein sylinder med diameter $D=9.5$ m. Den totale vekta til tårnet er i høve til [29] 670 tonn, som resultera i ei platetjukkuleik på 40 mm når ein brukar stål med tettleik $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. I toppen av tårnet ligg turbinhovudet som i følgje [6] veg 360 tonn. Denne vekta blir definert som ei punktlast med koordinatane [0 m, 0 m, 173.8 m] seinare i HydroD.

Når platetjukkuleiken er tildelt sine respektive delar, takast modellen vidare inn i eit anna underprogram, HydroD. Her kan ein ved hjelp av ein hydrostatisk tabell finne vekta av det fortrenge sjøvatnet ved ein djupgang på 76 m, som resulterte i 12 594 tonn. I høve til [29] samsvarar dette veldig godt med den totale massen til den flytande vindturbinen. Den naudsynte ballasten som vindturbinen treng, reknast ut ved å trekkje frå vekta til fundamentet, tårnet og turbinhovudet frå den totale massen til den flytande vindturbinen, som i dette tilfelle gjev 9264 tonn.

Fundamentet blir så ballastert med både sjøvatn og jernmalm, der det er fastsett omlag 5000 tonn med solid ballast i høve til [30], og dei resterande 4264 tonn med flytande ballast. Den solide ballasten er antatt til å ha ei tettleik på $5000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ og den flytande ballasta med tettleik $1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Ettersom ballasta blir definert som punktlastar i HydroD, krev dette at vertikal posisjonen opp til senter av både den solide og den flytande ballasta må vera kjend. Gitt at fundamentet er ein sylinder, kan høgda til ballast volumet bereknast ved likning (13):

$$V_i = A_i \cdot h \Rightarrow h = \frac{V_i}{A_i} = \frac{V_i}{\frac{\pi}{4} d_i^2} \quad (13)$$

Der V_i er volumet av den indre sylindere, A_i er tverrsnittet til den indre sylindere, h er høgda og d_i er indre diameter av sylindere.

Ved hjelp av likning (13), kan høgda opp til senter av både den solide og flytande ballasta reknast ut;

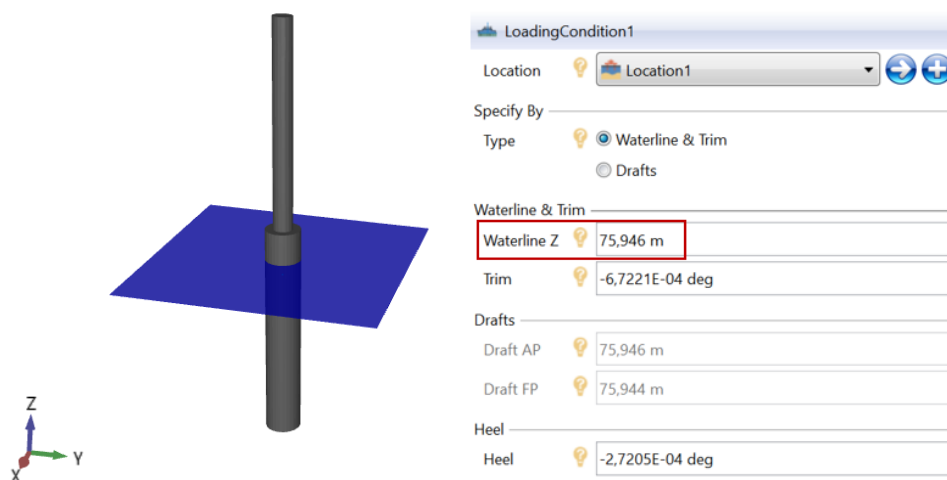
$$h_{ss} = \frac{1}{2} \cdot h_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{\frac{5000000kg}{5000 \frac{kg}{m^3}}}{\frac{\pi(14.4 m - 2 \cdot 0.0699 m)^2}{4}} = 3.13 \text{ m} \quad (14)$$

$$h_{sf} = \frac{1}{2} \cdot h_f = \frac{1}{2} \cdot \frac{\frac{4264000kg}{1025 \frac{kg}{m^3}}}{\frac{\pi(14.4 m - 2 \cdot 0.0699 m)^2}{4}} = 13.02 \text{ m} \quad (15)$$

Der h_{ss} og h_{sf} representerar avstanden opp til senter av den solide og flytande ballasta, h_s og h_f er den totale høgda til det solide og flytande volumet.

Avstanden opp til den solide ballasten blir gitt av likning (14), samstundes som ein inkludera veggtykkleiken i botn av fundamentet på 69.9 mm, gjev koordinatane [0 m, 0 m, 3.21 m]. Den flytande ballasta som ligg over den solide kjem av likning (15), også her inkludera ein veggtykkleiken på 69.9 mm, dette gjev koordinatane [0 m, 0 m, 19.35 m].

Når alle punktlastane er definert, får ein ut djupgangen til modellen som vist i Figur 10. I høve til [28] stemmer den kalkulerte djupgangen. Alle hovuddimensjonar er presentert i Tabell 2.

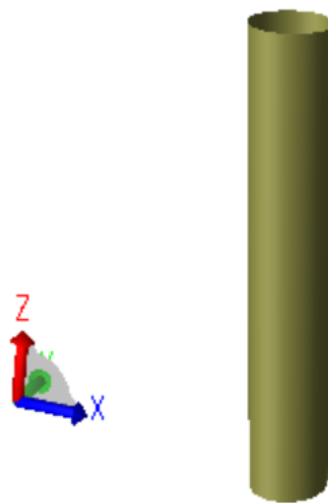


Figur 10. Skjermbilete frå HydroD, numerisk modell med tilhøyrande djupgang.

Parameter	Flytande vindturbin
Diameter fundament	14.4 m
Høgd turbinhovud	173.8 m
Djupgang	76 m
Vekt fundament	2.3×10^6 kg
Vekt turbinhovud	3.6×10^5 kg
Vekt tårn	6.7×10^5 kg
Deplament total	1.259×10^7 kg

Tabell 2. Dimensjonar for FVT.

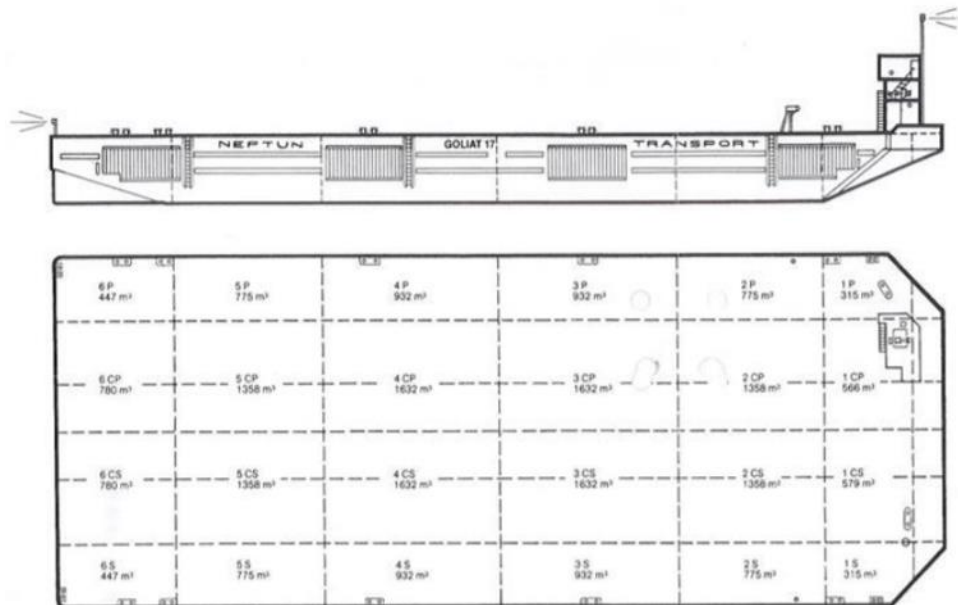
Det genererast også ein morison modell som er ei forenkling av sparbøyefundamentet sin geometri, vist i Figur 11. Denne modellen innehar alle element som ein treng i ein morison berekning, i dette tilfellet er det berre det viskøse bidraget for sparbøyefundamentet som takast med.



Figur 11. Skjermbilete frå GeniE, morison modell av sparbøye fundamentet.

4.1.2 Lekter

Lekteren vart også modellert i underprogrammet GeniE, og er basert på teikningane til Goliat17 [31], som vist i Figur 12. Det er også her utført nokre forenklingar som vil bli forklart undervegs.

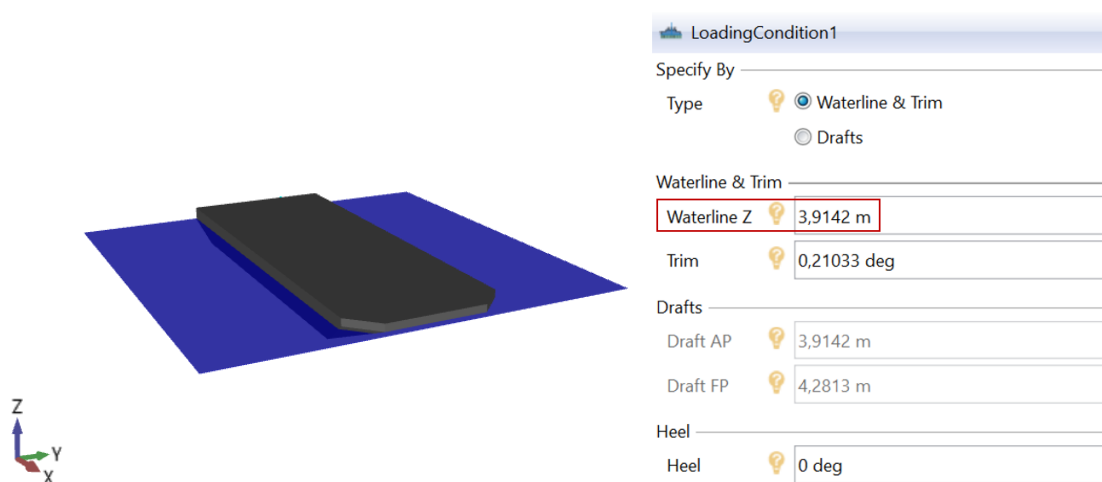


Figur 12. Arbeidsteikningar av Goliat17.

Koordinatsystemet er satt i botn og senter av lekteren. Lekteren er modellert med seks langsgående og fire tverrgående skott. Maskineriet og førarhuset er neglisjert i modelleringa. På same vis som med vindturbinen er lekteren også modellert med ein ekvivalent platetjukkuleik grunna den indre geometrien er ukjend.

Ettersom lekteren og vindturbinen seinare skal modellerast til eit kombinert fartøy, nyttast den ekvivalente platetjukkuleiken til å oppnå ein operasjonsdjupgang på 4 m i staden for å ballastere lekteren, noko som ville ført til komplikasjonar i HydroD. Under dei eksperimentelle forsøka vart lekteren redusert med omlag 0.6 kg som følgje av endringar på lastcelleriggen. Ved å ta utgangspunkt i fullskala vekta til lekteren frå dei eksperimentelle forsøka som allereie er kjend, $1.295 \cdot 10^7$ kg, og trekkje frå vektreduksjonen frå lastcelleriggen, resulterer dette med eit nytt massedepasement på $1.272 \cdot 10^7$ kg. Vidare gjev dette ei ekvivalent platetjukkuleik på 133.5 mm når ein brukar stål med tettleik $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Modellen takast så inn i HydroD som vist i Figur 13. Grunna vektreduksjonen har også djupgangen blitt redusert. Etersom lekteren berre er konstruert med ei ekvivalent platetjukkheit for å oppnå det totale massedepasementet og ikkje er symmetrisk om y-aksen kan det vere årsaka til at lekteren gjev litt utslag i stamp. Alle hovud dimensjonar er presentert i Tabell 3.



Figur 13. Skjermbilete frå HydroD, lekter med tilhøyrande djupgang.

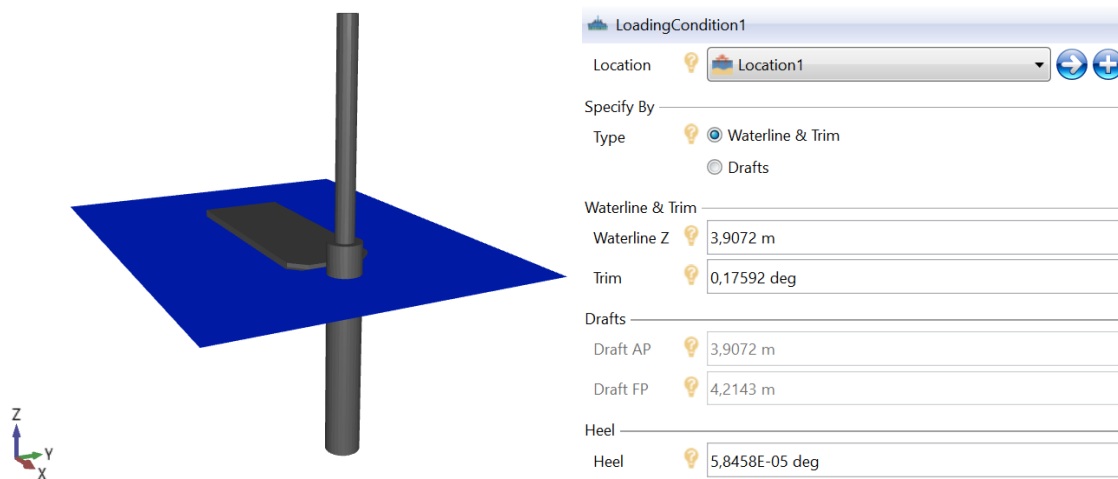
Parameter	Lekter
Lengd	100 m
Breidd	37 m
Høgd	7 m
Depasement total	$1.272 \cdot 10^7$ kg

Tabell 3. Dimensjonar for lekter.

4.1.3 Kombinert fartøy

Etter at begge modellane er modellert kvar for seg, kombinerast dei til eitt fartøy, lekter og flytande vindturbin (LFVT). Dette utførast i GeniE ved å importere ei FEM fil (T2) som inneheld alt frå den ferdig modellerte turbinen, inn til GNX-fila der lekteren er modellert. Koordinatsystemet ligg framleis i botnen og senter av lekteren, grunna det er denne GNX-fila det opererast i. Turbinen koplatt saman med lekteren ved koordinatane [57.2 m, 0 m, -72 m].

Vidare blir den kombinerte modellen tatt inn til HydroD, og punktlastane til turbinen vert påført. Morison modellen til turbinen vert også tilført for å få med det viskøse bidraget frå sparbøyefundamentet. Figur 14 visar det kombinerte fartøyet med tilhøyrande djupgang ut i frå lekteren sitt koordinatsystem med tilsvarande null stamp og krenging.



Figur 14. Skjermbilete frå HydroD av kombinert lekter og vindturbin.

4.2 Val av bølgeparametrar

Dei eksperimentelle forsøka vart utført i forskjellige sjøtilstandar. Forsøka med samankopla lekter og turbin vart utført med eit irregulært JONSWAP bølgespekter og kollisjonstestane vart utført med regulære sinus bølger. Dei ulike JONSWAP bølgeparametrane vart henta i frå Hywind Buchan Deep Metocean Design Basis [32], som vist i Figur 15.

