

Eksperimentell undersøkelse med modellturbin under konstant slep og bølgebelastning

Sondre Tolleifsen



Masteroppgave i havteknologi

Universitetet i Bergen
Institutt for fysikk og teknologi

Juni 2023

-Denne siden skal være blank-

Forord

Dette masterprosjektet er skrevet ved instituttet for fysikk og teknologi ved Universitetet i Bergen (UiB). Masterprosjektet er skrevet i forbindelse med studiet integrert masterprogram i havteknologi med spesialisering i marine installasjoner. Masterprosjektet er skrevet under samarbeid med Høgskulen på Vestlandet (HVL). Hovedtema for oppgaven er å undersøke ytelse og belastning på en modellturbin under konstant slep og bølgebelastning.

Jeg vil rette en stor takk til min faglige veileder Professor David Roger Lande-Sudall, som har gitt meg god støtte og uvurderlig faglige råd gjennom et omfattende masterprosjekt. Jeg vil også takke lab-ingeniørene Harald Moen og Frode Wessel Jansen for hjelp med styring, elektronikk og annet arbeid med turbinen. Jeg vil også takke lab-ingeniørene Kjetil Gravelsæter og Nafez Ardestani, for godt samarbeid og arbeid ved utvikling og produksjon av delene til turbinen.

Takk til familien min og min samboer Mari som har støttet meg under studiet, og spesielt takk for tålmodigheten og støtten dere har vist under masterprosjektet. Til slutt vil jeg takke mine medstudenter fra havteknologi for en god studieperiode i løpet av våre fem år i Bergen.

-Denne siden skal være blank-

Sammendrag

Med økende behov for fornybar energi forventes vindkraft-teknologi å utvikles betydelig i tiden som kommer. Havvind, vindturbiner til havs, er hovedsakelig bunnfaste vindturbiner, men flytende konsepter etableres for fullt med signifikant større energipotensial. Flytende havvind har utfordringer, og modellskala- undersøkelser er en tids- og kostnadseffektiv metode å utføre sammenlignbare undersøkelser.

Denne oppgaven ferdigutvikler og produserer en modellturbin, for testing av ytelse og belastning med konstant slepehastighet og innkommende bølger i MarinLab. Tårn- og nacelledragkraft øker kvadratisk ved dobling av hastighet, men det måles ikke signifikant kraftforskjell mellom de to konstruksjonene. For konstante slep er skyvekraftkoeffisientene i forventet område og sammenlignbare med andre eksperimenter, mens effektkoeffisientene har signifikante avvik. Forskjellene antas å være relatert til Reynoldstall-effekter, siden numerisk sammenligning genererer tilsvarende effektkoeffisienter med lave Reynoldstall. Standardavviket er stort, som indikerer hastighetsvariasjoner og oscillerende strukturbevegelser, som også kan påvirke turbinens ytelse. Teoretisk virvelindusert frekvens har en frekvenstopp som forklarer hvorfor det observeres store oscillerende bevegelser. Overgangsfrekvensen kan være i resonans med den virvelinduserte frekvensen som forsterker bevegelsene. Det er ikke funnet en tydelig egenfrekvens, men analysen avdekker at potensielle egenfrekvenser ikke påvirker observerte oscillerende bevegelser. Den dynamiske undersøkelsen viser oscillerende ytelse og turbinbelastning, men standardavviket er mindre enn med konstant slepehastighet. Gjennomsnittlige effekt- og skyvekraftkoeffisienter er sammenlignbart med konstant slepehastighet, men signifikante avvik er også funnet. Den tilpassede Morison ligningen sammenfaller med målte laster på turbinkonstruksjonen for de fleste bølgeforsøkene. Drag- og massekoeffisientene stiger som følge av økende Keulegan–Carpenter tall (KC), og generelt er massekoeffisienten større enn dragkoeffisienten i undersøkt område med enkelte unntak. Dragkoeffisienten stiger tilnærmet lineært, mens massekoeffisientens stigningstall avtar ved økende KC .

Som konklusjon, belastningen på MarinLab-turbinen viser forventet skyvekraft, mens effekten har signifikant avvik. Dette antas å komme av Reynoldstall-effekter, hastighetsvariasjoner og oscillerende strukturelle bevegelser. Gjennomsnittsverdier for effekt- og skyvekraftkoeffisienter under bølgebelastning sammenfaller med konstante slep. Som videre arbeid anbefales det å undersøke effekten av Reynoldstall med turbulensintensitet, kontrollerte og ulike angrepsvinkler for rotorbladene, og effekten av ulike frihetsgrader for turbinen.

-Denne siden skal være blank-

Innhold

Forord	i
Sammendrag	iii
1 Innledning	1
2 Teori	3
2.1 Vingeprofil	3
2.2 Momentumteori	4
2.3 Bladelement-metode (BEM)	6
2.4 Modellskalering	9
2.4.1 Froudetall	9
2.4.2 Reynoldstall	10
2.4.3 Bladtupphastighet-forhold (TSR)	11
2.5 Blokkeringseffekter	11
2.6 Lineær bølgeteori	12
2.7 Morison ligning	13
2.8 Frekvensområder for vindturbiner og offshore-strukturer	14
2.8.1 Virvelinduserte vibrasjoner	16
2.8.2 Estimert egenfrekvens	16
2.9 Lastceller	18
3 Tidligere vitenskapelige undersøkelser	19
3.1 Numeriske undersøkelser	19
3.2 Eksperimentelle undersøkelser	20
4 Utvikling og design av turbin	23
4.1 Drivlinje og elektriske komponenter	24
4.2 Produksjon av turbindeler	29
4.2.1 Tilpassing og endringer av deler	30
4.3 Montering av turbindeler	30
4.4 Styring og kontroll for turbin	33
4.5 Lekkasje tester	33

5	Ekspérimentell metode	37
5.1	MarinLab	37
5.2	Ekspérimentelt testoppsett	37
5.2.1	Testoppsett med bølgelaster og bølgehøydemålere.	38
5.2.2	Bølgeperioder og bølgehøyde	39
5.3	Estimert drag- og skyvekraft	40
5.4	Kalibrering av lastceller og bølgehøydemålere	41
5.5	Registrering og prosessering av data	44
5.5.1	Prosessering av kraftmålinger og dreiemoment	44
5.5.2	Prosessering av data for rotasjons hastighet	45
5.5.3	Prosessering av bølgehøydemålinger	46
5.5.4	Kraftmålinger i tidsdomenet til frekvensdomenet	47
5.6	Måleusikkerhet	48
5.6.1	Standardavvik	49
5.7	Databehandlingsprogrammer	49
5.8	Prosedyre og oversikt for ekspérimentell undersøkelse	50
6	Resultater og diskusjon	53
6.1	U1: Dragkraft og dragkoeffisient	53
6.2	U2: Belastning, ytelse og frekvensanalyse	55
6.2.1	Skyvekraft- og effektkoeffisienter	55
6.2.2	Frekvensanalyse av MarinLab-turbin	62
6.3	U3: Dynamisk belastning og ytelse	65
6.3.1	Tidsserier av krefter og effekt	65
6.3.2	Krefter og bølgeheving	67
6.3.3	Effekt- og skyvekraftkoeffisienter	68
6.3.4	Tilpasset Morison ligning	70
7	Konklusjon	75
7.1	Videre arbeid	76
	Referanser	77
	Vedlegg	83

1 Innledning

Behovet for fornybare energikilder i verden er svært viktig for å redusere klimagasser i atmosfæren. Den Europeiske Unionen (EU) har slått fast at Europa skal være klimanøytralt innen 2050 [1]. Norge skal kutte klimagassutslippene med 90 – 95 %, som er fastsatt av klimaloven og regjeringen, med et mål om å bli et lavutslippsland [2]. For å lykkes med denne overgangen kan fornybare energikilder være svært sentralt, blant annet fordi energiproduksjon alene er ansvarlig for mer enn 75 % av klimagassutslippene [1].

Vindkraft er en fornybar energikilde, og det forventes at teknologien skal stå for det største bidraget til økt produsert fornybar energi [3]. Vindkraft til havs, også kalt havvind, er hovedsakelig bunnfaste konstruksjoner, men også flytende teknologier blir utviklet. Fordelene med flytende vindturbiner er blant annet tilgang til kontinuerlig vind, høyere vindhastighet og jevnere vindprofiler. Sosiale utfordringer og miljøhensyn som visuell synlighet og støyplager, er også svært redusert, som øker interessen for å lokalisere vindparker til havs [4, s. 9]. Flytende havvind har samtidig utfordringer som må undersøkes. Den flytende konstruksjonen påvirkes av hydro- og aerodynamiske krefter som genererer bevegelser i seks frihetsgrader. Dette medfører en dynamisk vindinnstrømning på turbinens rotorblader som påvirker generert effekt. Turbinens frie bevegelser medfører samtidig en vakestruktur og vindstrømning som er forskjellig fra en bunnfast vindturbin [4, s. 9].

For å undersøke ytelse og belastning på vindturbiner er småskala-undersøkelser kostnads- og tidseffektivt. Tradisjonelle eksperimenter i vindtunnel undersøker blant annet turbinytelse slik som i Krogstad et al. [5] og Roy et al. [6]. Turbinens vake, både i forkant og bakkant av turbinen, er også av interesse slik som Duo et al. [7] og Iungo [8] undersøker.

Tidevannsturbiner undersøkes også i småskala, og Payne et al. [9] designet en nedskalert tidevannsturbin og utførte dynamiske eksperimenter i en testtank. Målet var å undersøke blad- og akslingsbelastninger, forårsaket av turbulens og bølger på modellturbinen med horisontal aksling og tre blader. Modellturbinen representerte et funksjonelt system for videre forskning [9, s. 312-326]. Gaurier et al. [10] undersøkte påvirkningen av ulike hydrodynamiske testfasiliteter for en nedskalert modellturbin. Undersøkelsene ble utført i to slepetanker og to sirkulerende vanntanker. Turbinytelsen var svært lik uavhengig av testfasilitetene, selv med forventet avvik fra observerte individuelle svingninger. Undersøkelsene viste også at rotorens størrelse i forhold til testfasilitetens tverrsnitt var betydelig i tilfeller med høy skyvekraft, selv

ved små blokkeringsforhold [10, s. 87].

I denne masteroppgaven undersøkes ytelse og belastning til en modellturbin eksperimentelt. Turbinen er nyutviklet med et nytt testoppsett, og det gjennomføres derfor referansetester (benchmarking). Modellturbinen har rotordiameter 0.7 m og designlikheter med [9] og [10]. Turbinens strukturelle bevegelser undersøkes også eksperimentelt, og hvordan bevegelsene påvirker turbinytelsen. Dette utføres først med konstant innstrømning og deretter under dynamiske forhold. Undersøkelsene utføres med modellturbinen, *MarinLab-turbin*, i figur 1 i det hydrodynamiske laboratoriet, MarinLab, på Høgskulen på Vestlandet (HVL). Det tilpasses også en Morison ligning fra målte laster, og resultatene sammenlignes med andre undersøkelser for likheter og ulikheter, og eventuelle avvik diskuteres.



Figur 1: Modellturbin benyttet til eksperimentelle undersøkelser i MarinLab.

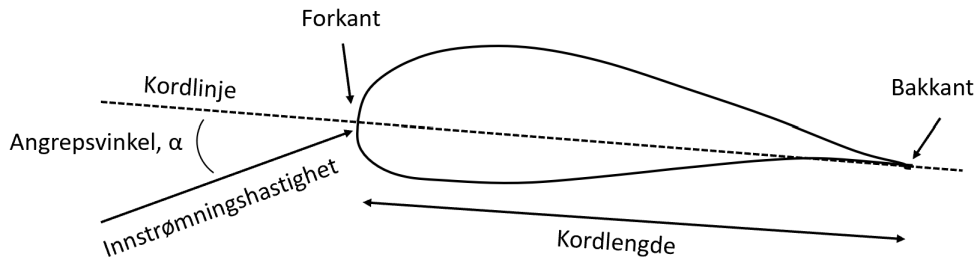
Masteroppgaven presenterer først relevant teori for vindturbiner i *seksjon 2*. Videre beskrives lignende akademisk arbeid med vindturbiner og tidevannsturbiner både numerisk og eksperimentelt i *seksjon 3*. Deretter beskriver *seksjon 4* utvikling- og designprosessen av turbinen, før den eksperimentelle metoden presenteres i *seksjon 5*. Videre fremvises eksperimentelle resultater i *seksjon 6*, som diskuteres forløpende med teori og andre lignende undersøkelser. Avslutningsvis oppsummerer *seksjon 7* resultatene i konklusjonen, og det presenteres forslag til videre arbeid.

2 Teori

I denne seksjonen beskrives teori som er relevant for undersøkelsen. Først presenteres teori for et vingeprofil, deretter beskrives momentumteori, som videre utvides til bladeelement-metode. Videre beskrives Reynoldstall, modellskalering og bølge-teori. Avslutningsvis beskrives frekvensområder for vindturbiner og offshore-strukturer.

2.1 Vingeprofil

Turbinblader består av vingeprofiler som settes sammen til et fullstendig blad. I figur 2 er parametere og definisjoner på et vingeprofil illustrert. *Kordlengde* er lengden på vingeprofilet, som strekker seg fra *Forkant* til *Bakkant*. *Angrepsvinkel*, α (AOA), er vinkelen mellom *Innstrømningshastighet* og *Kordlinje* [11, s. 95].



Figur 2: Terminologi og begreper for et vingeprofil.