H_s (m)	Spectral peak period (T_p) - (s)																						Sum
	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22	22-23		
0-1	177	3746	10423	9068	7551	4984	2983	2033	1142	626	309	167	63	38	12	3	4						43329
1-2		57	5281	13966	12849	10034	7653	5074	3720	2476	1254	571	245	109	36	9	3						63337
2-3			32	1413	7085	7423	4826	3338	1985	1397	1132	582	228	125	31	12	7						29616
3-4				4	599	2588	3559	2404	1332	553	388	204	141	63	20	5	2	1	1				11864
4-5					15	168	1046	1398	993	445	152	94	50	22	14	4							4402
5-6						5	113	429	497	358	114	57	12	10	5								1600
6-7							3	55	132	166	103	43	13	3	2								520
7-8								2	18	42	57	16	10	4	4								153
8-9									1	6	14	7	7	2	1								38
9-10												1	2										3
10-11												1											1
Sum	177	3803	15736	24451	28099	25202	20183	14733	9820	6069	3524	1742	771	376	125	33	16	1	2	0	0	0	154863

Figur 15. JONSWAP spekter parametrar frå Metocean Designs for Buchan Deep.

For å samanlikne med tidlegare forsøk som er utført med bølgeretning 0° , er dei same signifikante bølgehøgden og topp periodane tatt i bruk og vist i Tabell 4. Ut i frå Figur 15 er det med signifikant bølgehøgde $H_s=1-2$ m, dei sjøtilstandane som oftast inntreff i løpet av

målingsperioden på 53 år. Dei tre lågaste topp periodane, $T_p=6.5-10.5$ s, er valgt ved at det er slike sjøtilstandar som representerar kva som oftast forventast at skal intrefte ved denne bølgehøgda. Topp perioden, $T_p=14.2$ s, kjem av at eigenperioden til LFVT i stamp frå Tabell 6, ligg i dette området, medan topp perioden $T_p=16.5$ s er for å undersøkje ein mindre sannsynleg sjøtilstand.

Full skala	Modell skala	Full skala	Modell skala
$H_s = 1.5$ m	$H_s = 0.02$ m	$H_s = 2$ m	$H_s = 0.027$ m
$T_p = 6.5$ s	$T_p = 0.77$ s	$T_p = 6.5$ s	$T_p = 0.77$ s
$T_p = 8.5$ s	$T_p = 1.00$ s	$T_p = 8.5$ s	$T_p = 1.00$ s
$T_p = 10.5$ s	$T_p = 1.24$ s	$T_p = 10.5$ s	$T_p = 1.24$ s
-	-	$T_p = 13.2$ s	$T_p = 1.55$ s
$T_p = 14.2$ s	$T_p = 1.67$ s	$T_p = 14.2$ s	$T_p = 1.67$ s
$T_p = 16.5$ s	$T_p = 1.94$ s	$T_p = 16.5$ s	$T_p = 1.94$ s

Tabell 4. Bølgjeparametrar med JONSWAP bølgjespekter og spredningsfaktor $\gamma=3.3$.

Kollisjonstestane vart utført i regulære sinusbølgjer. I tidlegare forsøk har regulære bølgjer blitt nytta for å kunne løyse vindturbinen frå elektromagnetane i forskjellige bølgjefasar, noko som ikkje er mogleg om ein nyttar seg av eit bølgjespekter. Dette viste seg å ikkje ha noko påverknad på resultata [6] og har derfor ikkje blitt utført i dette prosjektet, men for å kunne samanlikne så er regulære sinusbølgjer tatt i bruk og vist i Tabell 5.

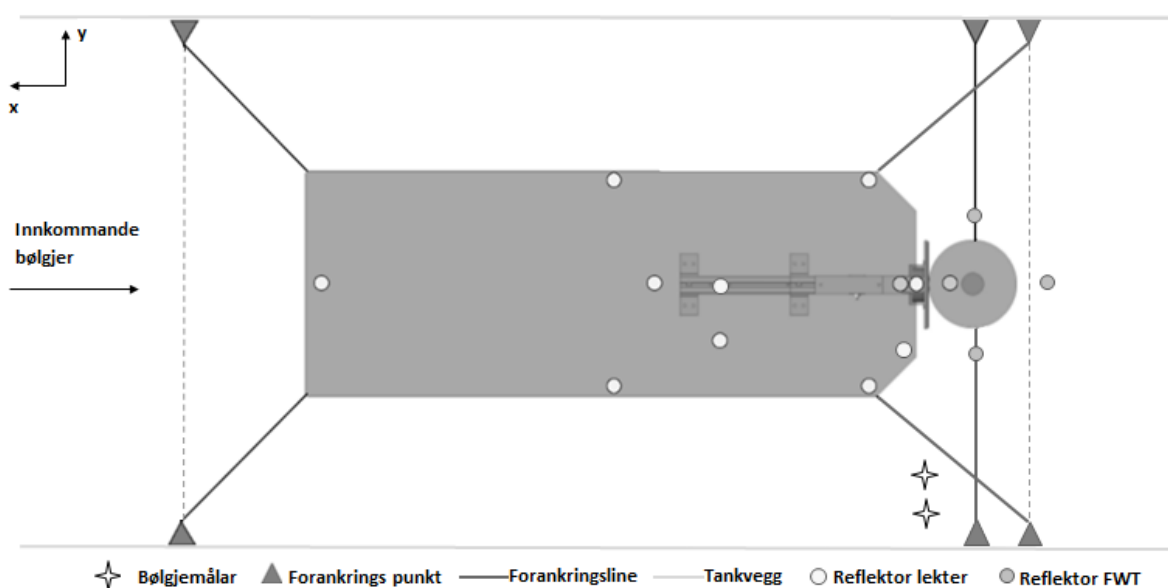
Full skala	Modell skala
H = 1.5 m	H = 0.02 m
T = 6.5 s	T = 0.77 s
T = 8.5 s	T = 1.00 s
T = 10.5 s	T = 1.24 s
T = 13.2 s	T = 1.55 s
T = 14.2 s	T = 1.67 s
T = 16.5 s	T = 1.94 s

Tabell 5. Bølgjeparametrar med regulære sinus bølgjer.

4.3 Eksperimentelt oppsett

Lekteren og FVT er begge forankra med liner som er festa til sidene av bølgetanken, slik at dei ligg i ro og ikkje drifter ut av målområdet. Lekteren er forankra med fire liner i kvart hjørne, omlag 45° frå tankveggen, medan FVT er festa med to liner omlag vinkelrett ut frå tankveggen. For å gjere det enklare å justere dei linene som er festa på babord side av lekteren, er dei dradd gjennom ei trinse som er festa langs tankveggen, som vist på Figur 16. På kvar av linene er det festa 2 fjører i serie med ein kombinert fjørstivleik på omlag 98 N/m , dette hindrar i stor grad at forankringslinene påverkar den naturlege responsen til lekteren og FVT, av same årsak er det heller ikkje lagt inn noko forspenning på linene. For forsøka der FVT har ein redusert djupgang, er vekta redusert med 6.05 kg , noko som resulterer i ein 18% reduksjon av djupgangen [6].

For å kunne måle bølgehevinga under eksperimenta, nyttast motstandsbaserte bølgeomålalar. Ved modellen er det plassert to bølgeomålalar som står parallelt, dette er gjort for synkronisjon ved at ein har eit analogt signal medan den andre har eit digitalt signal. Det er også plassert ein bølgeomålar 10 m framfor modellen for å fange opp uforstyrta bølger, også denne sendar ut eit digitalt signal. For at kamerasystemet skal kunne fange opp rørslene til lekteren og FVT under eksperimenta, er det festa reflektorar ulike stader på både lekteren og FVT, som vist i Figur 16.



Figur 16. Eksperimentelt oppsett av lekteren og FVT samankopla i bølgetanken, med forankringsliner, bølgeomålalar og reflektorar.

4.4 Decay testing

Ved å gjennomføra ein decay test kan den teoretiske eigenperioden samanliknast med den reelle eigenperioden som ein målar i testen, og kan på den måten sjå kor mykje forankringa påverkar systemet, det er òg mogleg å berekne dempingsraten til dei ulike lekamane ut frå desse testane.

Decay testar har vorte gjennomført i stamp og rull for både lekteren, FVT og dei to modellane samankopla. Å gjennomføra decay testar i hiv for lekteren og LFVT har inga hensikt sidan hiv responsen er overdempa, noko som gjer at det ikkje er mogleg å berekna ein nøyaktig eigenperiode og dempingsrate. Det same gjeld for lekteren i rotasjonen stamp, på grunn av det store vasslinjearealet, vil lekteren oppføra seg som eit overdempa system og det vil derfor vere for få oscillasjonar til å rekne ut nøyaktige estimat for eigenperioden og dempingsfaktoren, som vist i Figur 17 (a).

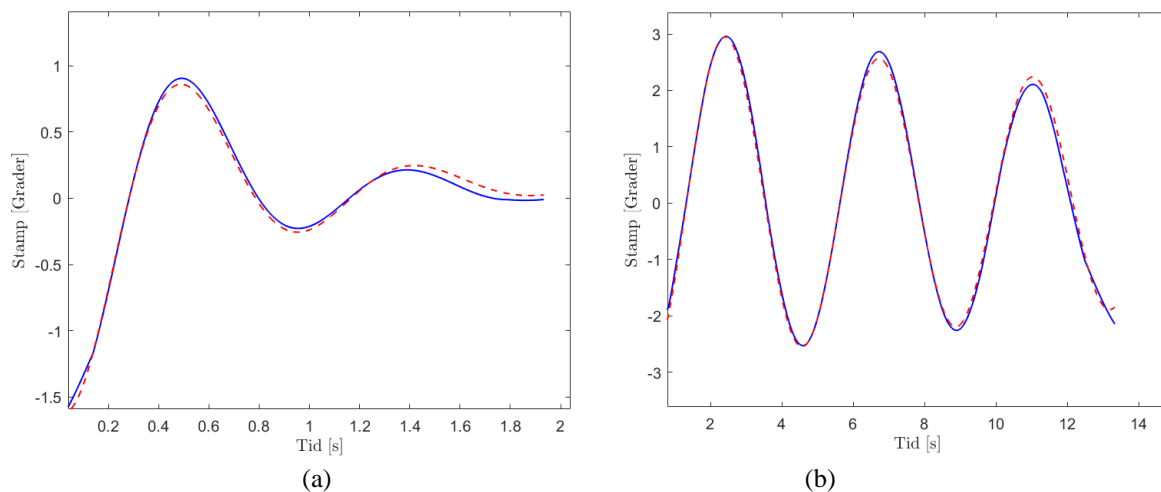
For å undersøkje stivheita til forankringssystemet har det òg vorte gjennomført decay testar i jag. Decay testar for turbinen ved ein redusert djupgang lét seg ikkje gjennomføra på grunn av ei negativ metasenterhøgd. Turbinen må vere kopla saman med lekteren for å halde seg stabil.

Sjølv decay testen blir gjennomført ved at fartøya blir skubba i ein vinkel/retning slik at dei byrjar å oscillera i den rotasjonen/translasjonen ein ynskjer. Sidan testane blir utført manuelt, blir den same decay testen gjennomført fleire gonger på grunn av at den påførte krafta ikkje er lik kvar gong. Rørslefangstsystemet Qualisys er brukt til å fanga opp responsen ved dei ulike testane. Dei naturlege eigenperiodane og dempingsratene er funne ved hjelp av ein kurvetilpassing funksjon i MATLAB. Resultata frå decay testane er presentert i Tabell 6.

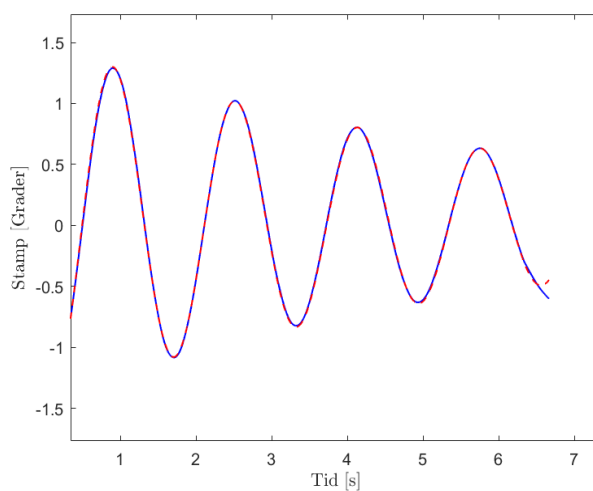
Når turbinen og lekteren er kopla saman og oppfører seg som eit enkelt system, vil den nye responsen vere ein kombinasjon av responsen til dei to enkelte systema, som vist i Figur 18. Det kan òg sjåast frå både Figur 17 og 18 at det er samsvar mellom dei eksperimentelle målingane og den tilhøyrande kurvetilpassinga.

Translasjon	L		FVT_{FD}		$LFVT_{FD}$		$LFVT_{RD}$	
	[s]	[-]	[s]	[-]	[s]	[-]	[s]	[-]
Hiv	-	-	18.11	0.017	-	-	-	-
Stamp	7.9	0.251	36.972	0.05	13.7	0.039	13.05	0.032
Rull	6.65	0.112	34.3	0.016	20.04	0.01	22.72	0.015
Jag	61.42	0.112	835.28	0.159	163.74	0.07	132.68	0.091

Tabell 6. Presentasjon av dei naturlege eigenperiodene i full-skala, $1/f_0$ (s), og dempningsratene, ζ (-), for lekteren, FVT og det kombinerte fartøyet LFVT ved både full (FD) og redusert (RD) djupgang.



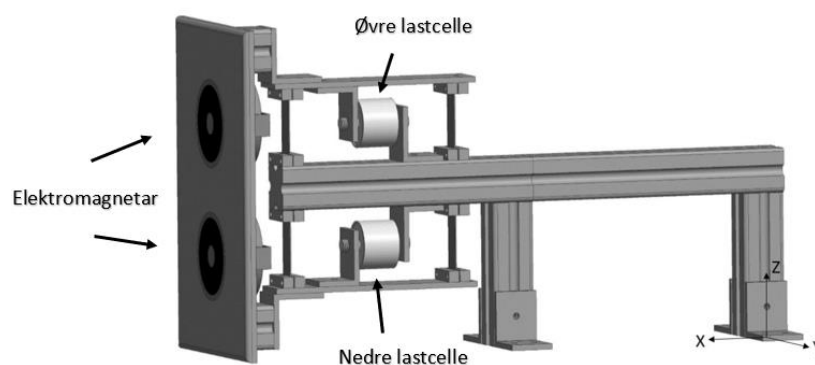
Figur 17. Decay tester i stamp for lekteren (a) og turbinen (b), begge med forankring. Eksperimentelle dataa (—) og den tilhøyrande kurvetilpassinga (---).



Figur 18. Decay test i stamp for LFVT med forankring. Eksperimentelle dataa (—) og den tilhøyrande kurvetilpassinga (---).

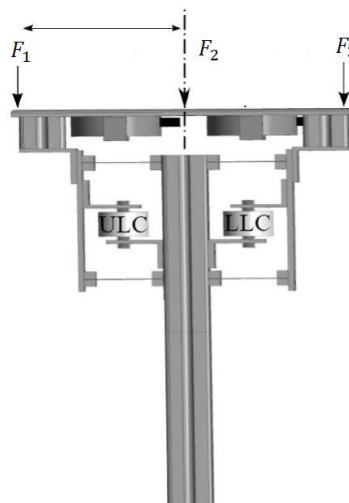
4.5 Lastcelle kalibrering og lastcellerigg

For å måle kollisjonslastane og momenta mellom den skalerte lekteren og den flytande vindturbinen, nyttast to lastceller som har kapasitet til å måle opp til 250 N og 500N, i både kompresjon og strekk. Lastcellene tar opp last aksialt, og er derfor montert på ein lastcellerigg for å sikre at lastane som vert påført under eksperimentelle forsøk blir tatt opp mest mogleg aksialt, lastcelleriggen er vist i Figur 19. Lastcelleriggen inneheld og to elektromagnetar, for å halde lekteren og den flytande vindturbinen saman, og for å sleppe laus vindturbinen i kollisjonsforsøka.



Figur 19. Lastcellerigg [5].

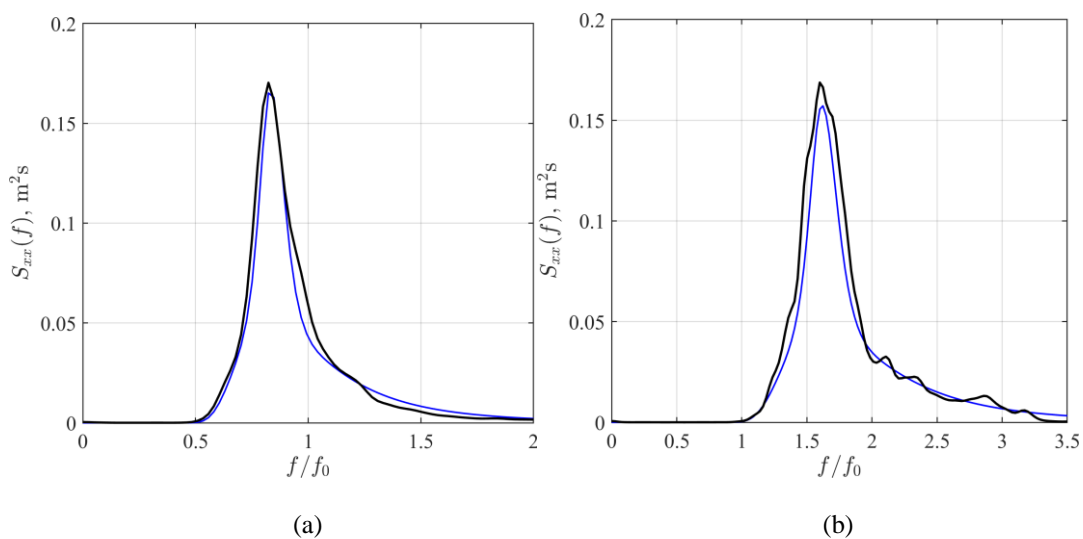
Lastcellene vert kalibrert to gonger. Den fyrste kalibreringa utførast individuelt for begge lastcellene, med fem laster mellom 0-200 N i både kompresjon og strekk. Vidare monterast lastcellene på lastcelleriggen, der det blir utført ei ny kalibrering med dei fem same lastene mellom 0-200 N over tre avstandar, ein i senter og to på sidene av lastcelleplata som vist i Figur 20. Det utførast to kalibreringar for å sikre at lastcellene er riktig kalibrert etter montering på lastcelleriggen, og at sjølve lastcelleriggen tar opp last lineært.



Figur 20. Kalibrering av lastceller over tre avstander etter montert på lastcelleriggen [5].

4.6 Bølgje kalibrering

For å sikra at bølgjemaskina generer eit teoretisk JONSWAP spekter, er alle bølgjedataene som er fanga opp av bølgjemålarane prosessert gjennom Edinburgh Design si programvare, Njord Synthesis [24] for bølgjegenerering. Alle sjøtilstandane med JONSWAP bølgjespekter som vist i Tabell 4 køyrast i tanken utan modellane i 20 minutt. Deretter tilførast ein *Gain-correction* for å korrigere differansen mellom den målte spektral energien, S_{xx} , som blir generert av bølgjemaskina og det teoretiske JONSWAP spekteret for alle frekvensar, f .



Figur 21: Samanlikning av målt, *Gain-corrected* bølgjespekter (—) og det teoretiske JONSWAP spekteret (—), for (a) $H_s=1.5$ m og $T_p=16.5$ s og (b) $H_s=2$ m og $T_p=8.5$ s. Bølgjefrekvensen er normalisert mot eigenfrekvensen til LFVT, f_0 .

4.7 Utføring av kollisjonstestar

Under kollisjonseksperimenta, er både lekteren og FVT lett forankra for å hindre at dei skal drifte ut av det målbare området i tanken. Ved å festa forankringslinene normalt ut frå tankveggen, tilløter det FVT å vere i ein likevektsposisjon nær lekteren når elektromagnetane på lastcelleriggen er av. Dette hindrar forankringslinene i å dra FVT vekk frå lekteren under eksperimenta.

Eksperimenta er utført med regulære sinus-bølgjer, bølgjeparame-trane som er brukt under kollisjonseksperimenta er gitt i Tabell 5. For kvar av bølgjeperiodane, er det utført sju repetisjonsforsøk slik at det er mogleg å rekne ut ein gjennomsnittsverdi av impulsen som oppstår i dei ulike kollisjonane. Impulsen frå dei ulike kollisjonane blir rekna ut ved hjelp av likning (11), der kollisjonane som opptrer er antatt til å vere elastiske.

Sjølv eksperimentet blir gjennomført ved at elektromagnetane får eit signal om å sleppe FVT ei bestemt tid etter at bølgjegeneratoren har starta, slik at dei regulære bølgjene er nådd modellane før FVT blir lauslaten frå lekteren. Elektromagnetane er programmert til å lauslate FVT i ein periode på 60 s før den så koplars dei saman igjen til lastcelleriggen. Det bør bli nemnt at kollisjonstestane med ein bølgjeperiode lik eigenperioden til LFVT, greidde ikkje elektromagnetane å holdast på turbinen, noko som resulterte i at turbinen vart lauslaten før bølgjene var fullt utvikla.

5. Presentasjon av artikkel

I denne artikkelen vil alle resultatane frå forsøka bli presentert. Gjennom eit samarbeid med ei anna gruppe som utførar numeriske analysar av det same forsøket med lekteren Goliat17 og tre nye halvt-ned senkbare fartøy, vil artikkelen bestå av ein eksperimentell og numerisk del av forsøket. Artikkelen vil presentera ein introduksjon med litt generell bakgrunnsinformasjon om flytande havvind i dag, og kva for metodar som vart nytta i dei to ulike delane. Vidare vil resultatane frå begge forsøka presenterast og samanliknast med kvarandre og med tidlegare forsøk som er utført. Artikkelen avsluttar med ein konklusjon og litt om vidare arbeid.

Investigation into the loads occurring between a floating offshore wind turbine and an installation vessel

D. Ekerhovd^a, S. Boge^a, M. Tomren^a, V. Aanesen^a, T.C. Thuestad^a, D. Lande-Sudall^{a,*}

^a*Western Norway University of Applied Sciences, Department of Mechanical and Marine Engineering, Inndalsveien 28, 5063 Bergen. Norway*

Abstract

Floating wind turbines (FWTs) utilizing spar-buoy platforms have proven to be a feasible solution to harness clean energy from offshore wind. A downside to the spar-buoy concept is the significant draught needed to maintain stability, which in turn reduces the number of possible quayside assembly and installation locations. Previous work investigating a possible draught reduction of the floating wind turbine using a barge type installation vessel in irregular head seas is continued here for irregular following seas; where the turbine is lying the wake of the barge. Overturning moments between the barge and FWT are measured experimentally, and for following seas, the loads on the mechanical linkage between barge and FWT are found to be greater than previously reported results in head seas. Collisions between the barge and FWT have also been investigated in regular following waves. Using this wave direction the collision forces are significantly reduced compared to previous results in regular head waves and most of the results are within the relevant existing design standards. A numerical model, developed in DNV-GL's Sesam package and validated against the experimental results, is used to examine if a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces. Both wave directions are examined in the numerical work with results showing a reduction in mean collision impulse between 35-66% when using a vessel with semi-submersible properties, depending on test parameters, such as wave height, wave period and wave direction.

Keywords: Floating, offshore wind, installation vessel, collision, load modelling

*Corresponding author

Email address: david.lande-sudall@hv1.no (D. Lande-Sudall)

1. Introduction

Governments have a unique opportunity to aide a new era for global climate action with economic stimulus packages to confront the COVID-19 crisis [1]. By investing in development, deployment and integration of clean energy technologies a twin beneficial situation is achieved where economies are stimulated and the transition to clean energy sources is accelerated [1]. One of the industries with potential to meet this aim is offshore wind. Offshore wind has the potential to generate more than 420 000 TWh per year world wide, equivalent to more than 18 times the global electricity demand today [2]. Approximately 80% of this potential is located in ocean areas with water depths exceeding 60 m, where the resource is greater and less turbulent [3]. Fixed-bed foundations for offshore wind turbines become less economically viable with increasing depth due to excessive material usage per MW installed capacity [4], and so there is significant interest to utilise floating platforms. Multiple floating concepts are currently in development, and one of the leading companies is Equinor with their Hywind concept utilising a spar-buoy platform. Their pilot project Hywind Scotland has been operational since 2017 and features five, 6 MW floating wind turbines, providing electrical power equivalent to the consumption of 36 000 households [3]. The turbines for Hywind Scotland are assembled in a deep water fjord just outside of Stord, Norway, utilising the world's largest floating crane, Saipem 7000. A challenge with the spar-buoy platform is the large draft of the buoy, which for Hywind Scotland is over 70 m. This limits the number of available ports for turbine assembly, due to the low number of ports with such deep waters, and deep enough transit routes out to the production site. A second challenge with the assembly of the turbines is the use of specialist floating crane vessels, which will become less available when multiple wind parks are to be completed in different locations. Numerous assembly methods are currently being investigated, in order to make the spar-buoy concept more accessible. In 2014 Equinor held an 'Innovation Challenge', where different installation concepts were presented. Among the participants were the three winning companies; MODEC, Ulstein and Atkins [5]. MODEC and Ulstein both have a method based on a transportation vessel that transports ready assembled turbines out to the production site and mounted on the preinstalled spar-buoy platform. The methods are distinguishable by a different connection method between the turbine tower and the spar-buoy. The proposal from Atkins is a reusable transportation frame for up to four turbines. The method reduces the draft of the spar-buoy and gives an increased stability when the four turbines are connected to the frame. The reduced draft also gives the possibility for quayside assembly, which removes the need for floating crane vessels. The method presented by Atkins was the source of inspiration for an earlier masters thesis [6] and a subsequent conference paper [7]. Here, overturning moments and possible collision loads in the mechanical linkage between the frame and turbine induced by met-ocean conditions during tow-out and installation at site were evaluated. The work presented herein is a continuation of the work done in these projects and is divided into two parts; an experimental part and a numerical modelling part.

The experimental method employs the same lab-setup used in previous testing, but with some modifications on the mooring system, and with opposite wave direction. The aim is to investigate if a change in wave heading will alter the magnitude of the overturning moments and possible collision forces between the vessel and floating wind turbine (FWT), further the numerical model examines if a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces. To achieve these aims, the following steps have been conducted:

- Connected FWT-vessel in irregular JONSWAP spectra with significant wave height $H_S = 1.5$ m, $H_S = 2$ m and peak spectral period T_P between 6.5-16.5 s
- Collision impulse between disconnected FWT and barge under regular waves with wave height, $H = 1.5$ m and period, T , varied between 6.5-16.5 s
- Collision impulse between disconnected FWT and semi-submersible vessels under regular waves with wave height, $H = 1.5$ m, $H = 2.9$ m and period, T , varied between 6.5-22 s

The experimental and numerical methods employed are presented in Section 2. Section 3 evaluates the results for magnitude and occurrence of overturning moments between the connected vessel and wind turbine. Section 4 evaluates the possible impulse loads occurring during separation of the wind turbine from the vessel. Section 5 presents the main conclusions from the work along with suggestions for future work.

2. Method

2.1. Test matrix

The experimental tests were performed by using a series of irregular JONSWAP wave spectra to investigate loads between the connected FWT and barge, detailed in Tabel 1. The collision tests were performed by using regular, long-crested waves. All tests are conducted with waves coming towards the stern of the combined vessel and turbine, 180° and compared to earlier results from [7] for 0° .

Table 1: Experimental test matrix for the full scale irregular JONSWAP wave spectrum with significant wave height, H_s (m), and peak period, T_p (s), tested for the connected barge and FWT at full draught (FD) and reduced draught (RD).

H_s \ T_P	6.5		8.5		10.5		13.2		1/f ₀		16.5	
	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓	-	-	✓	-	✓	-
2	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-

Table 2: Experimental test matrix for full scale regular sinusoidal wave parameters wave height, H (m), and period, T (s), of the barge and full draught FWT. Each time-series was conducted with a minimum of seven repetitions.

T	6.5	8.5	10.5	13.2	$1/f_0$	16.5
H						
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓

The numerical cases are for the same sea-states as the experimental tests as well as an additional case for the eigenperiod of the new installation vessels. The numerical cases are performed with waves coming in towards the bow (0°) and the stern (180°). Testing involves four different installation vessels, a numerical version of the experimental barge and three vessels with semi submersible properties, referred to as new vessel 1 (NV-1) with 6 equal columns, new vessel 2 (NV-2) has removed the center columns and new vessel 3 (NV-3) have narrower columns than NV-1. The eigenperiod varies with each vessel, as shown in Table 3. The second period is changed from 8.5 s to 9 s as that is the pitch eigenperiod for installation vessels with semi-submersible properties. The advantage with numerical simulations is that there is no load-capacity limit on mechanical load cells to impede testing higher periods. Therefore more tests have been performed on the barge-like vessel in simulation than for experimental tests.

Table 3: Numerical test matrix for full scale regular wave spectrum with wave height, H (m), and period, T (s) for connected installation vessels and full draught FWT.

T	6.5	9	10.5	12.3	13.2	13.7	14.8	16.5	18/20/22
H									
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
2.9	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

2.2. Experimental Method

All the experimental tests have been performed in the MarinLab towing tank at the Western Norway University of Applied Sciences. This has a length, width and depth dimensions of 50 m, 3 m and 2.2 m respectively, and is equipped with a six-flap Edinburgh Designs wavemaker with force feedback. A four camera Qualisys motion-capture system is focused at the center of the tank with sampling frequency of 150 Hz. In order to compare the results from a wave heading of 180° with previous results at 0° [7], the same barge-type vessel and floating wind turbine (FWT) as used in [7] are utilized. This involves testing with a single floating wind turbine, (FWT) and a barge, as opposed to the semi-submersible model with multiple turbines presented by Atkins, which simplifies testing.

The overall dimensions of the barge and FWT are given in Table 5 and these have been Froude-scaled from full-scale dimensions given in [6] and [7] respectively using a 1:72 geometric scaling factor. The geometry of the scaled FWT is simplified from the conical hywind shape at the waterline to a cylinder with a constant diameter of $D=0.2$ m. The reduced draught model FWT is 18% shallower than the full draught. This is less than the expected 30% reduction in draught at full scale, due to material limitations of the test model [6]. Some minor changes to the mooring system were implemented compared to the previous tests. Both vessels were lightly moored to the tank walls using pulleys at the far end so that the mooring lines could be more easily adjusted from one end. The barge is attached with two lines to both the starboard and port sides in the bow and rear with an approximate 45° angle from the tank walls. For the FWT, two lines are attached with a 90° angle with the tank walls. Each line is equipped with two springs in serial which results in a combined stiffness of 98 N/m per line. The mooring lines are pre-tensioned to both the barge and FWT just before the springs start to act. The camera system was used to verify that the global position of the combined barge floating wind turbine (BFWT) was centered in the tank. In order to measure the wave elevation during the experiments, resistance-type wave gauges are used. At the model, two wave gauges (analog and digital signals) were placed in a parallel at the upstream position for synchronisation. To capture undisturbed wave signal, a wave gauge with a digital signal, is placed 10 m in front of the model. The experimental setup are shown in Figure 1. The digital wave gauge signals are recorded at 128 Hz, whilst the analogue wave gauge and load cell signals are recorded at 2000 Hz. All wave gauges are calibrated using a three-point calibration at different depths. To measure the horizontal collision loads and overturning moments about the deck, a load cell rig consisting of two tension/compression load cells (one Applied Measurements DDEN 250 N and one HBM U9C 500 N capacity) was fitted to the barge. In addition to the load cells, two electromagnets (12V RS Pro EM80) were also mounted on the load cell rig and automated in LabView to control the release of the FWT from the barge during the experiments.