Strømningen med innstrømningshastighet produserer en distribuert kraft over vingeprofilets overflate. Over den øvre overflaten (sugesiden) i figur 2 øker strømningshastigheten som medfører lavere gjennomsnittlig trykk. Over den nedre overflaten (trykksiden) av vingeprofilet reduseres strømningshastigheten som resulterer i økt trykk. Viskøse friksjonskrefter virker mellom strømningen og vingeprofilets overflate, som reduserer hastigheten fra innstrømningshastigheten til hastigheten langs overflaten av profilet. Som konsekvens av trykk- og friksjonskreftene komponeres løft- og dragkraft. Løftekraften virker vinkelrett på retningen av strømningen, og dragkraften virker parallelt og i samme retning som strømningen. Basert på disse kreftene kan det defineres kraftkoeffisienter, og løftkoeffisienten i ligning 1 er gitt som

$$C_L = \frac{2 F_L}{\rho U^2 A} \quad (1)$$

hvor F_L er løftekraften, ρ er massetetthet for strømningsfluidet, U er hastigheten til strømningen

og A er projisert areal.

Tilsvarende kan dragkoeffisienten i ligning 2 skrives som

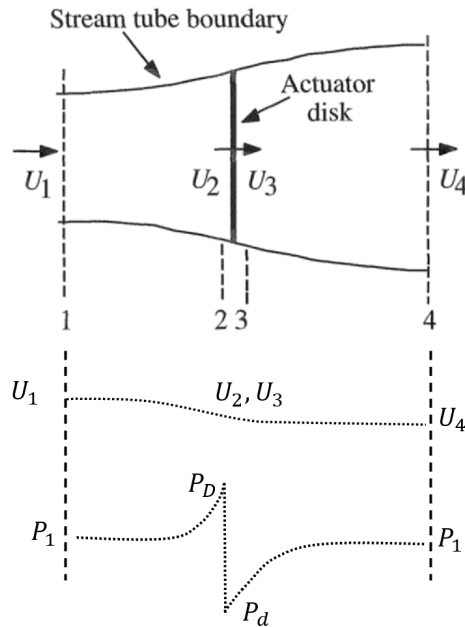
$$C_D = \frac{2 F_D}{\rho U^2 A} \quad (2)$$

der F_D er dragkraften [11, s. 96-97].

2.2 Momentumteori

Momentumteori kan benyttes for å estimere effekt for en ideell turbinrotor, skyvekraften på rotoren og rotoreffekten. Analysen antar et kontrollvolum som er avgrenset av et tenkt strømningsrør, slik som i figur 3. Turbinrotoren forenkles til en *actuator disk* med sirkulært tverrsnitt. Disken skaper trykk med diskontinuitet i fluidet som strømmer gjennom strømningsrøret. Ved forenklinger, estimeres en øvre grense for hvor mye effekt en actuator disk kan hente ut av strømmingen, ved hjelp av Bernoullis ligning før og etter disken [11, s. 84].

I figur 3 er actuator disken i kontrollvolumet med fristrømningshastighet U_1 og trykk P_1 ved *posisjon 1* med et tenkt sirkulært tverrsnitt A_1 . Hastigheten i disk-planet avtar til U_2 som er $\sim U_3$, og nedstrøms i vaken avtar hastigheten til U_4 . Trykket øker i forkant av disken fra referansetrykket P_1 til P_D , og i det strømmingen passerer disken avtar trykket kraftig til P_d . Nedstrøms i vaken øker trykket tilbake til referansetrykket P_1 .



Figur 3: Actuator disk i et kontrollvolum som representerer en turbinrotor. Tilpasset fra [11, s. 85]

Ligning 3 beskriver konservering av energi oppstrøms for actuator disken.

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho U_1^2 = P_D + \frac{1}{2} \rho U_2^2 \quad (3)$$

Tilsvarende, i ligning 4, er konservering av energi nedstrøms gitt som

$$P_d + \frac{1}{2} \rho U_3^2 = P_1 + \frac{1}{2} \rho U_4^2 \quad (4)$$

der trykket ved *posisjon 4* antas er tilbake til referansetrykket P_1 og hastigheten $U_2 \sim U_3$ [11, s. 85-86]. Trykkendringen over disken i ligning 5 er

$$P_\Delta = P_D - P_d = \frac{1}{2} \rho (U_1^2 - U_4^2) \quad (5)$$

hvor trykkreduksjonen forårsakes av actuator disken som henter ut kinetisk energi.

Det kan estimeres en nettokraft på actuator disken med trykkendringen. Kraften er lik og motsatt rettet av skyvekraften F_S . Skyvekraften i ligning 6 er nettosummen av krefter på hver side av actuator disken.

$$F_S = A_2 P_\Delta = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) \quad (6)$$

En aksial-induksjonsfaktor, a , er definert som et relativt tap i strømningshastighet i ligning 7.

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (7)$$

Dersom aksial-induksjonsfaktoren øker fra null, avtar hastigheten ved rotoren. Når $a = 1/2$ er hastigheten bak rotoren null og teorien er ugyldig.

Effekten som disken henter ut av strømmingen er produktet av skyvekraft F_S og hastighet U_2 på disken i ligning 8, gitt som

$$P = F_S U_2 = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) U_2 = \frac{1}{2} \rho A U^3 4 a (1 - a)^2 \quad (8)$$

der arealet av rotoren A_2 erstattes med A , og fristrømningshastigheten U_1 erstattes med U . Skyvekraften kan på tilsvarende måte skrives som en funksjon av a i ligning 9.

$$F_S = \frac{1}{2} \rho A U^2 (4 a (1 - a)) \quad (9)$$

Effektkoeffisient

Forholdet mellom effekten turbinen henter ut sammenlignet med det som potensielt er tilgjengelig i strømmingen kalles effektkoeffisient. I ligning 10 benyttes den engelske notasjonen.

$$C_P = \frac{\text{Rotor effekt}}{\text{Effekt i fluid}} = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho U^3 A} = 4 a (1 - a)^2 \quad (10)$$

Ved å derivere C_P med hensyn på a og sette uttrykket lik 0, er effektkoeffisienten maksimal når $a = 1/3$. Grensen kalles *Betz grenseverdi* og $C_{P,max} = 16/27 \sim 0.59$. Dette er den absolutt øvre grensen effekt en turbin kan hente ut av strømmingen [11, s. 86-87].

Skyvekraftkoeffisient

Tilsvarende beskrives skyvekraften med en skyvekraftkoeffisient i ligning 11 med engelsk notasjonen.

$$C_T = \frac{\text{Skyvekraft}}{\text{Dynamisk kraft}} = \frac{F_S}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} = 4 a (1 - a) \quad (11)$$

Eksperimentelle undersøkelser viser at når $a \leq 0.5$ endres strømningsmønsteret slik at den idealiserte modellen er ugyldig, og skyvekraftkoeffisienten stiger til omkring 2.0 [11, s. 88].

2.3 Bladelement-metode (BEM)

Momentumteori kan utvides til teori for en roterende turbin, som gir en vinkel-induksjonsfaktor i tillegg til aksial-induksjonsfaktor i kontrollvolumet. Et lite skyvekraft-bidrag, som funksjon av radius r og bladtykkelse dr , kan skrives som ligning 12.

$$dF_s = \rho U^2 4 a (1 - a) \pi r dr \quad (12)$$

Tilsvarende, i ligning 13, kan en liten del av dreiemomentet, dQ , skrives som

$$dQ = 4 a' (1 - a) \rho U \pi r^3 \Omega dr \quad (13)$$

hvor a' er vinkel-induksjonsfaktor. Dermed definerer ligning 12 og ligning 13 skyvekraft og dreiemoment på en seksjon av rotorbladet [11, s. 106].

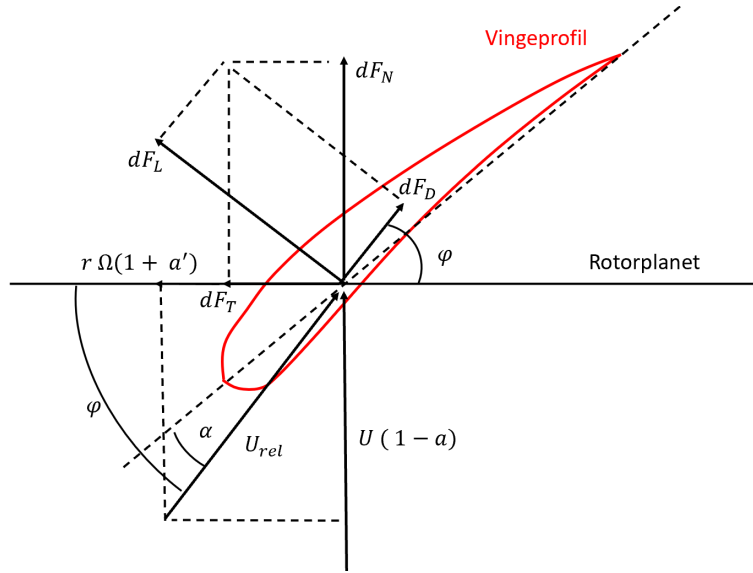
Bladelement-metode kan uttrykkes som en funksjon av løft- og dragkraft og angrepsvinkelen til bladet. Bladet deles opp i antall seksjoner N . Følgende antagelser benyttes:

- Ingen aerodynamisk interaksjon mellom de N elementene i bladet,

- Vingeprofilenes løft- og dragkarakteristikk bestemmer utelukkende kreftene på bladet,
- Løft- og dragkrefter er henholdsvis vinkelrett og parallell med innstrømmende vind.

Den innstrømmende vinden kan være effektiv eller relativ, hvor den relative vinden er en vektorsum av vindhastigheten på rotoren $U(1-a)$ og vindhastigheten forårsaket av rotasjonen på bladet. Denne rotasjonshastigheten kan inndeles i en vektorsum av bladseksjonens hastighet, Ωr , og den induerte vinkelhastigheten som følge av konservering av vinkel-bevegelsesmengde, $\omega r/2$, som totalt blir $\Omega r + \frac{\omega}{2} r$ [11, s. 107-108].

I figur 4 vises en oversikt på et vingeprofil sett fra bladtuppen og vertikalt ned mot bladroten.



Figur 4: Vingeprofil sett ovenfra og vertikalt ned mot bladroten med oversikt over forhold mellom krefter, vinkler og hastigheter. Tilpasset fra [11, s. 108].

Fra figur 4 defineres vinkelen, φ , mellom rotorplanet og den relative hastigheten i ligning 14.

$$\tan \varphi = \frac{U(1-a)}{\Omega r(1+a')} \quad (14)$$

Ved hjelp av trigonometri, løftekraft og dragkraft i figur 4 defineres

$$dF_T = dF_L \sin \varphi - dF_D \cos \varphi \quad (15)$$

og seksjonens normalkraft, som er lik skyvekraften, skrives som ligning 16 ved en avstand r fra navet

$$dF_S = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) K dr \quad (16)$$

hvor K er kordlengde og B antall blader. Tilsvarende skrives seksjonens dreiemoment, dQ som ligning 17 ved en avstand r fra navet.

$$dQ = B r dF_T = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) K r dr \quad (17)$$

Fra ligning 17 fører økt dragkraft til redusert lokalt dreiemoment. Siden kraft er proporsjonal med rotasjonshastighet og dreiemoment, er det ønskelig med størst mulig lokalt dreiemoment dQ [11, s. 109-110].

Korreksjoner i BEM-teori

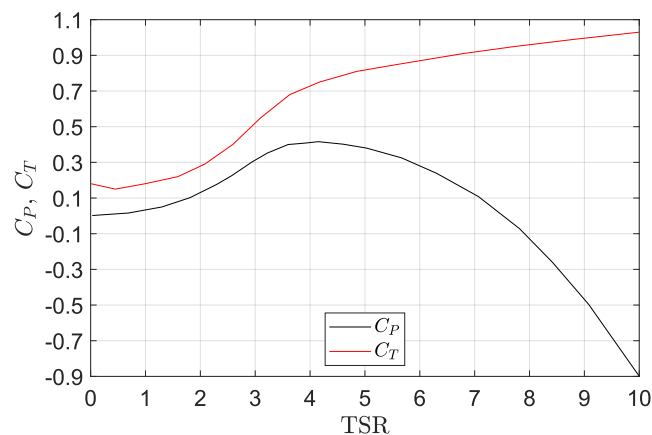
Siden momentumteori bryter sammen når $a > 0.5$ benyttes ofte korreksjoner i BEM-metoder. Korreksjoner for effekttap av nav og bladtupp inkluderes slik som i Ning [12]. Korreksjon for nav og blader multipliseres til en endelig korreksjon, F . Buhl [13] videreutviklet ligning 11 for skyvekraftkoeffisienten basert på empiriske data, og for $a > 0.5$ kan skyvekraftkoeffisienten skrives som

$$C_T = \frac{8}{9} + \left(4F - \frac{40}{9}\right) a + \left(\frac{50}{9} - 4F\right) a^2 \quad (18)$$

der a er induksjonsfaktor og F er korreksjonsfaktor [13, s. 6].

Skyvekraft- og effektkoeffisient med korreksjoner

Med korreksjoner fremstilles skyvekraft- og effektkoeffisienter i figur 5 numerisk med [14].



Figur 5: Numerisk beregnet C_P og C_T med [14]. Reynoldstallet er 500 000 (forklares i seksjon 2.4.2), med innstrømningshastighet 0.6 m/s på vingeprofilet NACA 63-418 med kordlengde 0.0532 m og kinematisk viskositet $\nu = 1.14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

2.4 Modellskalering

For å undersøke responsen av en fullskala vindturbin kan det benyttes en nedskalert modell. Dette krever geometriske-, kinematiske- og dynamiske likheter mellom systemene. I en hydrodynamisk modell er det typisk gravitasjon, treghet, viskøse, drag, trykk og elastiske krefter. Basert på ulike sammensetninger av disse parameterne etableres det skalerte ligninger. Den dynamiske likheten mellom modellen og fullskala oppnås ved et riktig forhold mellom disse dimensjonsløse parameterne [15, s. 12].