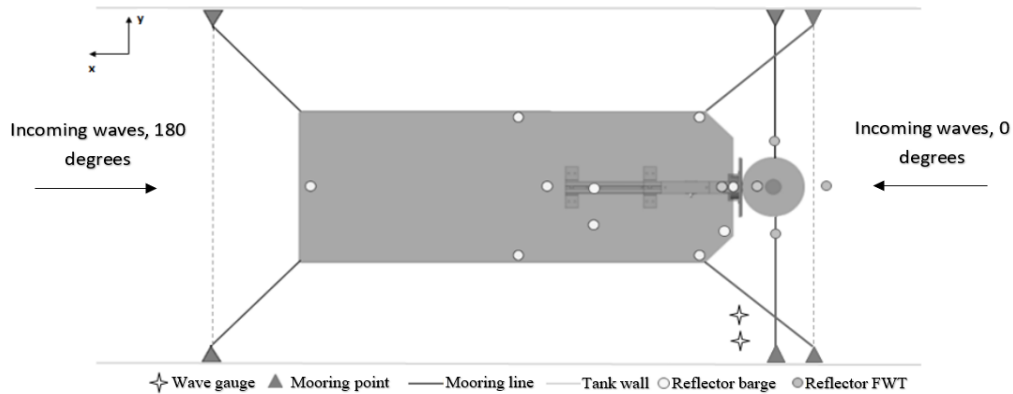


Figure 1: Experimental setup of the barge and FWT connected in the wave tank, with mooring lines, wave gauges and reflectors.

2.2.1. Load cell calibration

To measure the collision loads and overturning moments between the model scaled barge and FWT, a load cell rig is mounted on the barge which is designed to prevent off-axis loading. Each of the two load cells are calibrated by applying five loads varying from 0-200 N for both tension and compression. The load cells are thereafter calibrated whilst assembled on the rig, also here with loads varying from 0-200 N, at three distances, one in center and two at the sides of the loading plate shown in Figure 2 (a). From Figure 2 (b) the rig behaves linearly, with the step-change at 0 N load occurring due to the weight change of the device when orientated for tension and compression. This step is removed by applying a zero-load offset before each test commences.

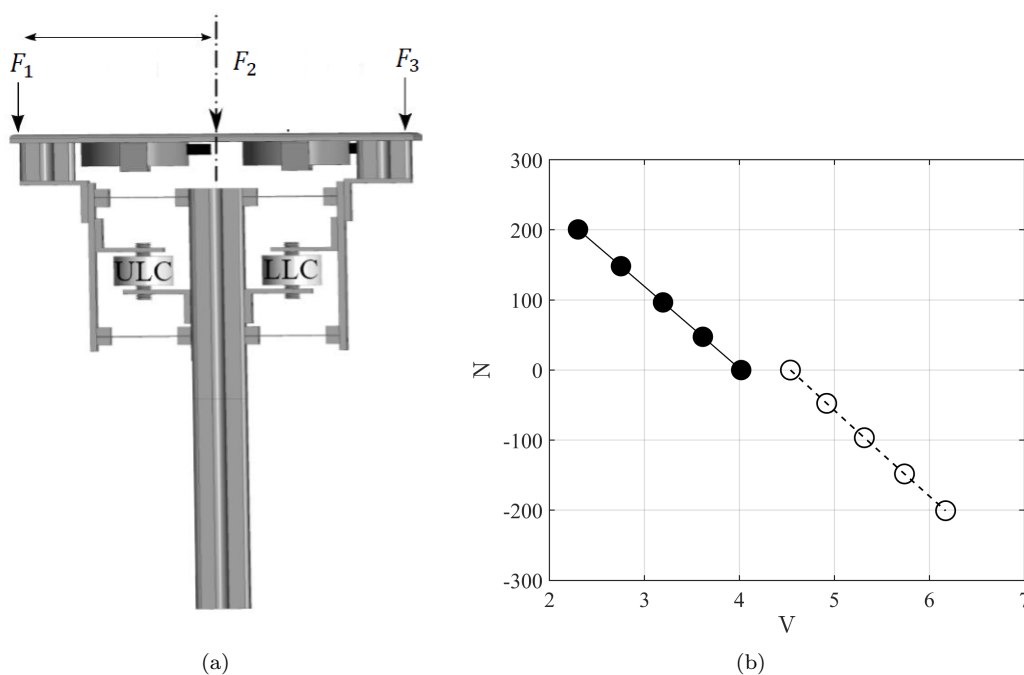


Figure 2: (a) Load cell rig calibration in compression, with three load positions across the loading plate measured from the center. (b) Calibration curves of the upper load cell (ULC) with five loads varying from 0-200 N tension (—●) and compression (---○) applied at F_2 .

2.2.2. Wave calibration

To ensure that the wavemaker generates an accurate theoretical irregular JONSWAP spectra, all wave data captured from the wave gauges is processed through Edinburgh Design’s wave generating software, Njord Synthesis [8]. A gain correction is applied after measuring each wave spectra for a 20 minute period without the model, in order to remove the residual difference between the measured spectral energy, S_{xx} , generated by the wavemaker and theoretical spectra across all frequencies, f . As shown in Figure 3, the measured spectral energy from the wave gauges after a gain correction is applied, agrees well with the theoretical JONSWAP spectra. It should be noted that the maximum frequency cut-out for the wavemaker is limited to 2 Hz.

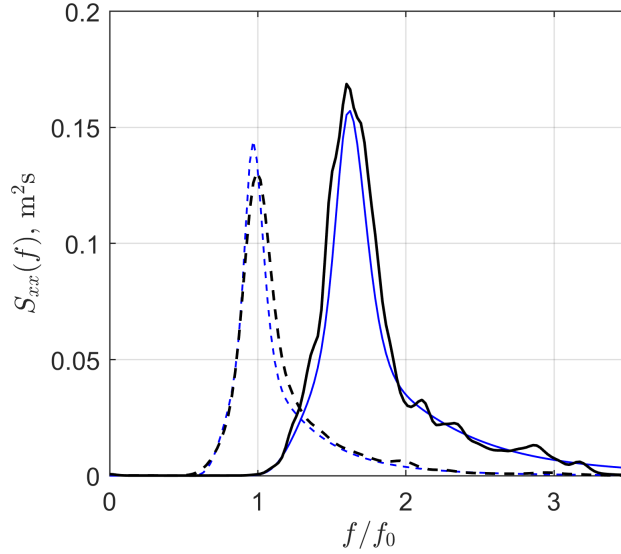


Figure 3: Comparison of the measured, gain corrected wave spectra (black) and the theoretical JONSWAP wave spectra (blue), for $H_s=1.5$ m and $T_p=1/f_0$ s (---), $H_s=2$ m and $T_p=8.5$ s (—). The wave frequency is normalized against the full draught BFWT eigenfrequency, f_0 .

2.2.3. Decay testing

Decay tests have been conducted for the barge, the turbine and for the BFWT, for the pitch and roll rotation. The purpose of the decay test is to observe the natural, free decay of each body and allow the theoretical eigenperiod to be compared to the experimental eigenperiod measured in the tests. It is thus possible to identify how much the mooring system affects the vessel response and also calculate the damping coefficient of the different bodies. The eigenperiods and the damping coefficients are presented in Table 4. The decay test is performed by applying an initial displacement to the body so that it begins to oscillate. The displacement is applied manually, so the same decay test is performed several times to obtain a repeatable average. A decay test in surge has also been conducted, but is only used to evaluate the stiffness of the

mooring system. The FWT with a reduced draught was too unstable due to a negative metacentric height, therefore no decay tests were conducted for this case.

The natural periods and damping ratios were found by the least squares method with an exponential sinusoidal decay curve, (1) [7]. As shown in Figure 4 there is a excellent similarity between the experimental data and the curve fit.

$$y_n = A \sin \left(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_0 t + \phi \right) e^{-\zeta \omega_0 t} \quad (1)$$

In equation (1), A is the initial magnitude of the oscillation curve, ζ is the damping ratio, $\omega_0 = 2\pi f_0$ the natural un-damped frequency and ϕ is the phase angle at some arbitrary point [7]. Decay tests in heave were only conducted for the FWT, since the heave response for the barge and the BFWT is highly damped, and therefore it is not possible to obtain an accurate natural period and a damping ratio. The same applies to the decay test for the barge, because of the large waterline area, the barge acts like a overdamped system so there are too few oscillations from which to obtain accurate estimates of frequency and damping ratio.

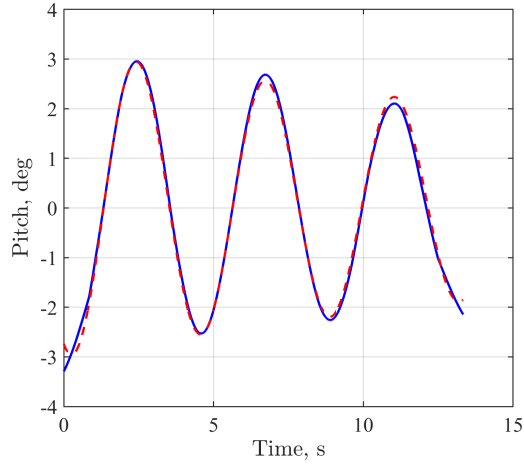


Figure 4: The experimental data (—) and the belonging curve fit (---) for the decay of the FWT in pitch.

Table 4: Presentation of the natural periods in full-scale, $1/f_0$ (s), and the damping ratio, ζ , for the barge, FWT and the BFWT at full and reduced draught.

Mode	B		FWT _{FD}		BFWT _{FD}		BFWT _{RD}	
	s	[-]	s	[-]	s	[-]	s	[-]
Heave	-	-	18.11	0.017	-	-	-	-
Pitch	7.9	0.251	36.972	0.05	13.7	0.039	13.05	0.032
Roll	6.65	0.112	34.3	0.016	20.04	0.01	22.72	0.015
Surge	61.42	0.113	835.28	0.159	163.74	0.07	132.68	0.091

2.3. Numerical method

The numerical analysis of collision loads between the installation vessel and FWT is performed using DNV-GL's offshore structural engineering software, Sesam. Four different numerical models (shown in Figure 5) of the installation vessel have been created, where one is similar to the barge-type vessel used in the experimental method and specified with dimensions detailed in Høyven [6]. The other three models are different variations of a new installation vessel concept with semi-submersible characteristics. A numerical model of the FWT is created from the full-scale Hywind turbine dimensions from [9], with the rotor and nacelle assembly (RNA) represented by a point mass. An appropriate plate thickness is added to each vessel structure and to the FWT's substructure to include the mass of these in the structure model, remaining mass of solid and liquid ballast is added separately in the hydrodynamic analysis (see Section 2.3.1). All models are modeled using Sesam's sub-program GeniE. Weight of the models is displayed in Table 5 along with main dimensions.

Table 5: Main dimensions and particulars of the barge, NV-1, NV-2, NV-3 and FWT in full and model scales. Values in brackets () indicate reduced draught dimensions and values with respective symbols, are the new displacement mass and draught, due to modifications to the barge. Where (*)= 1.27×10^7 kg, (★)=33.25 kg, (◊)=0.0543 kg, (□)=3.91 m, (◇)=3.74 m and (∗)=0.0519 m.

Particular, unit	Barge		NV-1	NV-2	NV-3	FWT	
	full	model	full	full	full	full	model
Overall length, m	100	1.389	62	62	62	-	-
Beam, m	37	0.514	42	42	42	-	-
Diameter, m	-	-	-	-	-	14.4	0.2
Draught, m	4 □	0.056 ◊	13	13	13	76	1.06 (0.86)
Displacement mass, kg	1.30×10^7 *	33.85 ★	1.15×10^7	1.05×10^7	1.10×10^7	1.15×10^7	30.06
Top head mass, kg	-	-	-	-	-	3.6×10^5	0.94
Centre of gravity above keel, m	3.77 ◇	0.052 ∗	8.93	8.67	8.77	26.42	0.367 (0.507)

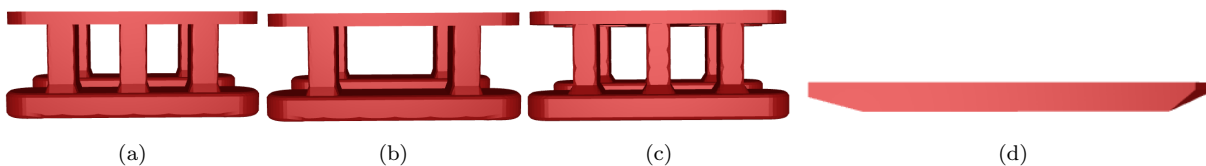


Figure 5: Numerical models - NV-1 (a), NV-2 (b), NV-3 (c) and the numerical barge (d)

2.3.1. Hydrodynamic analysis

Hydrodynamic analysis of the numeric models are executed in HydroD. HydroD uses Wadam to calculate the frequency domain wave loads analysis at zero speeds. The software calculates the hydrodynamic coefficients by diffraction and Morison theory [10]. For its calculations, Wadam differentiate between three methods; Morison equation for slim structures, first and second order potential theory for structures with a large volume or a combination of both mentioned methods if the structure incorporate slim and large structured sections. A mesh is applied in Genie to generate the panel model and structure model. The tetrahedral mesh covers the outer area of the chosen structure. Different sizes of mesh are applied to the panel model and structure model. The reason for the difference in mesh size is due to the computational capacity required to run the analysis. The panel model is the wet surface structure used for hydrodynamic calculations and so a finer mesh is desirable. A finer mesh size results in more accurate calculation (within the limit of potential flow theory), but computational expense increases. The Panel model also provides an expression for added mass and damping. To describe this geometry, a quadrilateral mesh is applied. The structure model contains everything of the model to simulate a mass matrix, which is used to calculate the response of the vessel. A sensitivity study were run on NV-1 to decide if the applied panel model size was appropriate. Mesh sizes of 0.5 m, 0.7 m and 1 m were tested as shown in Figure 6. Transfer functions in heave and pitch showed no significant difference in accuracy, but the duration for generating the finer mesh was considerably greater. The mesh sizes adopted for each model are shown in Table 6.

Table 6: Maximum mesh size for models used in numerical cases.

Structure/model	Barge [m]	NV-1 [m]	NV-2 [m]	NV-3 [m]	FWT [m]	BFWT [m]
Panel	1	0.7	0.7	0.7	1.5	1
Structure	1.5	1	1	1	2	1.5

A Morison model is added to include contributions from slender elements, and structural elements which is in the boundary area between slender and large volume. Wave loads on slender elements is calculated using Morison equation (2) and is added to the forces from the panel model. Elements that are in the boundary area between slender and large volume is already included in the panel model and the mass force contribution is added through this. However these elements may have a viscous contribution which is included by Morison drag. Further, appropriate added mass and drag coefficients are assigned to the different sections, see Table 7. These calculations are based on the Morison equation (2). By including a Morison model, any external forces applied to the models, such as mooring lines and tethers are included in a hydro model. The Morison model is combined from a set or sets of Morrison elements and are based on two node beam elements and single nodes in a first level superelement generated by GeniE. The Morrison elements are defined by assigning hydrodynamic properties to nodes and beam elements in HydroD [10].

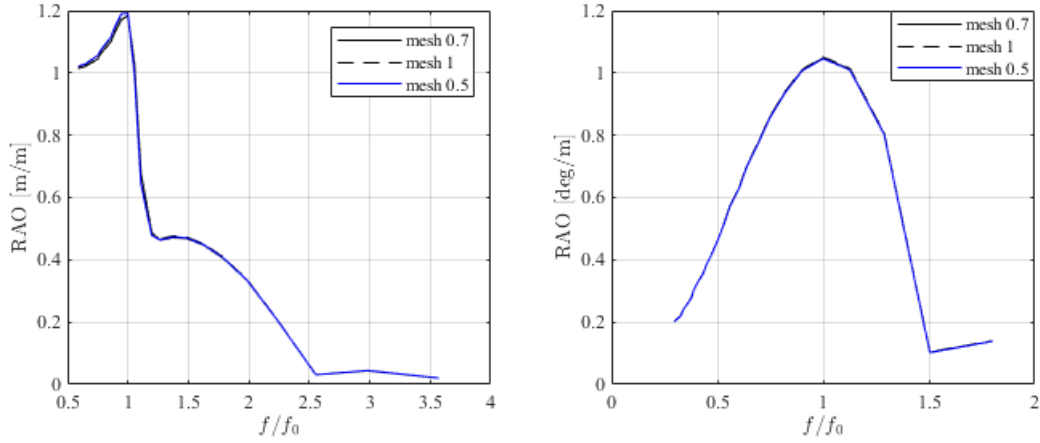


Figure 6: Sensitivity study NV-1 - a) heave, b) pitch. Mesh size 0.5 m (—), 0.7 m (—) and 1 m (---)

There are several types of Morrison elements available to calculate hydrostatic and hydrodynamic effects, but for these cases the 2D Morrison element calculations on wet surface are utilized. The coefficients are chosen on the basis of cross section of elements, using look-up tables in DNV-RP-C205 [11]

Table 7: Coefficient for added mass and drag on pipe and box respectively

Name	$C_{d,y}$	$C_{d,z}$	$C_{a,y}$	$C_{a,z}$
Pipe	0.7	0.7	1	1
Box	1.9	2.4	1.6	1.43

$$F = \rho C_m V u' + 1/2 \rho C_d A u |u| \quad (2)$$

All numerical models of the installation vessels use the structural model from GeniE as a mass model, due to the plate thickness and material type that is applied. For the FWT, point masses are added in HydroD for the solid and liquid ballasts along with a point mass for the turbine head. Remaining structural mass for the FWT is included true the structure model. The FWT achieves the appropriate draft of 76 m. A loading condition that results in a draft of 4 m and 13 m along with zero trim and heel are applied for the barge and NV-types respectively. HydroD calculates the appropriate filling of the available compartments to fulfill this loading condition. The compartments are filled with seawater with a density of 1025 kg/m^3 . Results from the Hydrodynamic analysis is shared with SIMA, a marine operations analysis software, where the collisions between the installation vessel and FWT are simulated and analysed.

Further work is done under the assumption that the numerical models of the installation vessel and FWT are independent of each other, meaning no radiation force is present between the models during the SIMA analysis.

2.3.2. Transfer functions

In HydroD the response amplitude operators (RAOs) for each NV are calculated. These are used to assess in which wave period the vessel reaches its resonant frequency. Figure 7 shows the RAOs for all the NV-models in heave and pitch. From Figure 7 (a) the largest response occurs for NV-3 with a peak nearly 3 times greater than the input wave height. Compared to NV-1 and NV-2 the response is unreasonably high even though all vessels had the same specified data input when running the hydrodynamic analysis. Since the response in heave does not affect the results of collision testing to a noticeable degree, no further effort is spent on reducing this peak. In Figure 7 (b) the pitch curves are illustrated, and these demonstrate similar response. NV-3 has a slightly higher peak than the other two.

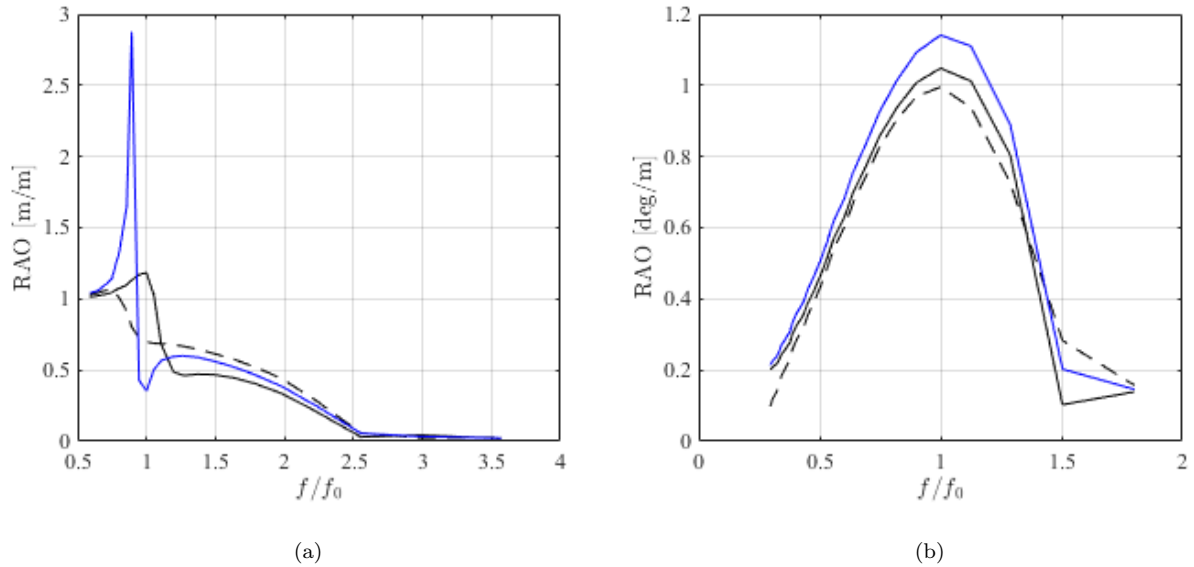


Figure 7: Response amplitude operator vs. normalised wave frequency, f/f_0 for: a) heave [m/m] b) pitch [deg/m]. NV-1 (—), NV-2 (---) and NV-3 (—).

2.3.3. Numerical collision analysis

The numerical testing in SIMA is divided into two different cases for each vessel; one where both objects are moored and one where only the vessel is moored and the FWT is floating freely. The two test cases are hereby referred to as test type 1 (TT1) and test type 2 (TT2) respectively. The purpose of TT1 is to simulate the conditions in the experimental testing where both objects are lightly moored to the test basin wall. This will cause the two objects to maintain a position where they will seek back together if they drift apart. To simulate this motion in SIMA, the vessel is moored with four mooring lines with a pretension of 1000 kN, and the FWT with two lines of the same pretension. The lines are directed in 0° and 180° along the x-axis due to little movement transverse to the wave direction. TT2 with the FWT floating freely serves to simulate more realistic conditions where the vessel is held in place using dynamic positioning or similar systems, and the FWT is released from the vessel. Another reason for conducting TT2 is to monitor what effects the mooring of the FWT has on the collisions in TT1. The vessel in TT2 is moored using the same method as in TT1. Both test types have the same environmental setup, with a water depth of 300 m and wave variation as presented in the test matrix.

2.3.4. Specified mooring forces

Results of the hydrodynamic analysis should represent the vessel with the draft corresponding to the loading condition, which includes all vertical components from the mooring forces. Vertical compensating forces are included by adding specified forces equal to the vertical component of each mooring line. For each mooring line a corresponding vertical force is inserted in the same coordinate as the respective body point for that mooring line. Doing this ensures that the vessel has the correct draft for the SIMA analysis. Table 8 displays the magnitude of the specified vertical mooring forces applied to the different vessel types.

Table 8: Magnitude of vertical component of mooring line.

Model	NV-1	NV-2	NV-3	FWT
Magnitude [N]	6.72×10^5	6.73×10^5	6.81×10^5	1.37×10^6

2.3.5. Bumper characteristics

Bumpers are added to the vessel and FWT to register the collision forces between the two. As the stiffness of the load cell rig and model FWT has not been recorded, multiple analyses have been run to find appropriate properties to assign the bumpers. Figure 8 and 9 show differences in impulse results for multiple runs with a variation in bumper input. The impulse, I , is calculated for each collisions as the area under the force-time curve, F , during the start t_1 , and end t_2 , time of the collision [12], as shown in Figure 14 (b).

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F(t)dt \quad (3)$$

As seen in the figures, the run which gives results closest to the experimental results from the previous work is chosen as a baseline and the properties from this run are used in the remaining analyses. From Figure 8 (a), a high overall impulse force is found when no damping is applied to the bumpers, with high impulse arising due to high impact forces despite a short duration of the impact. Furthermore, by analysing multiple setups, a damping coefficient of 20.5 MNs/m is found to be an appropriate value in this setup. Varying the stiffness values with this level of damping is compared to the results from the experimental testing in Figure 8 (b), and some variations can be observed between them. The final combination is found by investigating the collision forces and their duration. By applying a stiffness property of 150 MN/m, along with the damping, a force distribution similar to the experimental work is found with results shown in Figure 9. The other combinations shown in Figure 8 (b) resulted in collision forces that were significantly greater than the forces found in the experimental work and were therefore excluded.

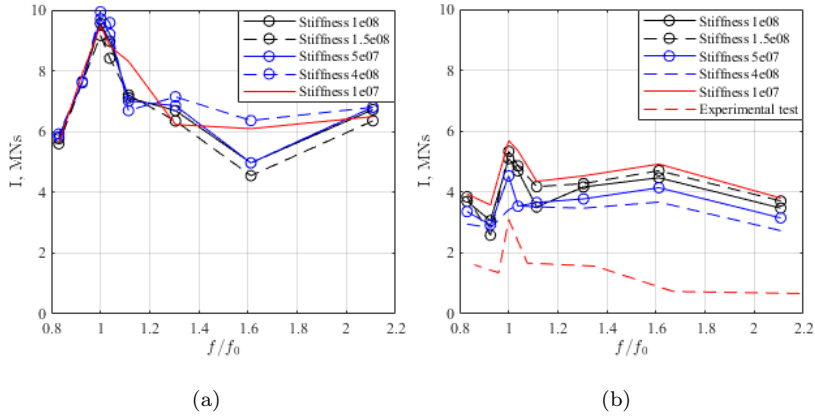


Figure 8: Mean impulse, I , versus normalised wave frequency, f/f_0 for wave height, $H = 1.5$ m and wave direction 0° for Barge with varying bumper stiffness and (a) no damping, (b) constant damping of 2.05×10^7 Ns/m.

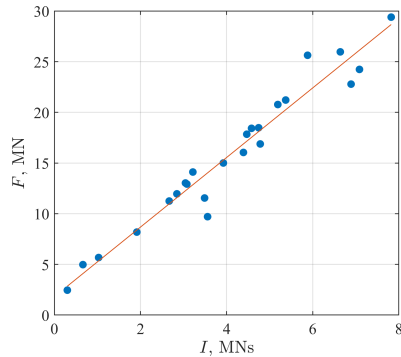


Figure 9: Collision forces between the FWT and Barge versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 0° and $H = 1.5$ m from chosen stiffness at 1.5×10^8 N/m and damping 2.05×10^7 Ns/m

3. Moments between vessel and floating turbine

This section focuses at the overturning moments that occurs between the barge and the turbine in the various irregular sea states, both at full and reduced draft.

3.1. Response amplitude operators of the connected vessel

The response amplitude operators (RAOs) in pitch for the BFWT, are obtained from the irregular sea state test with $H_s=1.5$ m and $T_p=10.5$ s. The experimental RAOs are compared with a full scale and fully drafted panel model in HydroD with mesh size 1 m, shown in Figure 10 (a). The numerical curves shows a reasonable degree of resemblance to the experimental curve, especially at the peak response which is found at the respective pitch eigenfrequency. The small deviations between the RAOs obtained by experiment and HydroD are expected, especially given uncertainties in the experimental testing, as shown in Figure 10 (b). Such as those associated with having a finite test period and the ability of the wavemaker to generate the exact theoretical spectrum. Similarly, the lack of accuracy in numerical modelling of viscous forces also contributes to the discrepancies, especially around the pitch eigenfrequency where the viscous drag is greatest. The peak response is greatest for the full draught BFWT in compassion to the reduced draught BFWT.

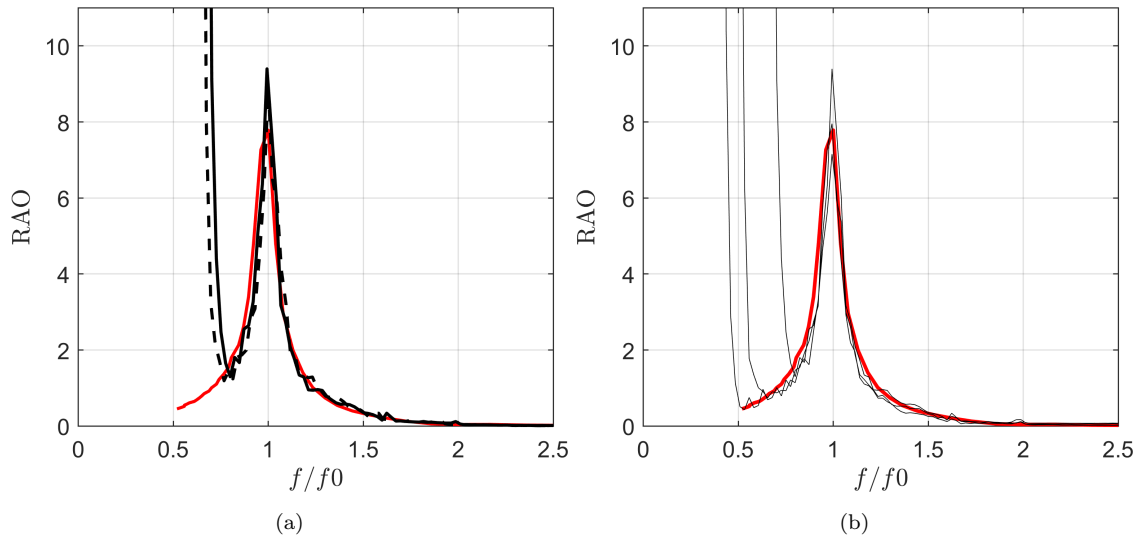


Figure 10: (a) Experimental response amplitude operator in pitch, deg/m response for the full (—) and reduced (---) draught BFWT, compared with a fully draught HydroD panel model (red). All RAO's are obtained by the square root of the respective response spectrum divided by input from the wave spectrum for $H_s=1.5$ m and $T_p=10.5$ s. (b) Variation in experimental RAO's obtained in different wave peak periods $T_p=10.5$ s, $T_p=14.2$ s and $T_p=16.5$ s compared to HydroD panel model.

3.1.1. Overturning moments

The experiments where the barge and the FWT are connected, are performed with various irregular JONSWAP spectra. The wave-induced forces are measured by the load cells on the load cell rig. From the force measurements, the bending moment are calculated around point P , as shown in Figure 11. The bending moment, M , is calculated from equation (4).

$$M = Fd \quad (4)$$

Where F is the force vector calculated from the load cells and d is the vertical distance from the point P to the respective load cell. The total moment is then found by adding the bending moment from the upper and lower load cell.