2.4.1 Froudetall

Froudetall er forholdet mellom treghet- og gravitasjonskrefter for modell- og fullskalaturbin. Dette forholdet må være likt for modellen og fullskala. Froudes lov gir et Froudetall slik som i ligning 19 og kan skrives

$$F_r = \frac{U^2}{g L} = \frac{U_M}{\sqrt{g L_M}} = \frac{U_F}{\sqrt{g L_F}} \quad (19)$$

der L er lengden av objektet i strømningsretningen, g er gravitasjonskonstanten, og notasjonene M og F indikerer modell og fullskala [15, s. 18-19]. Froudeskalering på en modell med en skaleringsfaktor λ gir geometrisk likhet gitt at modellen følger Froudes lov. Tabell 1 viser sammenhengen for Froudeskalering for de elementære dimensjonene lengde, masse og tid.

Tabell 1: Froudeskalering- Sammenheng for fullskala og modell.

Dimensjon	Enhet	Skalering	Anvendelse
Lengde	[m]	λ	$L_F = L_M \lambda$
Masse	[kg]	λ^3	$m_F = m_M \lambda^3$
Tid	[s]	$\sqrt{\lambda}$	$t_F = t_M \sqrt{\lambda}$

Med skaleringslovene i tabell 1 kan andre dimensjoner etableres. Det er viktig at de mest dominerende faktorene følger Froudes lov, og i undersøkelser med bølgekinematikk er dette treghetskrefter. For undersøkelser av bølge-struktur-interaksjon er de tre dimensjonsløse tallene, Froudetall, Reynoldstall og Strouhals tall de viktigste at følger Froudes lov, men det er også ønskelig å oppfylle Keulaegan- Carpenter tall [15, s. 21].

Turbinbladene til MarinLab-turbin er nedskalert fra en tidevannsturbin med optimal innstrømningshastighet 3 m/s og rotordiameter 21 m [16, s. 20]. Den geometriske likheten fra tabell 1 gitt med skaleringsfaktor, λ , er forholdet mellom rotordiameter av fullskala rotor og

modellen, gitt som

$$\lambda = \frac{D_{Fullskala,rotor}}{D_{Turbin,rotor}} = \frac{21 \text{ m}}{0.7 \text{ m}} = 30 \quad (20)$$

hvor $D_{Fullskala,rotor}$ er rotordiameter for tidevannsturbinen, og $D_{Turbin,rotor}$ er rotordiameteren til MarinLab-turbin.

Med skaleringsligningene i tabell 1 er nedskalert innstrømningshastighet for MarinLab-turbinen 0.55 m/s. Denne hastigheten er optimal, men hastighetene tilpasses også andre tilsvarende undersøkelser. Slepevognen i MarinLab har maksimal hastighet 5.0 m/s (beskrives i seksjon 5.1) så likhet i Froudetallet (0.209) kan oppnås.

2.4.2 Reynoldstall

En strømning gjennom et kontrollvolum er i utgangspunktet laminær- eller turbulent strømning. Den dimensjonsløse parameteren *Reynoldstall*, i ligning 21, benyttes til å kategorisere strømningen

$$Re = \frac{U L}{\nu} \quad (21)$$

der U er innstrømningshastighet, L er karakteristisk lengde av et objekt og ν er kinematisk viskositet. Reynoldstallet representerer forholdet mellom indre krefter og viskøse krefter. Høyt Reynoldstall indikerer dominans av indre krefter (turbulent strømning), og lavt Reynoldstall er dominert av viskøse krefter (laminær strømning) [17, s. 74]. Å skalere Reynoldstallet sikrer likhet i viskøse og indre krefter mellom modell- og fullskala, og sammenhengen presenteres i ligning 22.

$$Re_{e,M} = \frac{U_M L_M}{\nu_M} \equiv Re_{e,F} = \frac{U_F L_F}{\nu_F} \quad (22)$$

Reynoldstallet for fullskala undervannsturbin er $\sim 5 \cdot 10^7$, og for å sikre likhet i Reynoldstallet, krever dette $U_M \sim 86.3$ m/s. Slephastigheten er begrenset til 5.0 m/s i MarinLab, og det oppnås ikke likhet i Reynoldstallet, siden modellen har signifikant lavere Reynoldstall. Dermed oppstår dilemma om å oppfylle likhet i Froudetall eller Reynoldstall. Flere eksperimentelle og numeriske studier undersøker turbinytelse til en nedskalert turbin sammenlignet med fullskala med fokus på skaleringseffekter. Stallard [18] argumenterte for å endre bladgeometrien slik at den nedskalerte turbinens bladprofiler fører til signifikant bedre ytelse ved lave Reynoldstall. Robertson et al. [19] utførte modellforsøk med vindturbin på tre flytende konsepter. Turbin og flytere var i utgangspunktet Froudeskalert, men metoden måtte modifiseres siden de aerodynamiske lastene var så avhengig av Reynoldstallet. Videre ble det anbefalt at fremtidige Froudeskalerte undersøkelser med flytende havvind benytter en bladprofil som er spesifikk

designet for lave Reynoldstall. Dette kan gjøres ved å øke kordlengden på bladprofilet [19, s. 11].

2.4.3 Bladupphastighet-forhold (TSR)

Bladupphastighet-forhold, (*engelsk: Tip Speed Ratio (TSR)*), er forholdet mellom rotasjons-hastigheten til turbinrotoren og innstrømningshastigheten. *TSR* er en sentral, dimensjonsløs parameter for turbiner. Slik som i Bahaj et al. [20], er gjerne området 2-12 av interesse for turbiner, og *TSR* er gitt som

$$TSR = \frac{R_{Rotor} \Omega}{U} \quad (23)$$

hvor R_{Rotor} er rotorradiusen [m] til turbinen, Ω er rotasjonshastigheten [rad/s] og innstrømnings-hastigheten er U [m/s].

Utvalgte slepehastigheter (innstrømningshastigheter) og *TSR*-verdier presenteres i tabell 2, samt Reynoldstall for eksperimentene. Undersøkelsen med $U = 0.8$ m/s er begrenset av måleutstyrets kapasitetsbegrensninger (beskrives detaljert i seksjon 2.9).

Tabell 2: Innstrømningshastigheter, Reynoldstall og *TSR* utvalgt til testing. Reynoldstallet for tårnet benytter tårndiameter og for turbin benyttes rotordiameter som karakteristisk lengde.

	Slepehastighet, U [m/s]	Reynoldstall, R_e	TSR
Tårn og nacelle	0.6 , 0.8	$2.63 \cdot 10^4$, $3.51 \cdot 10^4$	
Turbin	0.6	$3.68 \cdot 10^5$	0.5 - 12
Turbin	0.8	$4.91 \cdot 10^5$	0.5 - 7.5

2.5 Blokkeringseffekter

Som det beskrives i seksjon 2.3 korrigeres det vanligvis i numeriske beregninger når $a > 0.5$ for effektuttap i navet og bladene. For eksperimentelle undersøkelser, slik som i MarinLab, kan det i tillegg oppstå blokkeringseffekter som følge av begrenset tverrsnitt, tankbunn og sidevegger, samt den frie vannoverflaten. Blokkeringsforholdet (ligning 24), β , mellom turbinrotoren og tverrsnittet til MarinLab er gitt som

$$\beta = \frac{A_{Rotor}}{A_{MarinLab}} = \frac{\pi R_{Rotor}^2}{H B} = \frac{\pi (0.35 \text{ m})^2}{2.2 \text{ m } 3 \text{ m}} = 0.058 \quad (24)$$

der H er vannhøyde og B er bredden av MarinLab [10, s. 91]. Blokkering kan lede til økt turbinytelse hvor effekt- og skyvekraftkoeffisientene øker, fordi strømmingen endrer retning mot mindre motstand. Dette øker fristrømningshastigheten, som begrenser hvor

mye kontrollvolumet i figur 3 kan utvides. Påfølgende blir trykkgradienten over turbinen større som fører til større mulighet for å hente ut effekt [17, s. 47].

Undersøkelser av Gaurier et al. [10] viser at blokkeringsforhold $\sim 5\%$ påvirker turbinens ytelse for alle TSR -verdier. Samtidig argumenterer Gaurier et al. [21] for at forsøk med like blokkeringsforhold ikke krever korreksjoner, og at korrigeringer som Bahaj et al. [20] foreslår, hovedsakelig påvirker effektkoeffisienten ved høy rotasjonshastighet når skyvekraftkoeffisienten også er høy. Med andre ord har korrigering mindre betydning ved lave TSR -verdier. Blokkeringsforholdet mellom turbinrotoren og tverrsnittet er $\sim 5.8\%$ fra ligning 24. Dette er i området hvor blokkeringseffekter kan oppstå, men samtidig vil korrigering for blokkeringseffekter redusere effekt- og skyvekraftkoeffisientene med metoden i [20]. For en turbin med $C_T = 0.8$ medførte metoden reduksjon av C_P og C_T med henholdsvis 8% og 5% [20, s. 416]. I resultatene sammenlignes det uten korreksjoner, delvis fordi korreksjoner reduserer effekt- og skyvekraftkoeffisientene, men også fordi det sammenlignes med ukorrigerede data. Dermed antas blokkeringsforholdet å være neglisjerbart for sammenligningen.

Korreksjoner for fri væskeoverflate kan være nødvendig dersom turbinrotoren installeres for nært den frie overflaten. Whelan et al. [22] undersøkte korreksjoner som tar høyde for blokkeringer i begrensede tverrsnitt for turbiner. Blokkeringseffektene av tankbunnen ble neglisjert i undersøkelsen. Dersom avstanden til den frie overflaten er for kort, vil turbinen redusere vannhøyden i bakkant av rotorplanet med økende strømningshastighet [22, s. 282]. Det er utført undersøkelser i MarinLab med actuator disk for å undersøke effekten av fri væskeoverflate. Bjørnsen [23] undersøkte en actuator disk med diameter, $D = 0.2$ m, med innstrømningshastighet 0.5 m/s, og hvilke effekter fri væskeoverflate medførte på det vertikale hastighetsprofilen. Konklusjonen var at $1.50D$ avstand mellom senter av disken til vannoverflaten var tilstrekkelig for å minimere effekten av fri væskeoverflate [16, s. 19]. Som det beskrives i seksjon 5.2 er lengden $L = 1$ m fra fri væskeoverflate til turbinrotorens senter, og dette tilsvarer $\sim 1.43D$ for MarinLab-turbinen. Forskjellen anses som ikke signifikant, og effekten av fri væskeoverflate under de eksperimentelle undersøkelsene med MarinLab-turbin anses som ubetydelig.

2.6 Lineær bølgeteori

For å undersøke effekter av bølgelaster kan det brukes lineær bølgeteori for å karakterisere bølgefeltet. For bølger som befinner seg på dypt eller endelig vann dyp med en bølgehøyde H som er betydelig lavere enn bølglengden λ , kan lineær bølgeteori benyttes. Det antas

idealisererte forhold uten eksterne effekter, havbunnen er horisontal og konstant, fri vannoverflate med jevnt trykk under den frie overflaten, væsken har konstant tetthet og ikke-viskøs, og bølgelengden er lang nok til at overflatespenningen er ubetydelig. Lineære bølger er dermed gitt som

$$\eta(x, t) = \alpha \sin(\omega t - k x) \quad (25)$$

hvor η er avhengig av tid, t , og retningen for bølgepropageringen, x , α er bølgeamplituden, ω er vinkelfrekvensen til bølgen, k er bølgetallet gitt som $k = \omega^2/g = 2\pi/\lambda$, hvor g er gravitasjonskonstanten og λ er bølgelengden [24, s. 17-18].

For en gitt vanndybde, d , for bølger med ulik vinkelfrekvens, ω , sier dispersjonsrelasjonen hvilke hastighet bølgene har og hvordan de sprer seg.

$$\omega^2 = g k \tanh(k d) \quad (26)$$

Dette er nyttig for å klassifisere bølgekaraktistikk. Det inndeles gjerne i bølger på dypt vann, bølger i endelig vanndyp og bølger i grunt vann [17, s. 77-78], og dette inndeles tilnærmet slik

- Dypt vann bølger: $kd > \pi$ eller $d/\lambda > 1/2$
- Endelig vanndyp bølger: $\pi/10 < kd < \pi$ eller $1/20 < d/\lambda < 1/2$
- Grunt vann bølger: $kd < \pi/10$ eller $d/\lambda < 1/20$

2.7 Morison ligning

For å estimere totale krefter på slanke konstruksjoner kan Morison ligning benyttes. Morison ligning (ligning 27) gir et bidrag fra indre krefter (inertia) og et bidrag fra dragkrefter på en liten stripe dz

$$dF = \rho C_M \frac{\pi D^2}{4} \dot{U} dz + \frac{1}{2} \rho C_D D U |U| dz \quad (27)$$

hvor ρ er tetthet i fluidet, \dot{U} og U er henholdsvis vannpartikkelakselerasjon og vannhastighet, D er rotordiameter, C_M er massekoeffisient og C_D er dragkoeffisient [25, s. 87].

Keulegan–Carpenter tall (KC) er et dimensjonsløst tall som representerer forholdet mellom indre krefter og dragkrefter i en oscillerende strømning. KC tallet er gitt som

$$KC = \frac{U T}{D} \quad (28)$$

hvor U er amplitude bølgehastighet og innstrømningshastighet, T er perioden til den oscillerende strømmingen og D er rotordiameter. Med Keulegan–Carpenter tallet kan Morison ligning forenkles. Ved $KC < 3$ er drag-bidraget ubetydelig sammenlignet med bidraget fra indre krefter i Morison ligning og drag-bidraget kan neglisjeres. På den andre siden er det ikke bidrag fra indre krefter i en ordinær strømning [17, s. 85].