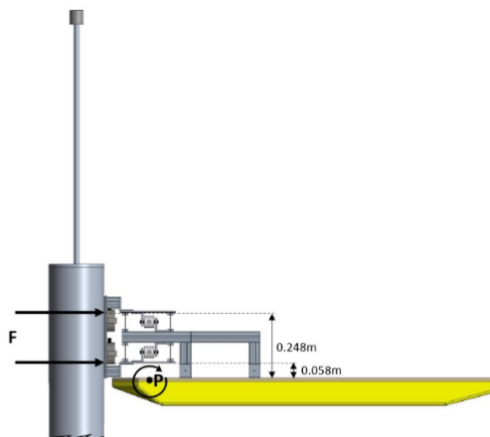


Figure 11: Side-view of the connected barge and FWT, showing how the force are acting on the load cells and the distance from the barge deck to the lower and upper load cell [6].

3.1.2. Load occurrence statistics

The overturning moments from each time series are binned into 40 evenly distributed bins of overturning moment magnitude, Figure 12 (a). The height of these bins indicates the probability that each of the different moment intervals occur. A probability density function is then obtained using a method of least squares fit from the normal distributed binned diagram. When comparing this probability function to the measured data to each of the different seastates, it appears to be a excellent compliance for the occurring loads. For the extreme values, there is some overestimation of the occurrence of the loads compared to the measured data, as shown in Figure 12 (b). Since the time-series start at the same time as the wave-generator starts, the irregular sea-states are not fully developed in the beginning, because of this, the start of the time-series is removed from each dataset to remove the distortion this would create to the otherwise normal distribution of the occurring moments.

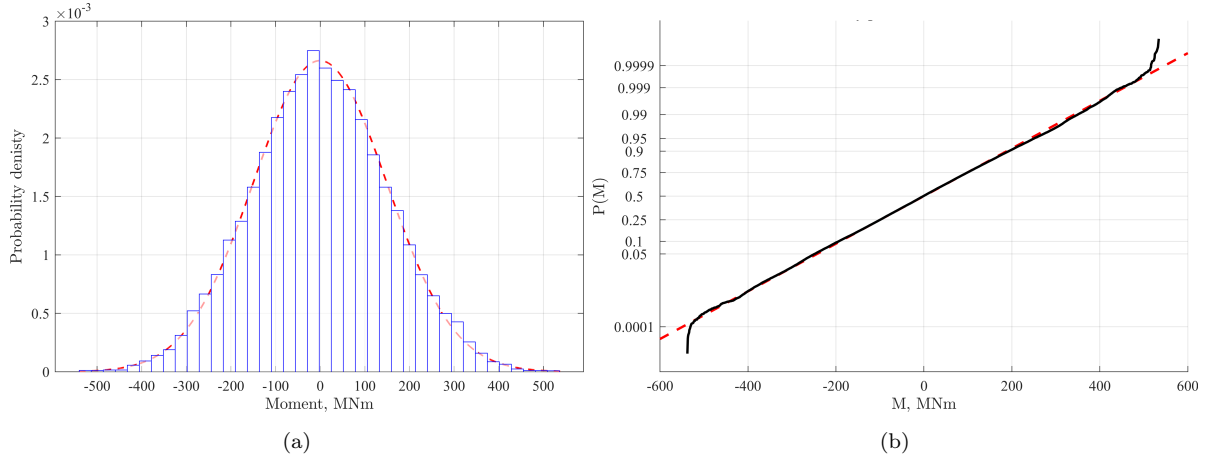


Figure 12: Probability density function (---) of the normal distributed binned histogram (a) and the corresponding measured data (—) plotted against the standard normal distribution (b) for $T_p = 10.5$ s and $H_s = 1.5$ m with a wave heading at 180° .

To evaluate the most extreme values of the occurring moments, three standard deviations (3σ) which represents a 99.7% probability interval, is shown in Figure 13 for each sea-state and with full and reduced draught. These standard deviations are shown for wave headings at both 0° and 180° . As expected, there is an increase in load as the significant wave height increases, which is greatest about the natural pitch frequency for the connected BFWT, where $\max(3\sigma) = 0.92$ GNm at $H_s = 1.5$ m and $\max(3\sigma) = 1.45$ GNm at $H_s = 2$ m, with a wave heading at 180° . However the bending moments are consistently higher for 180° , especially with increasing significant wave height. It is also seen that the loads are consistently higher when the FWT has a reduced draught with a wave heading at 180° .

Furthermore, it can be observed from Figure 13 that the loads at a significant wave height of 2 m are almost the same magnitude as the wave height of 3.5 m. This may be due to the fact that there was water floating on deck during the experiments at a significant wave height of 3.5 m. This causes a free surface effect which can attenuate the movement of the system, and the measured bending moments could therefore be lower than they should be, had the vessel had a greater freeboard and no water on deck. From the decay tests, the connected bodies were shown to be an underdamped system in pitch, which may explain the rapidly increasing loads around the pitch eigenfrequency as the system is unable to dampen out its motions in pitch to any particular degree. A contributing factor to this may be the simplification done of the scaled turbine, where the coned part of the substructure is ignored. It is assumed that the coned geometry will dampen the coupled heave and pitch response, but after running numerical analysis in HydroD, it is found that there is almost no difference in the pitch and heave response with and without the coned geometry for the connected barge and turbine.

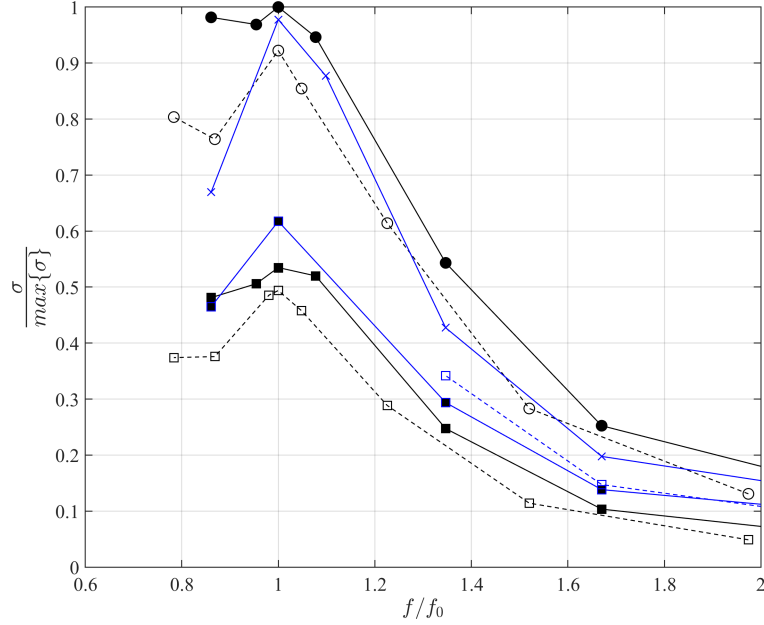


Figure 13: Normalised peak overturning moment ($3\sigma/\max\{3\sigma\}$) versus wave frequency, f/f_0 with $H_s=1.5$ m (\square), $H_s=2$ m (\times) and $H_s=3.5$ m (\circ), for the full draught (—, filled markers) and reduced draught (---, open markers) for waveheadings 180° (blue) and 0° (black). Here, $\max\{3\sigma\}=1.49$ GNm, in full-scale.

4. Collision load results

Regular waves were used during the collision tests for both the experimental and numerical method. Coordinate system is equal for the two methods, with waves from 0 and 180° indicating waves propagating towards the bow or stern respectively.

4.1. Experimental collision loads

For each of the sea states mentioned in Table 2, seven repetitions were performed such that the mean impulse could be calculated. Depending on the sea state, 2-7 collisions occurred during each time series. However it proved difficult predicting when the collisions were to occur, due to the light mooring system which will not be presented at full scale. When releasing the FWT, some collision may occur in the early release phase, otherwise the vessels seems to drift naturally apart, and thus no collisions would be expected to occur. However, as an effect of the light moorings the barge and FWT are forced back together due to their respective eigenperiods in surge, given in Table 4. As a result of this, these collisions impacts could measure a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

When releasing the FWT from the barge, the release phase of the electromagnets was randomly set during the experiments, except for the collision tests conducted with wave period the same as the pitch eigenperiod of the BFWT. The electromagnets were not able to hold the turbine during this wave set, which

led to releasing just before the magnets start to slip. According to [6] and [7] the release phase of the electromagnets relative to the wave phase showed to have no significant correlation to the magnitude of the collision impulse. During the experiment, the electromagnets were set to release the FWT for a period of 60 seconds for each time series before connecting it back on to the load cell rig, as shown in Figure 14 (a)

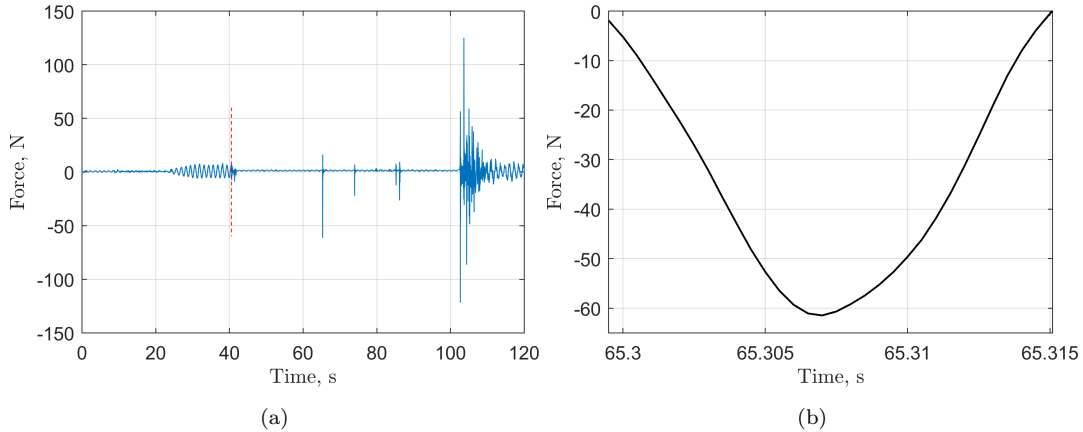


Figure 14: (a) Model scale force-time series with occurring collisions (—) for $H = 1.5$ m and $T = 10.5$ s, showing magnet release point (---). (b) The area between curve and x-axis is used to obtain the impulse, I , of the first collision from (a).

Figure 15 (a) shows that the maximum collision impulse with wave heading 180° , is reduced significantly, by 47% when comparing to the wave heading at 0° . Furthermore the shape of the curves during the higher wave frequencies can be observed as to be quite similar for both wave headings. As a result of this, the collision test with the turbine lying in the barges wake shows an improvement in reducing the collision impulses, however it is still advantageous to operate in shorter wave periods than the pitch eigenperiod of the BFWT. To measure the collision forces a vessel is to withstand when interacting with the FWT, all the collision forces are plotted against the corresponding impulses in Figure 15 (b). According to [13], the surface area between the barge and FWT is designed to withstand a force of 2.5 times the mass displacement of the barge, which in this case is 32.4 MN. From Figure 15 (b) the majority of the collision forces lies beneath the design force level, however there are some collisions extending this level which correlates with the wave periods close to the eigenperiod of the BFWT.

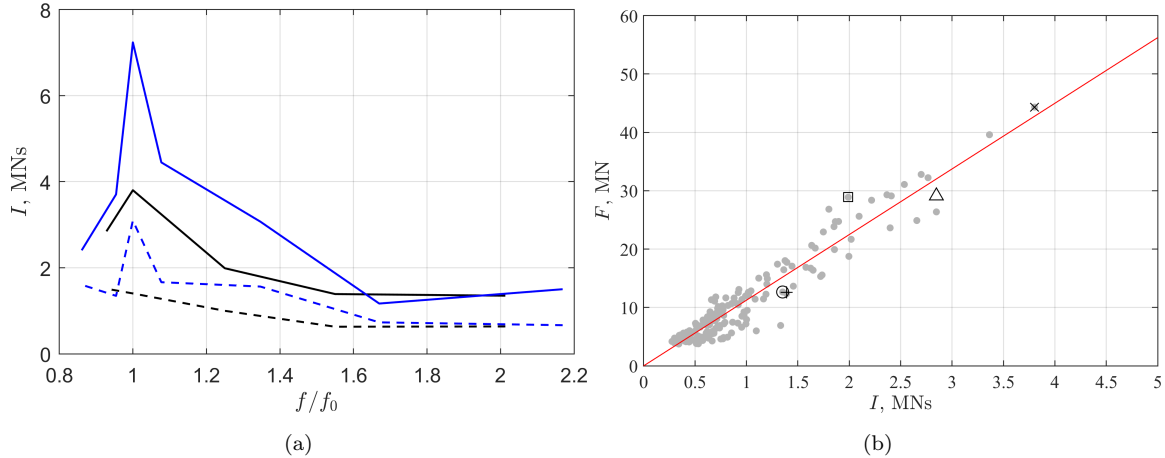


Figure 15: (a) Variations in full scaled impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for wave height, $H = 1.5$ m. Wave direction 180° (mean: --- and max: —) compared with wave direction 0° (mean: --- and max: —) from previous results [7]. (b) Collision forces between the FWT and barge versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet). Maximum collision forces from each regular wave set of $H = 1.5$ m and $T = 6.5$ (\odot), 8.5 ($+$), 10.5 (\square), 13.2 (\times), 14.2 (Δ) s.

4.2. Numerical collisions loads

Results from the numerical analysis are presented in this section and are divided accordingly to the two test types, TT1 and TT2, presented earlier. Regular waves are used for both test types with values presented in Table 3.

TT1 - Moored wind turbine and barge

Due to the mooring of the vessel and FWT, the numerical method experienced similar challenges as the experimental tests with regards to selecting which collisions to include in the calculations. Therefore a window of 100 s is used where all collisions from $t = 0$ s and to $t = 100$ s are included and the collision impacts measure a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

Figure 16 shows an average 65% reduction of mean collision impulse between the NV-models and the numerical barge type vessel with wave height, $H = 1.5$ m and waves from 0° . Comparable results are found with an average reduction of 66% with wave height, $H = 2.9$ m. Similar to [7] impulse for $H = 1.5$ m is around 50-60% of that measured for $H = 2.9$ m stating that operations of this kind should be conducted in conditions with a low wave height to reduce the risk of collisions with high impulse load. When comparing with experimental results for 0° and $H = 1.5$ m, the mean impulse value for the NV-types is found to be of a similar magnitude, with experimental results showing a somewhat greater peak value of the mean

impulse. The larger impulse values for the numerical barge compared to experiment is due to longer lasting collisions in the numerical work, resulting in a larger integration area. This may suggest that the stiffness or damping of the numerical bumper is not right, and ideally measures from a free-decay test of the load cell rig would be used. A different behavior is observed in both plots for the NV-2 model, due to the removal of the two mid columns it seems to have gained other properties at the lower wave periods, with the peak mean value at a wave period of 6.5 s. Lower wave periods should be tested to locate the peak value for NV-2.

Figure 17 (a) and (b) compares the impulse to the corresponding peak force from each collision with $H = 1.5$ m and $H = 2.9$ m for NV1-3 with waves at 0° . The contact area between the vessel and FWT is required to withstand 27.5 MN on average between the three NV-models [13]. Figure 17 (a) shows that all collisions with $H = 1.5$ m are below this design load by nearly 10 MN, furthermore for Figure 17 (b) only a few collisions exceed this limit with $H = 2.9$ m. When comparing the collision forces from [7] with the collision forces for the NV-types, a lower overall force is found for the NV-type with $H = 1.5$ m.

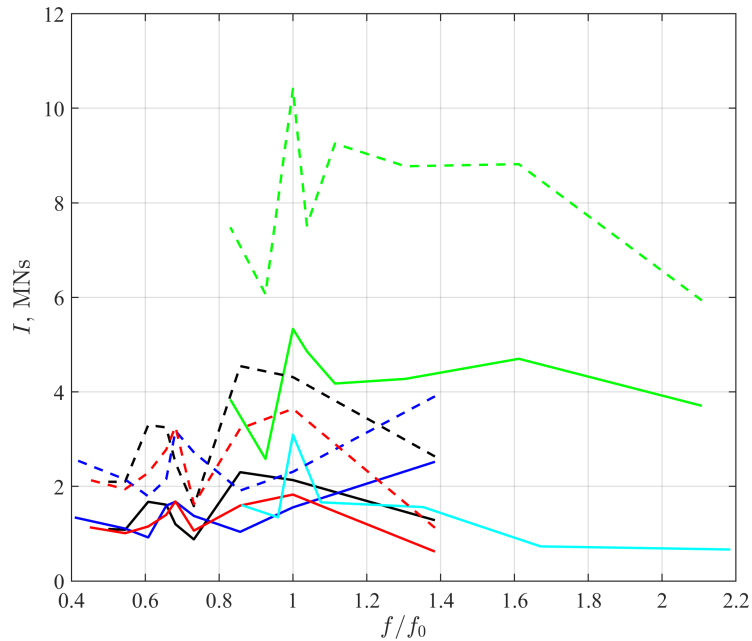


Figure 16: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 0° for Barge (—/---(numerical) —(experimental)) and NV1-3 (—/---(1) —/---(2) —/---(3)).

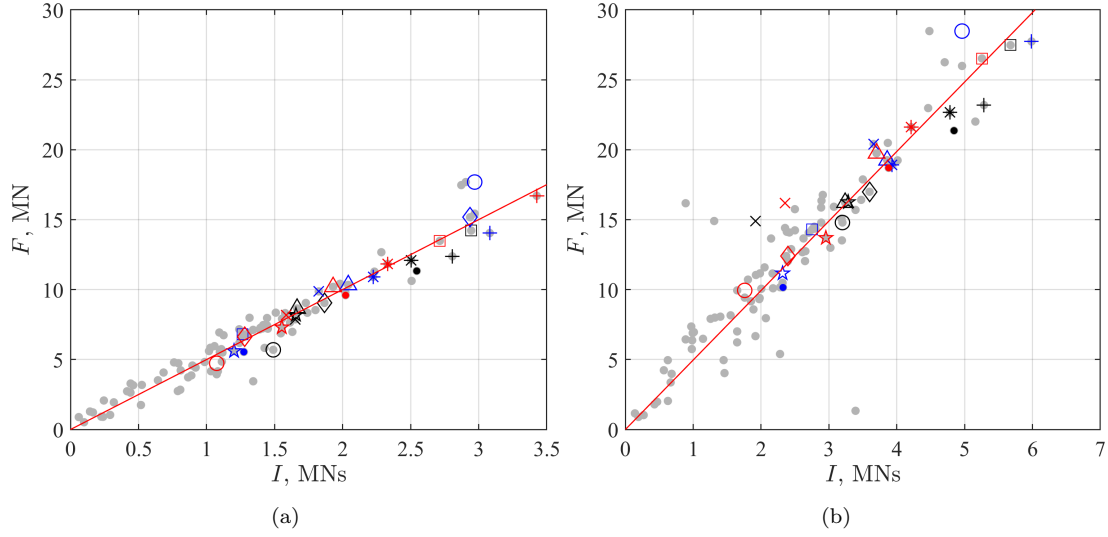


Figure 17: Collision forces between the FWT and NV1-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 0° and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set of and $T = 6.5$ (\circ), 9 ($+$), 10.5 (\square), 12.3 (\times), 13.2 (Δ), 13.7 ($*$), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), $18/20/22$ (\diamond) s. Same colour code as Figure 16

For results at 180° in TT1 a significant reduction in mean impulse loads are found between the numerical models. From Figure 18 an average reduction of 52% is found between the barge and NV-models for wave height $H = 1.5$ m, further Figure 18 shows an average reduction of 55% for wave height $H = 2.9$ m. Compared to the experimental results the NV-types have an overall larger mean impulse value with $H = 1.5$ m, however the difference between them is small especially at the higher wave periods. Again the difference between the numerical and experimental barge is present due to the difference in integration area as previously explained. Figure 18 also show that all the NV-models have a peak value of mean impulse at the lowest wave period of 6.5 s with waves coming from 180° , which compares with some of the lowest impulse values for the barge. Similar to the results for 0° , mean impulse loads for wave height $H = 1.5$ m is 50-60% of that measured for $H = 2.9$ m. Observing Figure 19 (a) all collision loads are found to be below the design load of 27.5 MN with wave height $H = 1.5$ m, while Figure 19 (b) suggests operation in 2 m might still be safe. Results at 180° also indicates some overall increase in collision loads and mean impulse. Comparing collision forces in Figure 19 (a) with the collision forces from the experimental work in Figure 15 (b) shows a similar distribution of the forces with a larger portion below 10 MN.

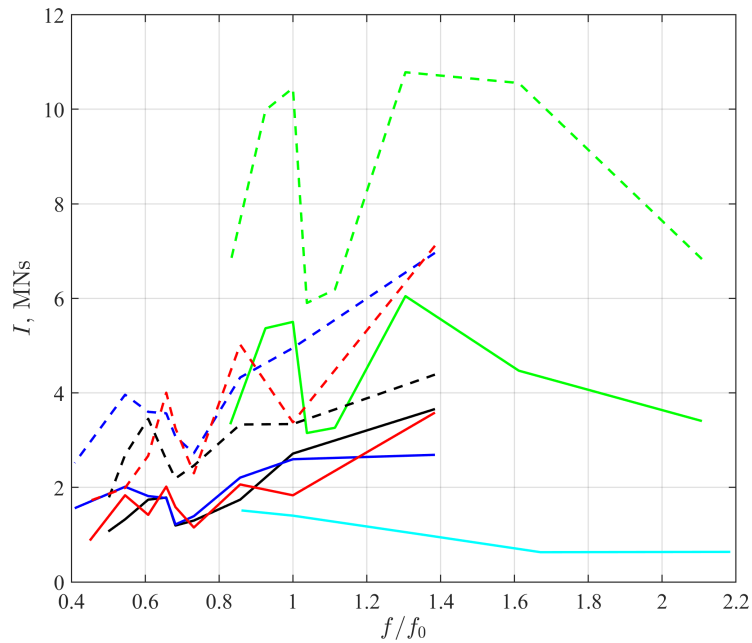


Figure 18: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 180° for Barge (—/---(numerical) —(experimental)) and NV1-3 (—/---(1) —/---(2) —/---(3)).

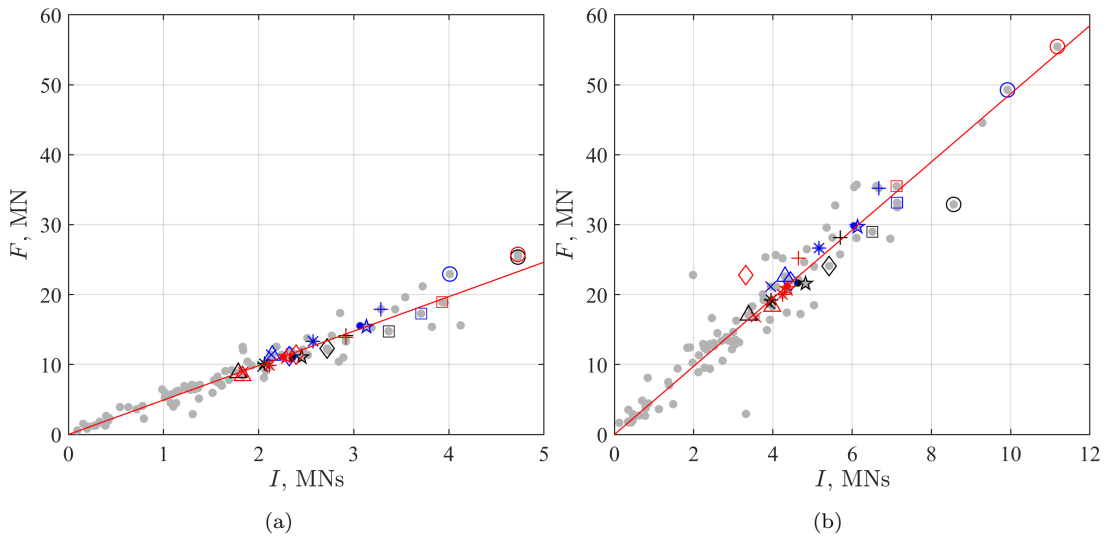


Figure 19: Collision forces between the FWT and NV1-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 180 degrees and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set and $T = 6.5$ (\circ), 9 ($+$), 10.5 (\square), 12.3 (\times), 13.2 (Δ), 13.7 ($*$), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), $18/20/22$ (\diamond) s. Same colour code as Figure 18

TT2 - Moored barge

A window of 100 s is also used for the TT2 results, however with the FWT free from any mooring lines a lower collision count is observed, resulting in the inclusion of all occurring collisions in the 100 s window for both 0 and 180°. Still the results will measure a worst case scenario. Results for the NV-1 are not included due to failed calculations in the SIMA analysis.

With the FWT floating free from any mooring lines only a few collisions occurred with wave direction 0°. The collisions that did occur also had a much lower impulse value compared to the ones in TT1 at 0°. The low number of collisions is due to the vessels initial movement away from the FWT, along with the FWT having a slow drift away from the vessel. Because of the low number of collisions, it is difficult to say whether the NV-models have a reduction in mean impulse compared to the barge, however the barge has the greatest mean values. Occurring collision forces are found to be well under the design load of 27.5 MN with the highest value being just above 7 MN with $H = 2.9$ m.

When turning the wave direction to 180° the same movements that caused the two models to drift apart now work together resulting in a higher collision count. From Figure 20 an average decrease of 35% is found between the barge and NV-models, with NV-3 having the largest decrease of 40% with wave height $H = 1.5$ m. Further results show a higher mean impulse value for the NV-models at the lower wave periods with average of 58% higher values.

When exceeding a wave period of 10.5 s the NV-models have again a lower mean impulse value with an average reduction of 55% compared to the barge. A similarity from TT1 is observed for the NV-models with higher impulse values at the lower wave periods with wave direction 180°. Results with the FWT floating freely also show the same increase of mean impulse between the two different wave heights where values with $H = 1.5$ m is around 50% of that observed with $H = 2.9$ m. Figure 21 (a) indicates that all collision forces with wave height $H = 1.5$ m is below the design load limit, further only a handful of the collision forces with wave height $H = 2.9$ m exceeds the limit in Figure 21 (b).

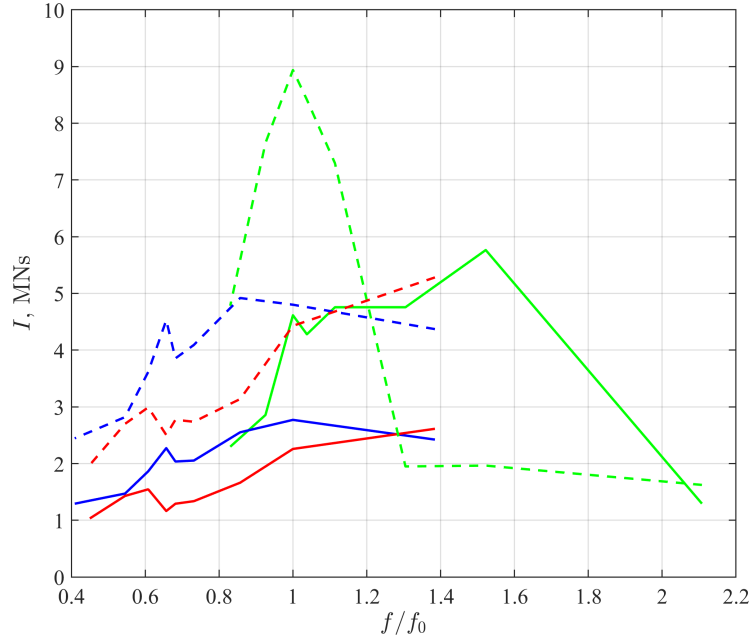


Figure 20: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 0° for Barge (—/---(numerical)) and NV2-3(—/---(2)—/---(3)).

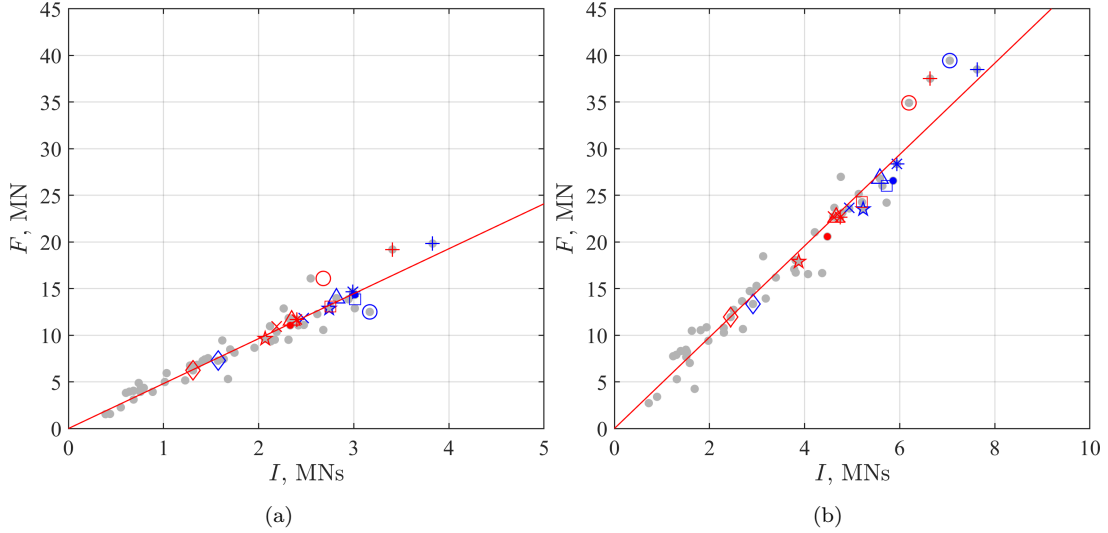


Figure 21: Collision forces between the FWT and NV2-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 180° and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set and $T = 6.5$ (\circ), 9 ($+$), 10.5 (\square), 12.3 (\times), 13.2 (Δ), 13.7 ($*$), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), $18/20/22$ (\diamond) s. Same colour code as Figure 20

5. Conclusion and future work

From the experimental tests using a JONSWAP wave spectra, a 15% increase in the peak overturning moment around the pitch eigenfrequency of the BFWT, for the full draught case with a wave height at $H_s=1.5$ m is found for waves from 180° compared to waves at 0° . Furthermore, the overturning moments shows a minor increase compared to a wave heading at 0° for all wave peak periods. It is also seen that the loads increases as the significant wave height increases, especially around the eigenperiod of the BFWT. For the reduced draught case with waves at 180° , the overturning moments are consistently higher compared to for waves at 0° . As a result of this, it would be preferable, in terms of reducing loads on the mechanical linkage, to operate with the reduced draught in head waves as opposed to following waves. Since the peak overturning moments occurred during the pitch eigenfrequency of the combined BFWT, a vessel with lower eigenfrequency would be recommended.

Collision loads in regular waves were also investigated numerically and experimentally. For the experimental tests, the collision loads with the turbine lying in the barges wake showed a significant reduction of the max collision impulse with 47% compared to waves at 0° . When considering the magnitude of collision forces that the contact area between the barge and FWT would be required to withstand, waves at 180° reduces the majority of the collision forces below the level specified in existing design standards, compared to loading in waves at 0° which regularly exceed this level.