Tilpasset Morison ligning

Morison ligningen kan tilpasses som følger av bølge- og strømningslaster på undervannsturbiner, og det er gjort flere undersøkelser med tilpassede Morison ligninger. Verley et al. [26] foreslo å behandle motstanden fra bølger og innstrømning hver for seg, hvor det introduseres en dragkoeffisient for gjennomsnittsstrømmingen og en dragkoeffisient for den oscillerende bølgeinduserte belastningen. Basert på metoden i [26] viste Whelan et al. [27] at metoden var bedre til å estimere de tidsvarierende kombinerte strømnings- og bølgelastene.

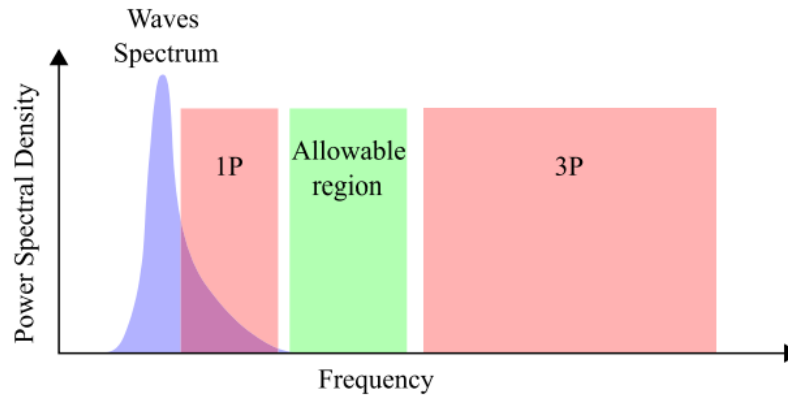
Tilleggs masse, som er relevant for oscillerende strømninger i vann, er en hydrodynamisk effekt som virker på turbinen. Oscillerende turbinbevegelser akselererer vann som fører til økt effektiv masse. Dette opptrer i tillegg til den fysiske massen til turbinen. For å ta høyde for tilleggs massen til en turbin kan det benyttes volumet av en sfæroide (kule) [25, s. 87]. Basert på [25] er tilleggs massen for en modellturbin i oscillerende vannstrømning $m_a = 1/6\rho\pi D^3$. Tilleggs massen inkluderes i ligning 29 for Morison ligning som tilpasses MarinLab-turbinen

$$F(t) = \rho C_M \frac{\pi D^3}{6} \dot{U}(t) + \frac{1}{2} \rho C_D \frac{D^2}{4} U(t) |U(t)| \quad (29)$$

hvor C_M er massekoeffisient inkludert tilleggs massekoeffisient gitt som $C_M = 1 + C_a$.

2.8 Frekvensområder for vindturbiner og offshore-strukturer

Egenfrekvensen til en offshore-vindturbin er fundamentalt i en designprosess, fordi dette gjør det mulig å unngå resonans. Resonans oppstår når systemets egenfrekvens blir eksitert av ytre påvirkninger med tilsvarende frekvens, som kan forårsake strukturelt sammenbrudd eller degradering over tid som medfører utmatting. Derfor er det viktig å holde systemets egenfrekvens utenfor frekvensområder hvor resonans kan eksiteres. Quevedo-Reina et al. [28] beskriver frekvensområder som er utsatt for resonans for en bunnfast offshore-vindturbin som vises i figur 6. Rotorfartens område (1P) og overgangsfrekvensen (3P) er kritisk for resonans med strukturens egenfrekvens. Dette medfører et smalt frekvensområde hvor egenfrekvensen til systemet bør befinne seg [28, s. 1].



Figur 6: Tillatt egenfrekvens-område (grønt område) for en bunnfast offshore-vindturbin, med rotorfarten (1P) og overgangsfrekvensen (3P) og bølgespekteret. [28, s. 2].

Som figur 6 viser er bølgespekteret til en sjøtilstand også av betydning for egenfrekvensen til systemet. Bølgespekteret gir informasjon om energitettheten som en funksjon av bølgefrequensen av sjøtilstanden. Ofte benyttes Pierson-Moskowitz-bølgespekter (PM) for en fullt utviklet sjøtilstand eller JONSWAP-bølgespekter for utviklende sjøtilstander.

For flytende vindturbiner er det relevant med egenfrekvenser i frihetsgradene og ulike plattformer vil respondere forskjellig. Wu et al. [29] beskriver plattformer som undersøkes eller benyttes i dag i forbindelse med havvind. Generelt inndeles det i tre hovedkategorier [29, s. 380-381]:

- Strekkstagplattform (TLP),
- Spar bøye (Spar bouy),
- Halvt nedsenkbar plattform med trefotsstruktur (Tripod).

Strekkstagplattform er stramt forankret med strekk i vertikal retning, mens Spar bøye og halvt nedsenkbar plattform er slakt forankret. Den første flytende vindturbinen ble installert utenfor Italia i 2008 av Blue H Technologies. Kapasiteten var 80 kW og var bygget på et TLP-fundament. Året etter installerte Equinor, den gang Statoil, Hywind utenfor Karmøy. Turbinen var bygget på en spar bøye, og hadde en kapasitet på 2.3 MW. I 2011 ble WindFloat utviklet av Principle Power Inc. Dette var en 2 MW turbin fra Vestas, og turbinen ble installert på en halvt nedsenkbar plattform utenfor kysten av Portugal [29, s. 380]. Senest i fjor installerte Equinor Hywind Tampen i Nordsjøen. Vindparken, som består av elleve turbiner, skal forsyne Snorre- og Gullfaks-feltene med elektrisk kraft. Vindturbinparken er

bygget på spar bøyer [30].

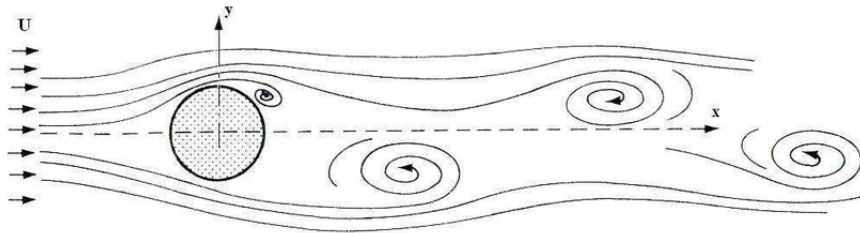
Konstruksjonene medfører karakteristiske egenfrekvenser i de forskjellige frihetsgradene. Egenfrekvensene kan bli eksitert av et bølgetog med en frekvens, men også sum- og differansefrekvenser av bølger som kan eksitere strukturelle bevegelser. Dersom en enkelt bølgefrequens, differansefrekvens eller sumfrekvens sammenfaller med egenfrekvensen til strukturen, kan selv bølgefrequenser med lite energi på bølgespekteret generere store bevegelser i strukturen.

2.8.1 Virvelinduserte vibrasjoner

Virvelinduserte vibrasjoner (VIV) oppstår som følge av oscillerende virvelavløsning fra en sylinder som befinner seg i en fluidstrømning. Påfølgende oppstår oscillerende krefter vinkelrett på strømmingen og strukturen. For faste strukturer som turbiner, kan virvelinduserte vibrasjoner relateres til det dimensjonsløse tallet *Strouhals tall*. Strouhals tall er avhengig av Reynoldstallet, men med Reynoldstall i området $300 - 2 \cdot 10^5$ er Strouhals tall antatt å være relativt konstant ~ 0.2 [31, s. 576]. Strouhals tall er gitt som

$$S_t = \frac{f_v D}{U} \quad (30)$$

hvor f_v er dominerende virvelindusert frekvens, D er tårndiameter og U er innstrømningshastighet. I figur 7 illustreres VIV på en vertikal sylinder.



Figur 7: Illustrasjon av virvelinduserte vibrasjoner (VIV) på en vertikal sylinder. Hentet fra [32].

2.8.2 Estimert egenfrekvens

Arany et al. [33] undersøkte en metode for å estimere egenfrekvens for en monopel-havvindturbin, og metoden ble validert av eksperimentelle målinger på flere havvindturbiner med under 3.5 % avvik. Egenfrekvensen (ligning 31) til MarinLab-turbinen estimeres med denne metoden, og uttrykkes

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (31)$$

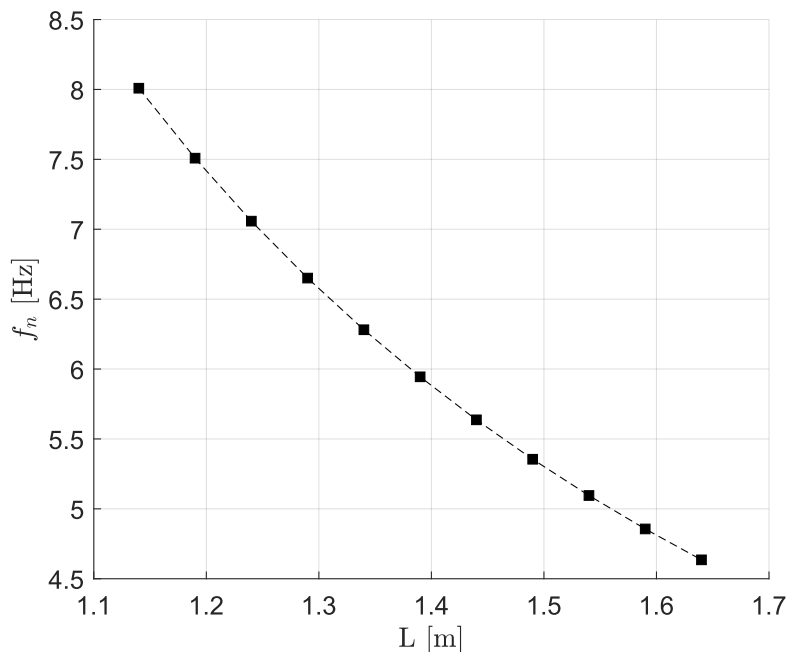
hvor k er fjærkonstanten og fremgangsmåten tilpasses MarinLab-turbinen. Turbinen befinner seg i vann og det er aktuelt å inkludere tilleggsmasse m_a og oppdrift m_o , slik at

$$m = m_{Turbin} + m_a + 1/2 m_{Tårn} - m_o.$$

Fjærkonstanten utregnes med ligning 32 gitt som

$$k = \frac{3 E I}{L^3} \quad (32)$$

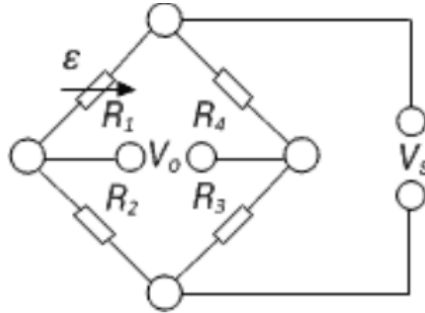
der E er elastisitetkonstanten til materialet [GPa], I er andre arealmoment for strukturen [m⁴] og L er karakteristisk lengde [33, s. 24]. Parameterne for turbinen er: $E = 69$ GPa, $I = 1.67 \cdot 10^{-6}$ m⁴ og $L = [1.14, 1.64]$ m. Karakteristisk lengde undersøkes fra nacellen til avstiveren (1.14 m), og fra nacellen til total tårnlengde (1.64 m) (se figur 23). Det observeres bevegelser i jag- og svai-retningene under testingen, fordi avstiveren ikke gjør systemet helt rigid. Dette er årsaken til at det undersøkes flere lengder som kan påvirke egenfrekvenser til turbinen. Tilleggsmassen beregnes $m_a = 1/6\rho\pi D^3$ fra seksjon 2.7, og estimerte egenfrekvenser vises i figur 8.



Figur 8: Estimert egenfrekvens, f_n , for MarinLab-turbinen.

2.9 Lastceller

For å måle krefter og dreiemoment eksperimentelt benyttes lastceller. En lastcelle måler strekk i en mekanisk struktur ved å måle endring i elektrisk resistans. Lastcellen bruker strekkklapper for å måle strekket. Lastceller består ofte av fire lastcelle-elementer som former en *Wheatstone bro-kobling*, som vises i figur 9. I kretsen er R_1 , R_2 , R_3 og R_4 resistanser, spenningssignalet er V_S , utgangsspenningen er V_0 og ε med pil over indikerer det aktive elementet hvor strekkklappen er koblet inn [34].



Figur 9: Wheatstone bro-kobling med fire resistorer hvor et element er aktivt. Hentet fra [34].

Basert på figur 9 kan påført spenningssignal V_S på brokoblingen dele spenningssignalet over seriekoblingen av R_1 , R_2 og R_3 og R_4 . Når brokoblingen er balansert, er utgangsspenningen V_0 lik null. Endring ΔR_1 for R_1 , som følge av belastning på lastcellen, medfører at brokoblingen er ubalansert. Utgangsspenningen V_0 er dermed gitt som

$$V_0 = V_S \left(\frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right) \quad (33)$$

det forutsettes for strekkmålinger at forholdet R_1/R_2 , og R_3/R_4 er identiske når R_1 er uten belastning [34].

3 Tidligere vitenskapelige undersøkelser

Det er utført flere vitenskapelige undersøkelser med vindturbiner og tidevannsturbiner både med numeriske- og eksperimentelle metoder. Denne delen vil beskrive tidligere arbeid som masteroppgaven bygger videre på.

3.1 Numeriske undersøkelser

For å bedre forstå sammenhengen mellom frekvens effekter, bølgebelastning, strukturell belastning og aerodynamikk for havvind er det utviklet flere numeriske programmer. Det internasjonale energibyrået (IEA) initierte et prosjekt for å numerisk undersøke og utvikle programmer for havvind. Målet var å estimere ytelse og belastning for havvind-turbiner med forskjellige turbinfundament. Prosjektet bygget videre på numeriske metoder utviklet for landbaserte vindturbiner. Flere forskningsmiljøer deltok i prosjektet som ble kalt Offshore Code Comparison Collaboration (OC3). Resultatene viste generelt at de numeriske kodene hadde likheter, men avvik mellom kodene ble også diskutert. OC3 har senere utviklet seg til flere prosjekter for å forbedre numeriske modeller ytterligere for havvind [35, s. 1-2].