However some of the collisions, corresponding to waves at the pitch eigenfrequency of the BWFT, exceed this design limit and thus, it would still be advantageous to operate in higher wave frequencies than the pitch eigenfrequency of the BFWT. As an effect of the light mooring system which will not be present at full scale, the collisions proved difficult to predict. These collisions impacts could be used as a measurement of a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

Numerical analysis of the moored wind turbine and barge showed a reduction of mean collision impulse with 65% on average between the numerical barge and the three NV-models with waves from 0° . A further 52% reduction of mean collision impulse was found for waves at 180° . When comparing results for the numerical and experimental barge, mean collision impulse for the experimental results is found to be 35% of that calculated in the numerical analysis, suggesting that the bumper setup may not have the correct stiffness or damping characteristics. An other possible explanation is the assumption of no notable radiation force between models. Analysis for the un-moored FWT resulted in a low collision count with a wave direction of 0° , with only three recorded collisions. However with a wave direction of 180° , more collisions were recorded and an average reduction of 35% in mean collision impulse by using the NV-models compared to the barge, was found. With results for the NV-models showing a reduction in mean collision impulse compared to the numerical barge it is reasonable to conclude that a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces between the vessel and FWT.

Future experimental work should focus on testing further irregular sea states and new off axis wave directions. Testing a new vessel, such as one of the NV-models, with a lower pitch eigenfrequency could be used to increase operationality in a wider range of sea-states. In addition to this, the acceleration of the top-head mass could be investigated to assess limitations on loading of the turbine nacelle. The numerical model should be further developed, focusing on a free-decay test of the load cell rig used in the experimental method to determine appropriate damping and stiffness values to assign the bumpers used in the analysis. Further a multi-body analysis with the FWT and NV-models should be done to include possible radiation forces. Since regular waves rarely occur in real-seas, the collision loads and likelihood of occurrence for irregular waves should be investigated, along with waves from off-axis directions.

References

- [1] D. F. Birol. (2020) Put clean energy at the heart of stimulus plans to counter the coronavirus crisis. [Online]. Available: <https://www.iea.org/commentaries/put-clean-energy-at-the-heart-of-stimulus-plans-to-counter-the-coronavirus-crisis>
- [2] IEA. (2019) Offshore wind outlook 2019. [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/offshore-wind-outlook-2019>
- [3] Equinor. (2020) We're determined to be a global offshore wind energy major. here's how. [Online]. Available: <https://www.equinor.com/en/what-we-do/wind.html>
- [4] IRENA, "Floating foundations: a game changer for offshore wind power," International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, Tech. Rep., 2016.
- [5] Equinor, "Hywind installation," 2020. [Online]. Available: <https://www.equinor.com/no/how-and-why/innovate/the-hywind-challenge.html>
- [6] T. S. Høyven, "Bending moments and collision loads between a floating offshore wind turbine and a supporting barge," University of Bergen, 2019, master thesis.
- [7] D. R. Lande-Sudall, "Wave-induced collision loads and moments between a spar-buoy floating wind turbine and an installation vessel," in *DeepWind*, 2020.
- [8] E. Designs. (2016) Wave generating software. [Online]. Available: <http://www4.edesign.co.uk/product/wave-generating-software/>
- [9] T. I. Ulla, "Expanding into deeper waters: Development of the hywind floating wind concept," Sacramento, 2014. [Online]. Available: <https://www.boem.gov/NREL-Expanding-Deeper-Waters/>
- [10] DNV-GL, *WADAM - SESAM USER MANUAL*, 2017.
- [11] DNVGL, *DNV-RP-C205 Environmental Conditions and Environmental Loads*, 2014.
- [12] S. N. Leksikon. (2018) Kraftstøt. [Online]. Available: [https://snl.no/kraftst\C3%B8t](https://snl.no/kraftst%C3%B8t)
- [13] DNVGL, *DNVGL-ST-0119 Floating wind turbine structures*, 2018.

6. Konklusjon

Målet med denne oppgåva var å utføre eksperimentelle forsøk med ei endra bølgeretning for å undersøkje om bøyemomenta og kollisjonane mellom ein skalert flytande vindturbin og ein lekter kan reduserast, samanlikna med bølgeretning frå tidlegare forsøk. Følgjande konklusjonar er basert på resultatane frå dei utførte eksperimentelle forsøka i dei gitte sjøtilstandane.

Ved å samanlikne bøyemomenta mellom turbinen og lekteren ved 0 og 180° bølgeretning, observerast det ei 15% auke i storleiken til bøyemomenta rundt eigenperioden i stamp til det samankopla fartøyet ved $H_s=1.5$ m. Det var også ei lita auke i storleiken til bøyemomenta for alle dei topp periodane når bølgene kjem inn mot hekken av det samankopla fartøyet samanlikna med 0°. Vidare observerast det at bøyemomenta aukar med aukande signifikant bølgehøgde, og då spesielt rundt eigenperioden til LFVT. Frå testane der FVT har ein redusert djupgong, er bøyemomenta konsekvent høgare enn ved ein bølgeretning på 0°. Det kan derfor konkluderast med at lastane som den mekaniske koplinga mellom lekteren og turbinen blir utsett for, ikkje blir redusert ved ein bølgeretning på 180° verken ved full eller redusert djupgong. Grunna at dei største lastane opptrer rundt eigenperioden til det kombinerte fartøyet, vil eit installasjonsfartøy med ein høgare eigenperiode i stamp anbefalast.

Kollisjonstestane vart gjennomførte med regulære bølger, i likskap med ein bølgeretning på 0°, oppstod det også kollisjonar ved ein 180°s bølgeretning. Resultata frå desse testane visar likevel at den maksimale impuls lasta vart redusert med 47%, samanlikna med bølgeretning på 0°. Ved å betrakta storleiken til kollisjonskreftene som kontaktflata mellom lekteren og turbinen skal kunne tole, reduserast mengda kollisjonskrefter som er over det anbefalte nivået i dei eksisterande design standardane, når bølgene kjem ved 180°. Det er likevel nokon av kollisjonskreftene som overstig det anbefalte nivået når bølgeperioden er lik eigenperioden til LFVT i stamp. Det vil derfor vere fordelaktig å operere i sjøtilstandar med bølgeperiodar som er under eigenperioden til LFVT i stamp. Under dei eksperimentelle forsøka er både lekteren og FVT forankra, noko som ikkje er tilfelle ved eit fullskala scenario. Det er derfor vanskeleg å seie noko om kor mange av desse kollisjonane som faktisk vil inntreffe, resultatane

frå desse eksperimenta kan derfor bli brukt som eit mål på eit verst tenkeleg scenario ved ulike sjøtilstandar.

For vidare arbeid er det ønskeleg å utføre fleire eksperimentelle forsøk med lekteren, der sjøtilstander med fleire ulike topp-periodar undersøkjast for å finne ut når dei største bøyemomenta opptrer. Det er også interessant å utføre fleire eksperiment med fleire ulike bølgeretningar, for å undersøkje om det har ein innverknad på de opptredane bøyemomenta.

Det kan og vere aktuelt å utføre eksperimentelle forsøk med eit nytt installasjonsfartøy som har ein høgare eigenperiode i stamp enn det lekteren har. Dette vil auke operasjonaliteten, sidan fartøyet då kan nyttast i eit breiare spekter av sjøtilstandar.

Ei anna moglegheit er å sjå nærare på kor stor akselerasjonen er ved turbinhovudet, grunna rørslene som er indusert av bølgiene. Dette kan bli brukt til å evaluere kor store belastningar turbinhovudet og andre komponentar blir utsett for. Akselerasjonen som turbinhovudet opplev, kan også bli brukt til å samanlikne kreftene som turbinhovudet blir utsett for ved full og redusert djupgang.

Til no har kollisjonstestane berre vore gjennomførte ved regulære sinus-bølgjer, det kan derimot vere interessant å gjennomføre desse eksperimenta med irregulære bølgjer, for å testa med ein meir realistisk sjøtilstand.

7. Feilkjelder

I dette kapitlet vil ulike feilkjelder som kan ha hatt ein innverknad på resultatata bli presentert og diskutert.

Under eksperimenta med lekteren og turbinen samankopla, der sjøtilstanden bestod av eit JONSWAP spekter med ein signifikant bølgehøgde $H_s=2$ m, blei det observert vatn flytande på dekk, ettersom bølgjene slo over hekken på lekteren. Dette kan ha dempa rørsle til det samankopla systemet, og då spesielt i hiv og stamp. Som eit resultat av dette kan dei målte bøyemomenta mellom lekteren og turbinen vere mindre enn dei burde vore dersom lekteren ikkje hadde hatt vatn flytande på dekk.

Ettersom det er gjort nokre modifikasjonar på lastcelleriggen, er den 0.6 kg lettare enn ved tidlegare forsøk med det same eksperimentelle oppsettet. Dette kan ha ei innverknad på eigenskapane til lekteren og det samankopla systemet, sidan deplasementet og vektfordelinga ikkje er heilt lik som ved tidlegare forsøk. Samanlikning av resultat med tidlegare forsøk kan derfor i ein mindre grad vere påverka av dette.

Etter at eit kollisjonsforsøk var gjennomført og de to lekamane var kopla i saman igjen, er det usikkert om turbinen låg i ein nøytral oppdriftsposisjon, ettersom det framleis var ein hiv rørsle då elektromagnetane vart skrudd på igjen. Dette kan ha påverka forutsetningane til det neste kollisjonseksperimentet.

8. Referanser

- [1] WindEurope, A majority of EU countries support green recovery plans for Europe, 2020. Henta frå: <https://windeurope.org/newsroom/news/a-majority-of-eu-countries-support-green-recovery-plans-for-europe/>. Lasta ned: 30.04.2020
- [2] Equinor, Flytende havvind er fremtiden, Henta frå: <https://www.equinor.com/no/what-we-do/wind.html>. Lasta ned: 30.04.2020
- [3] Equinor, Derfor er flytende havvind fremtiden, Henta frå: <https://www.equinor.com/no/magazine/hywind-halvor-pioneering-renewable-project.html>
Lasta ned: 30.04.2020
- [4] Equinor, Hywind Scotland, Henta frå: <https://www.equinor.com/no/what-we-do/wind.html>. Lasta ned: 31.04.2020
- [5] Atkins, Hywind floating wind Installation Challenge, Henta frå: <https://www.atkinsglobal.com/en-GB/projects/hywind-installation-challenge>.
Lasta ned: 30.04.2020
- [6] Høyven T S 2019 Bending moments and collision loads between a floating offshore wind turbine and a supporting barge Master's thesis University of Bergen
- [7] D R Lande-Sudall, T S Høyven, K Herfjord, and T C Thuestad, "Wave-induced collision loads and moments between a spar-buoy floating wind turbine and an installation vessel"
- [8] Molland, Anthony F, *Maritime Engineering Reference Book - A Guide to Ship Design, Construction and Operation*. Utgivessted: Elsevier, 2008. [online]. Hentet fra: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpMERBAGS2/maritime-engineering/maritime-engineering>
- [9] Sverre Steen, *Motstand og propulsjon*. Marinteknisk senter Trondheim, Noreg, 2011.
- [10] Harald Walderhaug, *Motstand, framdrift, styring*. Marinteknisk senter Trondheim, Noreg, 1992.
- [11] *Environmental conditions and environmental loads*, DNV-RP-C205, 2007
- [12] J.M.J. Journée, W.W. Massie, *Offshore hydromechanics*, Første utgåve. Delft University of Technology, 2001
- [13] MIT, Under, Over and Critical Damping, Henta frå: https://ocw.mit.edu/courses/mathematics/18-03sc-differential-equations-fall-2011/unit-ii-second-order-constant-coefficient-linear-equations/damped-harmonic-oscillators/MIT18_03SCF11_s13_2text.pdf. Lasta ned: 06.05.2020
- [14] J. P. Bentley, *Principles of Measurement Systems*. Pearson Education Limited, 1983.
- [15] Gunnar G. Løvås, *Statistikk for universiteter og høyskoler*, 2. utgåve. Oslo, Norge: Universitetsforl, 2004

- [16] Panik, Michael J, *Statistical inference: a short course*. Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2012. [Online]. Henta frå: https://bibsys-almaprimo.hosted.exlibrisgroup.com/primo-explore/fulldisplay?docid=BIBSYS_ILS71524602970002201&context=L&vid=HIB&lang=nn_NO&search_scope=default_scope&adaptor=Local%20Search%20Engine&tab=default_tab&query=any,contains,Statistical%20inference%20:%20a%20short%20course&offset=0
- [17] *Design of offshore wind turbine structures*, DNV-OS-J101, 2014
- [18] D. Lande-Sudall, T.Stallard og P. Stansby, Co-located deployment of offshore wind turbines with tidal stream turbine arrays for improved cost of electricity generation, *ScienceDirect*, Vol. 104, s. 492-503, 2019. [Online]. Henta frå: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.01.035>
- [19] Ormestad, Helmut: *elastisk støt* i *Store norske leksikon* på snl.no. Henta 20. april 2020 frå https://snl.no/elastisk_st%C3%B8t
- [20] Ormestad, Helmut: *elastisitet - fysikk* i *Store norske leksikon* på snl.no. Henta 20. april 2020 frå https://snl.no/elastisitet_-_fysikk
- [21] *Kraftstøt* i *Store norske leksikon* på snl.no. Henta 20. april 2020 frå <https://snl.no/kraftst%C3%B8t>
- [22] *Floating wind turbine structures*, DNVGL-ST-0119, 2018
- [23] Department of Mechanical- and Marine Engineering, *MarinLab*, 2016. Henta frå: https://www.hvl.no/contentassets/5ce9f905a2d6438d8da41b263024c016/marinlab_info_sheet_006.pdf. Lasta ned: 22.04.2020
- [24] Edinburgh Designs, *Wave Generating Software*, 2016. Henta frå: <http://www4.edesign.co.uk/product/wave-generating-software/>. Lasta ned: 22.04.2020
- [25] Qualisys, *We are Qualisys. The Swedish motion capture company*. Henta frå: <https://www.qualisys.com/about/>. Lasta ned: 22.04.2020
- [26] LabVIEW, *Software information*. Henta frå: <https://innsida.ntnu.no/wiki/-/wiki/Norsk/LabVIEW>. Lasta ned: 22.04.2020
- [27] MathWorks, *What is MATLAB?*. Henta frå: <https://se.mathworks.com/discovery/what-is-matlab.html>. Lasta ned: 22.04.2020
- [28] Ulla T I 2014 Expanding into Deeper Waters: Development of the Hywind floating wind concept BOEM-NREL Offshore Renewable Energy Workshop (Sacramento: Statoil ASA) URL <https://www.boem.gov/NREL-Expanding-Deeper-Waters/>
- [29] Equinor, Contractors and facts, 2017. Henta frå: [file:///C:/Users/stian/Downloads/brochure-hywind-a4%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/stian/Downloads/brochure-hywind-a4%20(2).pdf). Lasta ned: 02.05.2020

[30] Equinor, *How Hywind works*, 2020. Henta frå: <https://www.equinor.com/en/what-we-do/floating-wind/how-hywind-works.html>. Lasta ned: 02.05.2020

[31] Høgskulen på Veslandet, Marintekniske Analyser Høst 2019 – Forelesning Uke 36. Henta frå: https://home.hvl.no/ansatte/tct/ftp/H2019%20Marinteknisk%20Analyse/Forelesninger%20H2019/Uke36_modellering/Ekvivalent%20platetykkelse%20og%20regghetsmomenter.pdf. Lasta ned: 03.05.2020

[32] Martin Mathiesen, Anja K Meyer og Bjørge Kvingedal, Hywind Buchan Deep Metocean Design Basis, Equinor, Norge, RE2014-002, 13.mai. 2014. Henta frå: http://marine.gov.scot/sites/default/files/metocean_design_basis_hywind_buchan_deep_mdb_rev2_0.pdf