Jonkman et al. [36] utførte en analyse med det numeriske programmet FAST for en flytende vindturbin med tre plattformer. Plattformenes innflytelse på vindturbinen ble sammenlignet med en identisk landbasert vindturbin [36, s. 560]. Resultatene viste ingen signifikant forskjell i belastning mellom plattformene, foruten om tårnlasten med den ene plattformen. Konklusjonen ble at den induserte lasten, som følge av frihetsgrader, medførte økt belastning på samtlige flytende turbiner sammenlignet med turbinen på land. Turbinkomponenter krever dermed ytterligere strukturell styrke for flytende havvind i forhold til landbasert vindkraft [36, s. 568]. Coulling et al. [37] undersøkte om FAST kunne valideres av et nedskalert eksperimentelt forsøk. Det ble benyttet en 1/50-modell av en halvt-nedsenkbar flytende plattform (DeepCwind). Prosjektet ble utført i et vind- og bølgebasseng initiert av Universitetet i Maine. Resultatene viste at programmet kobler sammen mye av dynamikken i et flytende vindturbinsystem. I tillegg foreslås forbedringer for FAST, men også generelt om eksperimentelle prosedyrer for å øke nøyaktigheten av numeriske metoder for flytende vindturbinsystemer [37].

Pinon et al. [38] benyttet *Computational Fluid Dynamics* (CFD) for numerisk analyse av to forskjellige tidevannsturbiner med horisontale akslinger, hvor den ene turbinen er hentet fra Bahaj et al. [39]. Det ble undersøkt effektkoeffisienter, skyvekraftkoeffisienter og karakterisering av vake for turbinene. De numeriske beregningene ble sammenlignet med

andre numeriske- og eksperimentelle undersøkelser [38, s. 111]. Undersøkelsen viser at effekt- og skyvekraftkoeffisient har god overensstemmelse ved stigende TSR -verdier. Ved videre økning i TSR avviker resultatene fra andre, hovedsakelig fordi koden ikke var ferdig utviklet for dette området. Vakekarakteriseringen ble utført med ustabile og tredimensjonale vaker. Hastighetskart og profiler bak turbinen stemte godt overens både kvalitativt og kvantitativt med eksperimentelle undersøkelser [38, s. 125].

3.2 Eksperimentelle undersøkelser

Eksperimentelle undersøkelser er avgjørende for å validere numeriske metoder, men småskala eksperimenter kan også gi realistiske sammenhenger for fullskala-modeller. En eksperimentell undersøkelse i vindtunnel ble gjennomført av Krogstad et al. [5] for en vindturbin. Eksperimentet benyttet en nedskalert turbin med 0.9 m rotordiameter, hvor det ble undersøkt turbinytelse og nær nedstrømsvake. Hastighetsfeltet ble målt nedstrøms i vaken ved forskjellige TSR -verdier. Det ble også undersøkt ulike gir-vinkler, som viste at økende vinkel resulterte i redusert effekt- og skyvekraftkoeffisienter. Hastigheten i vaken var sterkt påvirket av TSR og gir-vinkel, og ved økende vinkel ble vaken smalere og styrt i samme retning. Med økende avstand nedstrøms ble det funnet at hastighetsfeltet var avhengig av TSR og mer markert ved høye verdier [5, s. 743].

Payne et al. [9] designet, fabrikkerte og testet en bunnfast tidevannsturbin i en slepetank. De undersøkte dynamiske effekter på en modellturbin. Hovedformålet med undersøkelsen var å undersøke turbinenes blad- og akslingslaster forårsaket av strøm og bølger. Modellturbinens diameter var 1.2 m, horisontal aksling med tre blader. Modellturbinen og forskningsmulighetene den medfører, viste seg å være et velfungerende system for å undersøke blad-, akslings- og tårnlaster på turbiner [9, s. 312-326].

Bahaj et al. [39] undersøkte om to numeriske programmer sammenfalt med eksperimentelle undersøkelser for en modellturbin i en slepetank og en vindtunnel. Programmene er basert på BEM-teori. De eksperimentelle undersøkelsene resulterte i målinger av kraft på rotorakslingen og skyvekraft på turbinen, som ble testet med forskjellige bladvinkler og slepehastigheter. Resultatene fra de numeriske simuleringene ble sammenlignet med eksperimentell data [39, s. 2479]. De konkluderte med at riktige korreksjoner gjør slepetank-forsøk anvendelig for sammenligning med numeriske programmer. Resultatene var tilfredsstillende nøyaktig sammenlignet med den eksperimentelle turbinens ytelse, slik at de numeriske programmene kan benyttes i tilsvarende studier. Samtidig ble det funnet at den ene numeriske metoden

hadde en tendens til å overestimere turbineffekten, mens det andre programmet underestimerte skyvekraften. Resultatene fra sammenligningen viser at det er nyttig å utvikle numeriske programmer for vindturbin- og tidevannsteknologi [39, s. 2489].

Gaurier et al. [10] undersøkte virkningene på en modellturbin med ulike hydrodynamiske testfasiliteter. Testprogrammet var en del av EC FP VII MaRINET, som ble utført i to slepetanker og to sirkulerende vanntanker av svært forskjellig størrelse. Turbinytelsen i form av dreiemoment, dragkraft og strømningshastigheter viste lignende resultater uavhengig av testfasilitetene. Dette til tross for observerte individuelle svingninger i dreiemoment- og dragkraftmålinger under testingen. De viktigste parameterne som påvirker ytelsen for turbinen ved de forskjellige fasilitetene ble identifisert. Blokkeringsforholdet, som er turbinstørrelsen i forhold til fasilitetens tverrsnitt, var signifikant og hadde betydning for flere av undersøkelsene [10, s. 87]. Undersøkelsene i [10] er svært relevant opp mot undersøkelsen i denne masteroppgaven, og flere av resultatene vil sammenlignes direkte i resultatene.

-Denne siden skal være blank-

4 Utvikling og design av turbin

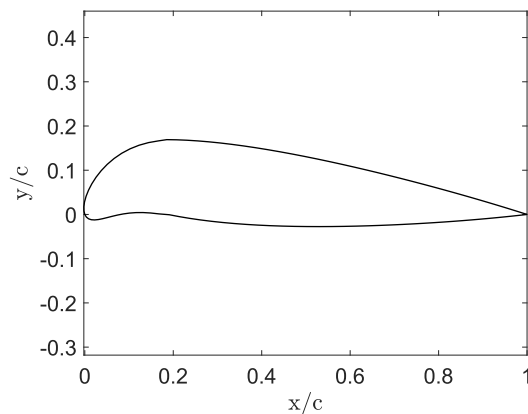
I følgende seksjon beskrives turbinen som utvikles, produseres og testes i masterprosjektet. Turbinen baseres på designet utarbeidet av Arntzen et al. [40], hvor det ble laget blant annet arbeidstegninger og 3D-modellerte deler. Dette prosjektet fortsetter med utvikling og produksjon av turbinen som kalles MarinLab-turbin. Produksjonen er inspirert av Payne et al. [9], som utarbeidet en fremgangsmåte for produksjon av en nedskalert tidevannsturbin instrumentert for dreiemoment- og skyvekraftundersøkelser. Generelle parametere for MarinLab-turbinen presenteres i tabell 3.

Tabell 3: Generelle parametere for MarinLab-turbin.

Parameter	Verdi
Vingeprofil	NACA 63-418
Rotor radius, R_{Rotor}	0.350 m
Nacelle diameter (Boss/Housing)	0.095 m / 0.078 m
Nacelle lengde	0.760 m
Tårn lengde (under vann/til avstiver/totalt)	1.000 m / 1.140 m / 1.640 m
Tårn diameter (ytre/indre)	0.050 m / 0.045 m

Rotorbladgeometri

Som vist i tabell 3 er vingeprofilet basert på NACA 63-418-serien. Bladgeometrien for vingeprofilene er identisk med Gaurier et al. [10] og detaljert bladgeometri finnes i [10, s. 6]. Vingeprofilet NACA 63-418 vises i figur 10.



Figur 10: Vingeprofil NACA 63-418 som turbinrotoren er laget av.

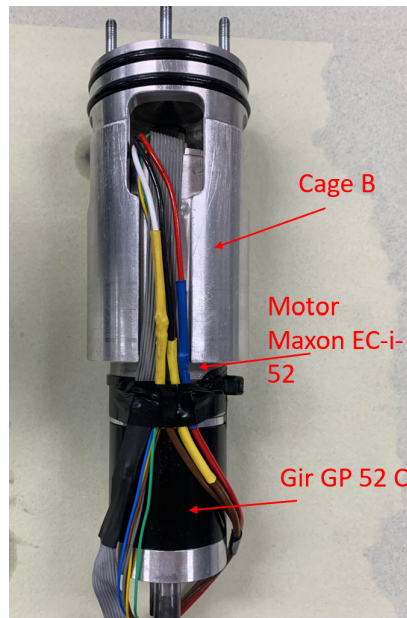
4.1 Drivlinje og elektriske komponenter

MarinLab-turbinen har den drivlinje med stor motstand og turbinen roterer ikke kun med vannmassens innstrømning. Derfor benyttes en elektrisk motor for å bidra med rotasjon og som kan virke som generator ved produksjon av strøm. Videre beskrives drivlinjen og elektroniske komponenter som MarinLab-turbinen består av.

Elektromotor og gir

Den elektriske motoren er av typen Maxon EC-i-52 [41]. Motoren er børsteløs med integrert hall sensor. Børsteløs vil si at strømkilden leverer strøm direkte til statorviklingene, og hall sensoren informerer om rotorens kontinuerlige posisjon. Motoren er tilkoblet et gir av typen GP 52 C som overfører kraften fra elektromotoren til akslingen. Girforholdet er 12 : 1. Det monteres en kjevekobling for overføring av kraft mellom drivakslingen og turbinrotoren, med formål om å redusere momentankrefter på systemet.

Når elektromotoren brukes som generator forventes det produsert effekt. Dette fører til generert varme, som må avkjøles for ikke å resultere i overoppheting av motoren. Derfor omkranses elektromotoren av en aluminiumskonstruksjon som er i direkte kontakt med det ytterste laget av nacellen. Påfølgende er det ingen isolerende lag med luft, som gir en kjølede effekt fra vannet til elektromotoren [40, s. 11]. I figur 11 vises Maxon EC-i-52, GP 52 C og aluminiumskonstruksjonen som overfører varme fra motoren til vannet.



Figur 11: Motor Maxon EC-i-52, gir GP 52 C og *Cage B* (se tabell 5) som omkranser motoren.

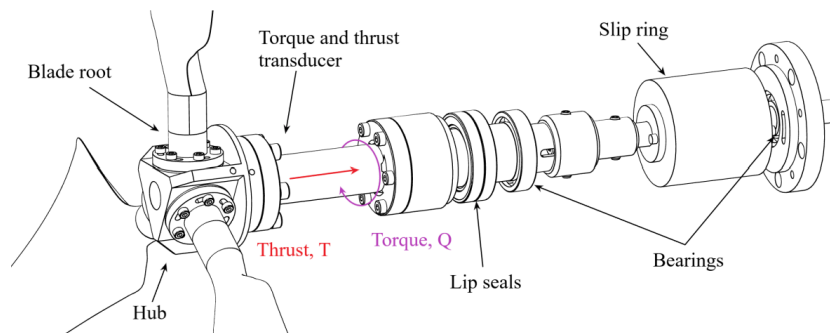
Skyvekraft-dreiemoment-sensor

For å måle skyvekraft og dreiemoment under eksperimentene installeres en skyvekraft-dreiemoment-sensor (QT-sensor) på turbinens drivlinje. QT-sensoren er av type 297 [42]. Sensoren har flenser på begge sider for montering, og QT-sensoren installeres i bakkant av rotoren for å unngå usikkerhet og friksjon i forbindelse med kulelager. Ifølge [42] er sensoren laget for vindturbiner, men er designet med tetning ved begge flenser og er dermed vanntett. QT-sensorens sensitivitet er basert på et HBM QuantumX type MX840, mens datainnsamlingen benytter cDAQ-system (Compact Data Acquisition) som er integrert i MarinLab. I tabell 4 vises målområdet og sensitiviteten for QT-sensoren [42, s. 4-6].

Tabell 4: Målområdet og sensitivitet til QT-sensoren fra [42].

Sensorsignal	Måleområde	Sensitivitet
Dreiemoment	5.000 Nm	0.006 Nm
Skyvekraft	100.00 N	0.23 N

I figur 12 er sensoren plassert rett i bakkant av rotornavet som anbefalt [42].

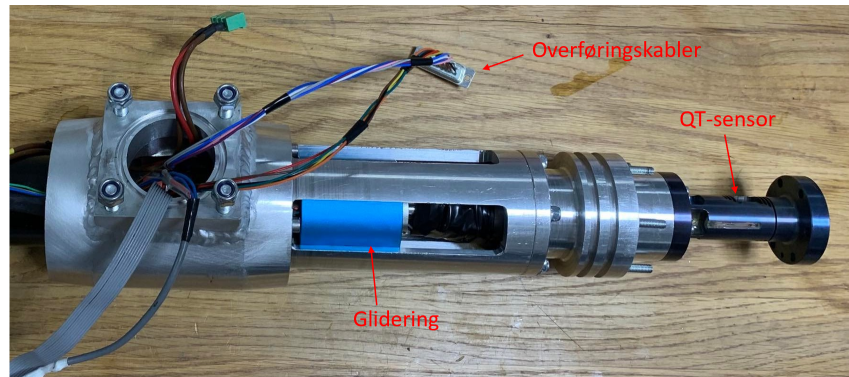


Figur 12: QT-sensor lokalisert rett i bakkant av rotorplanet [40, s. 10].

QT-sensoren og glideringen loddessammen på en kobling som medfølger QT-sensoren. Dette er utfordrende siden den er svært liten. Etter monteringen av sensoren foretas en funksjonstest. Det viser seg at det ikke registreres skyvekraft-signaler. Dreiemoment registreres som forventet. Kablingen og monteringen av disse komponentene var svært utfordrende og tidkrevende. Etersom det er et tidsskjema velges det å beholde sensoren som den er, uten skyvekraft-signaler, men med dreiemoment-signaler. Som det senere vil bli forklart under eksperimentell metode benyttes en lastcelle i tårnet som måler skyvekraft, så eksperimentene kan gjennomføres uten skyvekraft-signaler fra QT-sensoren.

Glidring

For å overføre signalene fra QT-sensoren og videre i systemet installeres en glidring av typen Senring H1256 Series [43]. Dette er en hul glidring som monteres på akslingen. Signalene overføres mellom roterende- og stasjonær side av glidringen. Fra den stasjonære siden kan signaler overføres i vanlige kabler. Glidringen og dens posisjon i turbinen vises i figur 13.



Figur 13: Glidring, montert i MarinLab-turbinen. Signalene overføres fra QT-sensoren til glidringen og videre i overføringskablene.

Kontroller

For å kontrollere og regulere Maxon EC-i-52 motoren med konstant rotasjonshastighet benyttes EPOS4 Compact 50/15 CAN, også kalt kontroller. Dette er en digital posisjonskontroll-enhet [44]. Den består av en modul og et tilkoblingsbrett som til sammen blir kontrollenheten. Kontrolleren vises i figur 14.



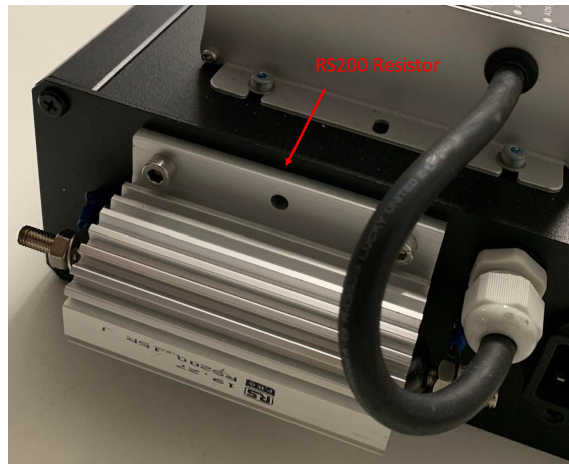
Figur 14: Kontrolleren som kontrollerer Maxon EC-i-52 motoren.

Kontrolleren styres med seriell kommunikasjon (RS232), med en overgang til Ethernet-kabel som overfører videre til PC. Dette begrenser oppdateringshastigheten fra encoderen, og på grunn av begrensningene tas det 4 sampler fra encoderen i løpet av 80 ms, for å gi en gjennomsnittshastighet. Koblingskjema for styringskretsen vises i vedlegg B. Seriell-tilkoblingen

kobles til plugg X10 på kontrolleren. Strømtilførselen går gjennom en adapter til likestrøm og spenningen reduseres til 24 V, for så å tilkobles plugg X1 på Epos4 (kontrolleren). Maxon EC-i-52 motoren tilkobles plugg X3b som samtidig tilkobles jording. Hall-sensoren tilkobles plugg X4 og encoderen tilkobles plugg X5.

Resistor

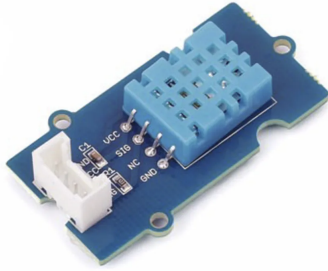
Strømtilførselen er beregnet for å forsyne strøm og ikke for å ta imot strøm. Derfor tilkobles resistoren RS 200 Aluminium Housed Resistor [45] i kretsen som i vedlegg B. Resistoren tar opp strømmen som turbinen produserer. Resistoren vises i figur 15 og er tilkoblet turbinens strømforsyning i parallell med kontrolleren. Resistoren er beregnet for effekt 200 W og har resistans $R = 50 \text{ k}\Omega$. Overflatetemperaturen øker raskt ved belastning og ved 200 W kan temperaturen stige opp mot 150 °C. Dermed begrenses belastningen av resistoren med en trykknapp for aktivering og deaktivering mellom kjøring.



Figur 15: Resistor RS200 som er montert på boksen til kontrolleren. Det er to tilkoblingspunkter, et på hver side av resistoren for å koble resistoren i kretsen. Trykknappen for aktivering og deaktivering plasseres på siden av slepevognen for enkel tilgang.

Digital temperatur- og fuktighetssensor

Etter design av turbinen er den teoretisk beskyttet mot vanninntrengning. Det er derimot ingen garanti for at dette vedvarer. Derfor installeres en digital temperatur- og fuktighetssensor i tårninnfestningen av typen DHT11 [46]. Sensoren vises i figur 16.



Figur 16: Sensor DHT11 som måler fuktighet og temperatur. Sensoren plasseres i overgangen mellom Tower og Boss.

Temperatur- og fuktighetssensoren kobles til en Arduino-kontroller for å samle data til LabVIEW. Sensoren tar målinger hvert andre sekund av temperatur og fuktighet. Hvis sensoren registrerer et høyt nivå av fuktighet ($> 80\%$), utløses et lydssignal. Denne funksjonen sikrer kontinuerlig overvåking. Sensoren plasseres så nært motoren som fysisk mulig.

4.2 Produksjon av turbindeler

Turbindelene produseres på et verksted på HVL med maskinering i hovedsakelig dreie- og fresemaskin. For sammenføring av deler med korrekte pasninger starter produksjonen med de innerste delene. Videre lages neste del basert på ytre dimensjoner. Produksjonen er iterativ og krever flere tilpasninger og endringer. I tabell 5 listes delene i produksjonsrekkefølgen.

Tabell 5: Produserte deler til MarinLab-turbin, delenummer, samt sidennummer for arbeidstegninger.

Delennummer	Turbindel	Sidenr. arb.tegning
1	Driveshaft 1	83
2	Shaft Coupling	84
3	End Plate Forward	85
4	Driveshaft 2	86
5	Bearing Seal Housing	87
6	Cage	88
7	Tower Flange	89
8	Turbine Housing Forward	90
9	Bearing Housing Rear	91
10	Boss	92
12	End Plate Rear	93
11	Motor Holder Flange	94
13	Cage B	95
14	Turbine Housing Rear	96
15	Spacer	97
16	Tower	98
17	Transducer Cover	99
18	Nosecone	100
19	Sphere 3D	101
20	Blade Holder	102
21	Blade	103
22	Sensor Connector	104
17	Tower Flange Extra	105

I [40] er de originale arbeidstegningene til MarinLab-turbinen. Det velges å beholde *Transducer Cover* og *Sphere 3D* i 3D-printet plastmateriale. Det beholdes også *Blade* og *Sensor Connector*, som er produsert i aluminium til en tidligere utgave av turbinen. Samtlige arbeidstegninger er vedlagt for å komplimentere turbinen i vedlegg A.

4.2.1 Tilpassing og endringer av deler

Underveis i deleproduksjonen og utviklingen oppdages det behov for endringer og tilpassinger av turbindelene. Designarbeidet utføres i Autodesk Inventor [47] og Creo Parametric [48], og delene designes med toleranser og pasninger etter standarden til toleransesystemet ISO 286 som beskrevet i [49]. I tabell 6 oppsummeres enkelte endringer som er gjort i forhold til originale arbeidstegninger. Det er gjort flere endringer på delene som unnlates å beskrives da dette tilfører lite nytteverdi. For ytterligere detaljer se arbeidstegningene i vedlegg A.

Tabell 6: Oppsummering av enkelte tilpasninger og endringer med referanse til originale arbeidstegninger [40].

Turbindel	Beskrivelse
Bearing Seal Housing	Smørenippelen (SBHGN A M6 IS 4009 (Part I)) fjernes fra Bearing Seal Housing. Det monteres et kulelager (SKF 2RS161905-2RS1) som er helt lukket uten behov for påfyll av smøremiddel.
Cage	Det endres til fire sporåpninger mellom flensene, men sporgeometrien beholdes identisk. Fresingen av de originale fem sporene er ikke gjennomførbart med fresemaskinen.
Cooling Sleeve	Tilsvarende som Cage, endres det til fire sporåpninger, men med samme sporgeometri. Mer materiale øker også varmeoverføringsevnen fra motoren til vannet.
Nosecone	Designet modifiseres til samme diameter som Turbine Housing Forward for sømløs overgang mellom delene.
Tower Flange Extra	Ekstra maskinert del som følge av lekkasjer (som beskrives i seksjon 4.5). Delen sveises til Boss for tetting, og tetting mellom turbin og tårn sikres med O-ring 50 mm x 3.5 mm mellom Tower Flange Extra og Tower Flange.

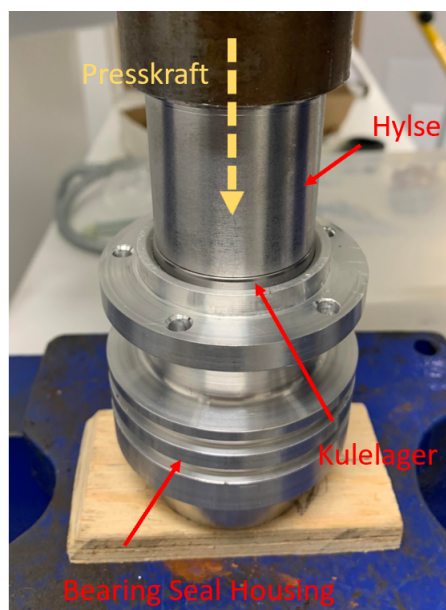
4.3 Montering av turbindeler

Følgende del beskriver fremgangsmåten for montering av deler med spesiell fremgangsmåte.

Bearing Seal Housing

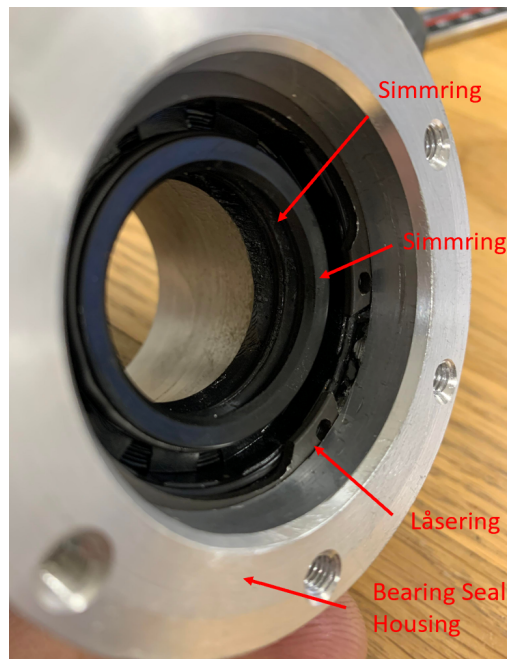
Bearing Seal Housing tetter mot vanninntrengning og holder drivakslingene og kulelager i posisjon. Komponentene monteres som beskrevet i [40, s. 60], men monteringen tilpasses utstyrets begrensinger og endringer som er gjort under produksjonen. Det benyttes presskraft for montering. Kulelager SKF 61905-2RS1 presses inn i *Bearing Seal Housing* som vist i figur 17. Siden konstruksjonsmaterialet (aluminium) har lav flytegrense, benyttes et trestykke

på undersiden for å beskytte *Bearing Seal Housing* mot deformasjon under pressingen. En hylse benyttes som mellomstykke på kulelagerets ytter-ring for å presse kulelageret i rett posisjon.



Figur 17: Pressing av kulelager inn i *Bearing Seal Housing*. Nesten hele lageret er presset inn i turbindelen på bildet.

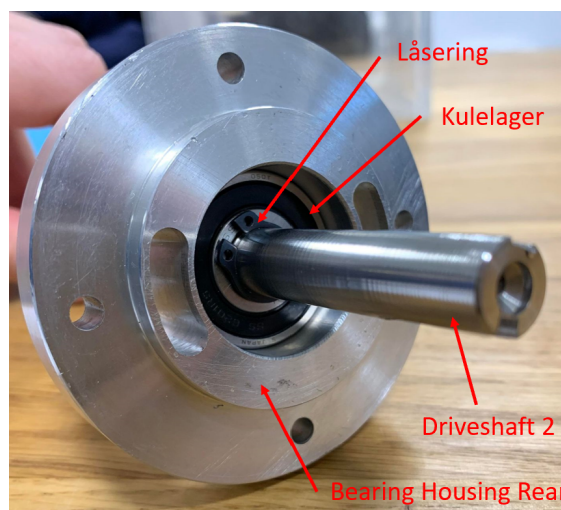
Videre monteres to simmeringer med dimensjoner 30 mm x 47 mm x 7 mm og en låsering med dimensjon 48 mm x 1.75 mm som anvist i [40, s. 60]. Simmringene presses også inn i *Bearing Seal Housing* med tilsvarende teknikk som kulelageret. Det benyttes også en hylse som presser på ytterringen av simmringen. Den innerste simmringen monteres med fjæren innover, og den ytterste simmringen monteres med fjæren utover i *Bearing Seal Housing*. Låseringen klemmes sammen og låser simmringene i posisjon. Montasjen i *Bearing Seal Housing* vises i figur 18.



Figur 18: Simmringer og låsering montert i *Bearing Seal Housing*.

Driveshaft 2 og Bearing Housing Rear

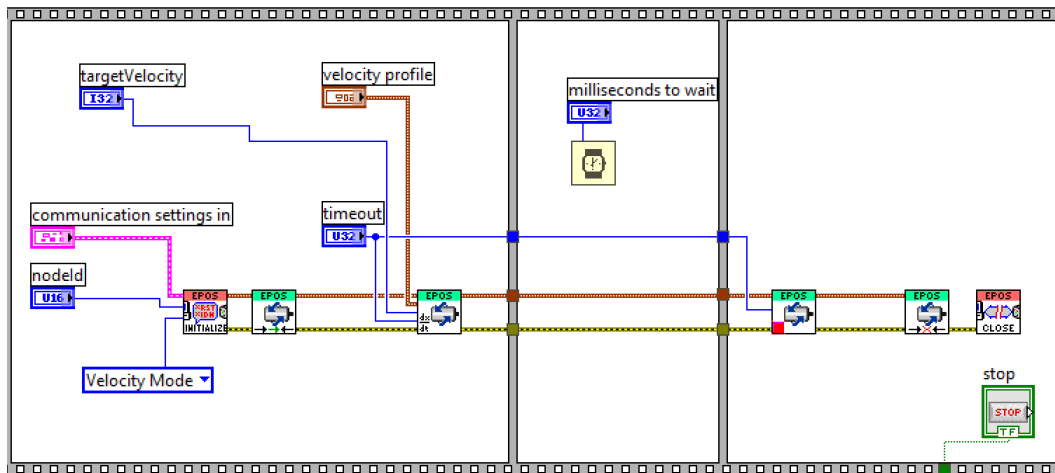
Deretter monteres kulelageret SKF 16201-2RS1 på *Driveshaft 2* med presskraft. For å forsikre at kulelageret holdes i posisjon monteres låsering med dimensjon 12 mm x 1 mm. Kulelageret monteres i *Bearing Housing Rear*. Mellom kulelageret og *Bearing Housing Rear* er det klaringspasning. For å sikre at lageret holdes i posisjon smøres Loctite 638 på indre diameter av *Bearing Housing Rear* ved anslått posisjon til kulelageret. Kulelageret føres i posisjon. I figur 19 vises monteringen mellom *Driveshaft 2*, kulelager, låsering og *Bearing Housing Rear*.



Figur 19: Kulelager montert på *Driveshaft 2* i *Bearing Housing Rear* med låsering.

4.4 Styring og kontroll for turbin

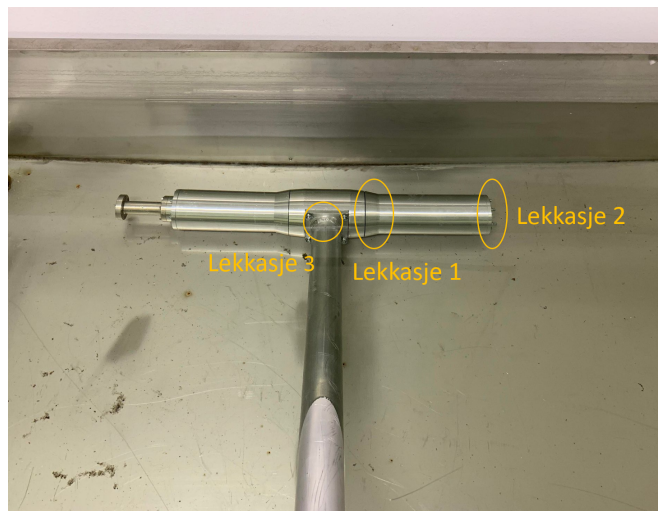
Til styring og kontroll av turbinen benyttes programvare utviklet i LabVIEW av Maxon Motors. Programmet styrer motoren Maxon EC-i-52 via koblingsskjema i vedlegg B. I figur 20 vises LabVIEW-sekvensen som underliggende styrer motoren. Programmet tilpasses og videreutvikles med flere funksjoner for blant annet registrering og opptak av data fra sensorer. *targetvelocity* er rotasjonshastigheten motoren stilles inn til. *velocity profile* er kontinuerlig registrering av rotasjonshastighet. *communication settings in* er kommunikasjonsinnstillingene mellom programmet og motoren. *Velocity mode* indikerer at motoren opererer i hastighetsmodus (andre operasjonsmoduser kan velges). *milliseconds to wait* legger til en forsinkelse i sekvensen før koden går videre. *Epos* er kontrolleren. *stop* stopper sekvensen og motorens rotasjon stopper.



Figur 20: LabVIEW-sekvens for styring av Maxon EC-i-52 motor. Programmet viser hovedfunksjonene for styring og kontroll.

4.5 Lekkasetester

Det foretas lekkasetester for å avdekke om turbinen er vanntett. Elektriske komponenter tas ut under testingen. For å detektere vannlekkasje trykkes systemet. Testen utføres i et basseng hvor nacellen og deler av tårnet ligger i vann, og en luftpumpe med trykksensor er festet på tårnet for å levere trykk. I figur 21 vises oppsettet av lekkasetester og identifiserte lekkasjer på turbinen.

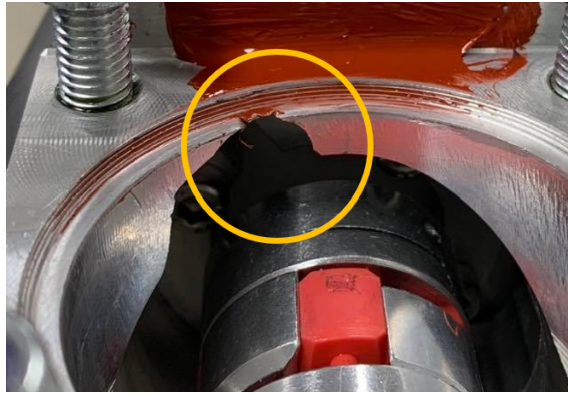


Figur 21: Identifiserte lekkasjer på MarinLab-turbin.

Den første testen viser at turbinen ikke er tett. Det observeres bobler indikert med *Lekkasje 1* i figur 21. Følgelig forkortes *Turbine Housing Rear* med 4 mm, som antas å være for lang, slik at O-ringene blir tilstrekkelig sammenpresset.

Med modifikasjonen fra første test gjøres et nytt lekkasjeforsøk. *Lekkasje 1* anses å være tett, siden ingen oksygenbobler stiger til overflaten. Imidlertid observeres oksygenbobler som stiger til overflaten som indikeres med *Lekkasje 2*. Det er to O-ringer som tetter i denne posisjonen, og den innerste O-ringene erstattes med større diameter. Samtidig observeres lekkasje fra sveisen, indikert med *Lekkasje 3*, som sveises på nytt.

Etter andre lekkasjetest er turbinen lekkasjetett til et gitt trykk, men det observeres oksygenbobler mellom *Boss* og *Tower Flange* ved høyt trykk. Lekkasjen antas å være relatert til en produksjonsskade på *Boss* som presenteres i figur 22. Løsningen på lekkasjeproblemet er å maskinere en ny flens mellom *Boss* og *Tower Flange*, som kalles *Tower Flange Extra*. Denne sveises til *Boss*. Tetningen mellom tårn og nacelle gjøres med O-ring mellom *Tower Flange* og *Tower Flange Extra*. Med disse modifikasjonene trykkes turbinen og det vises ingen tegn til lekkasje, og turbinen anses som lekkasjetett og klar til eksperimentelle undersøkelser.



Figur 22: Produksjonsskade på *Boss* indikert med gul sirkel. O-ringen presses mot overflaten som er skadet som trolig medfører lekkasjen.

-Denne siden skal være blank-

5 Eksperimentell metode

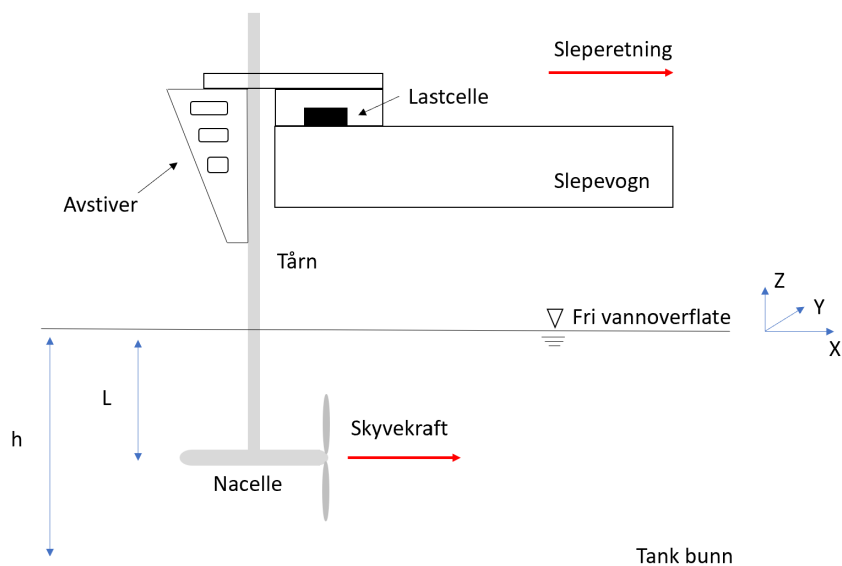
I denne seksjonen beskrives den eksperimentelle metoden for eksperimentene i MarinLab. Først beskrives testfasilitetene og testoppsettet med turbinen. Deretter beskrives utstyret som benyttes til datainnsamling inkludert kalibrering av utstyret. Det beskrives også opptak og følgelig prosessering av data.

5.1 MarinLab

Den eksperimentelle undersøkelsen utføres i MarinLab. MarinLab er en hydrodynamisk forskningsfasilitet på Høgskulen på Vestlandet ved campus Bergen. Anlegget består av et rektangulært basseng med bredde 3 m, vannhøyde 2.2 m og lengde 50 m. Tanken inneholder ferskvann med temperatur ca. 16 °C og massetetthet ca. 1000 kg/m³. MarinLab er designet av Edinburgh Design [50] og utstyrt med en bølgegenerator, to slepevogner og en bølgebryter. Bølgegeneratoren består av seks hengslede plater, som generer maksimal bølgehøyde ca. 0.5 m ved bølgelengde tilnærmet 2 s. Langsgående i tanken er det installert en slepevogn ca. 0.6 m over vannoverflaten. På slepevognen monteres testutstyret med maksimal slepehastighet 5 m/s og maksimal akselerasjon 1,2 m/s². Se [51] for utdypende informasjon om MarinLab.

5.2 Eksperimentelt testoppsett

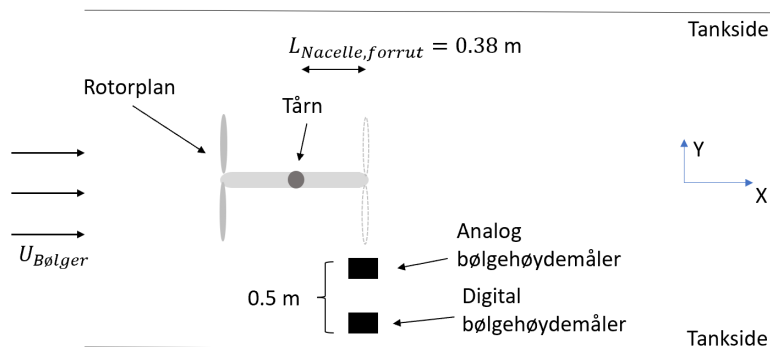
Seksjonen forklarer det eksperimentelle testoppsettet i MarinLab. I figur 23 presenteres testoppsettet for drag, skyvekraft og effekt konfigurert for turbin-målinger. Turbin monteres som presentert og kan kjøres i begge retninger ved å rotere tårnet. Lengden L er 1 m fra fri vannoverflate til senter av nacellen. Totalt vandyp H er 2.2 m. Turbinen installeres på vognen med halvparten av tank-bredden på hver side (1.5 m). Sleperetningen er positiv X-retning, og gir-vinkel er 0 °. Slepehastigheten for slepevognen stilles manuelt. Lastcellen måler last i positiv/negativ X-retning og er dimensjonert for 100 N. Lastcellen beskrives nærmere i seksjon 2.9.



Figur 23: Testoppsett i MarinLab med MarinLab-turbinen sett fra siden.

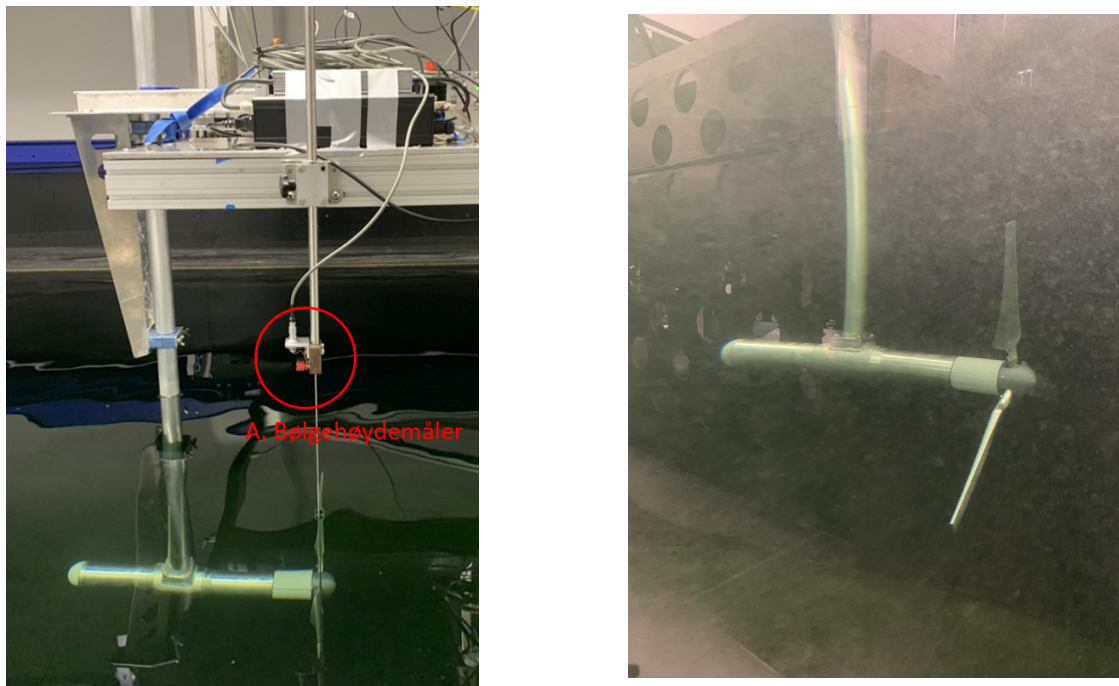
5.2.1 Testoppsett med bølgelaster og bølgehøydemålere.

For eksperimentelle undersøkelser med bølger monteres det en digital- og analog bølgehøydemåler som presentert i figur 24. Den analoge bølgehøydemåleren er synkronisert med lastcellene, og den digitale bølgehøydemåleren synkroniseres basert på fasen til den analoge bølgehøydemåleren. Innledende slepeforsøk med bølger gjøres i positiv X-retning med innhentende bølger. Turbinens rotorplan er markert med stiplede linjer for dette tilfellet. Turbinrotorens vake bryter visuelt ned de innhentende bølgene. Dette er lite gunstig for å undersøke interaksjoner mellom turbinen og bølgene, og rotorplanet roteres med gir-vinkel 180° slik som i figuren. Eksperimentene gjennomføres i negativ X-retning som medfører distanse $L_{Nacelle, forrut}$ ganger to mellom rotorplanet og bølgehøydemålerne.



Figur 24: Testoppsett med digital- og analog bølgehøydemåler sett ovenfra i MarinLab.

Testoppsettet som er presentert i figur 23 og figur 24 vises med bilder i figur 25.



Figur 25: Testoppsett med analog bølgehøydemåler i venstre bilde, og bilde av MarinLab-turbinen under slepeforsøk til høyre. Digital bølgehøydemåler monteres i samme plan som analog bølgehøydemåler. Bildet til høyre er tatt gjennom et glassvindu i MarinLab (bildet er forstyrret av refleksjoner).

5.2.2 Bølgeperioder og bølgehøyde

For å undersøke ytelse og strukturelle laster på MarinLab-turbinen genereres bølger samtidig med slepehastigheter. Denne undersøkelsen fokuserer på jag-bevegelser, da dette er gjennomførbart i testfasilitetene. Andre undersøkelser av Gaurier et al. [10], Bahaj et al. [20], Gaurier et al. [52] og Guo et al. [53] har gjort lignende bølgeeksperiment med undervannsturbiner, slik at bølgeperioder og bølgehøyde inspireres av disse undersøkelsene. Bølgeperioder og bølgehøyde presenteres i tabell 7.

Tabell 7: Utvalgt bølgehøyde og bølgeperioder for testing i MarinLab.

Bølgeforsøk	Bølgehøyde, H [m]	Bølgeperiode, T [s]
B1	0.10	1.00
B2	0.10	1.20
B3	0.10	1.40
B4	0.10	1.60
B5	0.10	1.80
B6	0.10	2.00
B7*	0.10	2.25
B8	0.10	2.50
B9*	0.10	2.75
B10	0.10	3.00

* Bølgeforsøkene utføres kun med $U = 0.8$ m/s.

5.3 Estimert drag- og skyvekraft

Før testingen av drag- og skyvekraft estimeres aksialkraften for å forutse hvilke laster det forventes under eksperimentene. Slik kan det unngås overbelastning på systemet. Det er ønskelig å bruke en lastcelle som har kapasitet 100 N, med integrert sikkerhetsfaktor 2, som tåler laster opp mot 200 N.

For å estimere dragkraft fra tårnet og nacellen benyttes drag-bidraget i ligning 27 fra Morison ligning. Parametere defineres som $\rho = 998.95$ kg/m³ ved ferskvannstemperatur ca. 16 °C [54], $C_D = 0.90$ [16, s. 38], $D_{\text{Tårn}} = 0.05$ m, $D_{\text{Nacelle}} = 0.095$ m og lengden av tårnet under vann $L_{\text{Tårn}} = 1.00$ m.

Skyvekraften F_S fra turbinrotoren, som er lik størrrelse som dragkraften, estimeres med ligning 11, gitt som

$$F_S = \frac{1}{2} \rho C_T U^2 A \quad (34)$$

hvor parameterne for $C_T = 0.88$ [16, s. 37], sveipet rotorareal er $\pi(R_{\text{Rotor}})^2$ med $R_{\text{Rotor}} = 0.35$ m. I [16] er riktignok C_T for en actuator disk med diameter 0.20 m, men skyvekraftkoeffisienten er teoretisk størrrelsesuavhengig. Tabell 8 viser estimert drag- og skyvekraft for tårn, nacelle og turbinrotor for konstante innstrømningshastigheter. For estimert dragkraft på tårn og rotor trekkes lengden av tårnet som skjules bak rotoren fra, slik at effektiv tårnlengde i det projiserte arealet er $L_{\text{Tårn}} = 0.65$ m.

Tabell 8: Estimert drag- og skyvekraft på tårn, nacelle og turbinrotor.

Hastighet U [m/s]	Tårndrag [N]	Tårn + nacelledrag [N]	Tårn + rotor drag [N]
0.2	0.90	1.03	7.35
0.4	3.60	4.11	29.40
0.6	8.09	9.24	66.15
0.8	14.38	16.42	117.60
1.0	22.48	25.66	183.75

Estimatene i tabell 8 indikerer at 100 N lastcelle er tilstrekkelig dimensjonert for dragkraftmålinger med tårn og nacelle. For kraftmålinger med tårn og rotor kan høy innstrømningshastighet (1 m/s) medføre overbelastning. Derfor begrenses forsøkene til 0.8 m/s. Det forventes høyere kraftmålinger med økende TSR og spesielt med bølgebelastning, som gjør det nødvendig med sikkerhetsmargin på lastcellen.

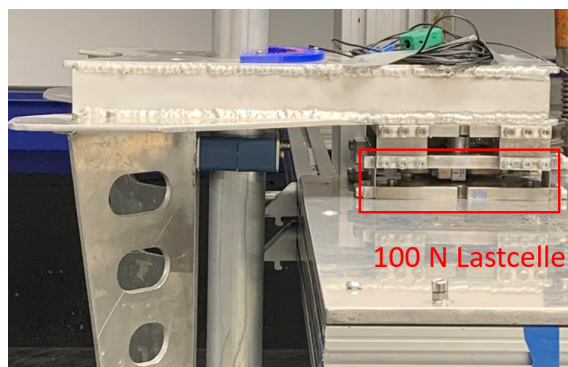
5.4 Kalibrering av lastceller og bølgehøydemålere

Kalibrering av drag- og skyvekraft-lastcelle

Før eksperimentelle undersøkelser kalibreres lastcellen som måler drag- og skyvekraft. Det benyttes en 100 N lastcelle i turbinkonstruksjonen som vises i figur 26. Lastcellen består av to lastceller, en som måler krefter i X-retning og en som måler krefter i Y-retning. Kun krefter i X-retning måles i denne undersøkelsen og dermed kalibreres kun denne retningen. Lastcellen kalibreres i horisontal retning mot en HBM 200 N lastcelle, slik at kalibreringen ikke er påvirket av gravitasjon. Derfor kalibreres HBM 200 N lastcellen først, ved å påføre vekter hengende under lastcellen vertikalt, og en lineær *gain* og *offset* finnes med et MATLAB-skript. Begge lastcellene, HBM 200 N og 100 N lastcellen, er lineære som beskrives med ligning 35,

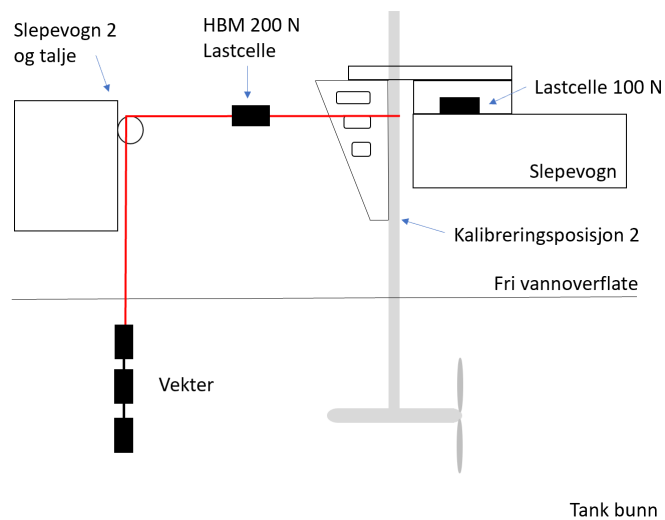
$$y = a x + b \quad (35)$$

hvor y er belastningen, a er gain, x er spenningssignalet fra strekkklappen og b er offset.



Figur 26: 100 N lastcellen montert i konstruksjonen, hvor lastcellen måler krefter i X-retning (venstre/høyre på bildet).

Basert på HBM 200 N lastcellen kalibreres den monterte 100 N lastcellen som illustrert i figur 27. For hver endring i testoppsettet kalibreres 100 N lastcellen på nytt. Det benyttes to kalibreringsposisjoner, en posisjon som i figuren, og en posisjon hvor det horisontale strekket er i nærheten av vannoverflaten indikert med *Kalibreringsposisjon 2*.



Figur 27: Oppsett for kalibrering av skyvekraft-sensor (lastcelle 100 N). HBM 200 N lastcellen kalibrer 100 N lastcellen. Posisjonene for kalibrering er som anvist og kalibreringsposisjon 2 like over vannoverflaten. For kalibrering ved posisjon 2 forflyttes taljen vertikalt på Slepevogn 2 tilsvarende kalibreringsposisjon 2 på Slepevogn.

Kalibrering av dreiemoment-lastcelle

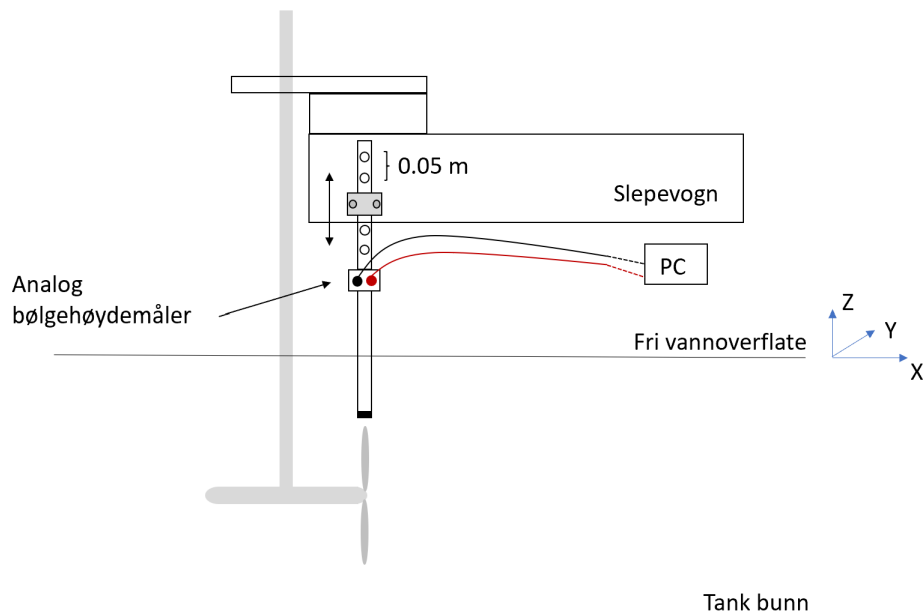
QT-sensoren kalibreres før eksperimentelle undersøkelser med bakgrunn i ligning 35. *Gain* og *offset* finnes med MATLAB-skript. QT-sensoren er på forhånd fabrikk-kalibrert med gain, $a = 5.05 \text{ N}/(\text{mV}/\text{V})$ for dreiemoment, og $a = 58.65 \text{ N}/(\text{mV}/\text{V})$ for skyvekraft. Det utføres en kontrollkalibrering for å undersøke om fabrikkkalibreringen er i samme området som gir $a = 5.06 \text{ N}/(\text{mV}/\text{V})$ for dreiemoment, og dermed er differansen 0.20 %. Videre benyttes den kalibrerte verdien. Som forklart i seksjon 4.1 er ikke skyvekraft-sensoren i drift og derfor utføres kun kalibrering av dreiemoment. Figur 28 viser oppsettet for kalibreringen av dreiemoment-sensoren. QT-sensoren er låst mot rotasjon i den gule skrustikken. Armen, et 0.5 m langt aluminiumsrør, er montert horisontalt i *Blade Holder* hvor vektene henges.



Figur 28: Oppsett for kalibrering av QT-sensor.

Kalibrering av bølgehøydemålere

Den analoge bølgehøydemåleren kalibreres før eksperimentene. Programmet for bølgehøydemåling har en integrert prosedyre for kalibrering. Bølgehøydemåleren monteres som presentert i figur 29. Kalibreringen tar utgangspunkt i bølgehøyde fra tabell 7 hvor $H = 0.10 \text{ m}$. Det er 0.05 m vertikal distanse mellom hvert hull på bølgehøydemålerens stag. Det benyttes totalt fire hull som medfører kalibrering for bølgehøyde $H = 0.20 \text{ m}$. Først flyttes bølgehøydemåleren 0.10 m opp fra utgangsposisjon, så 0.20 m ned, og til slutt tilbake til utgangsposisjon hvor den nullstilles.



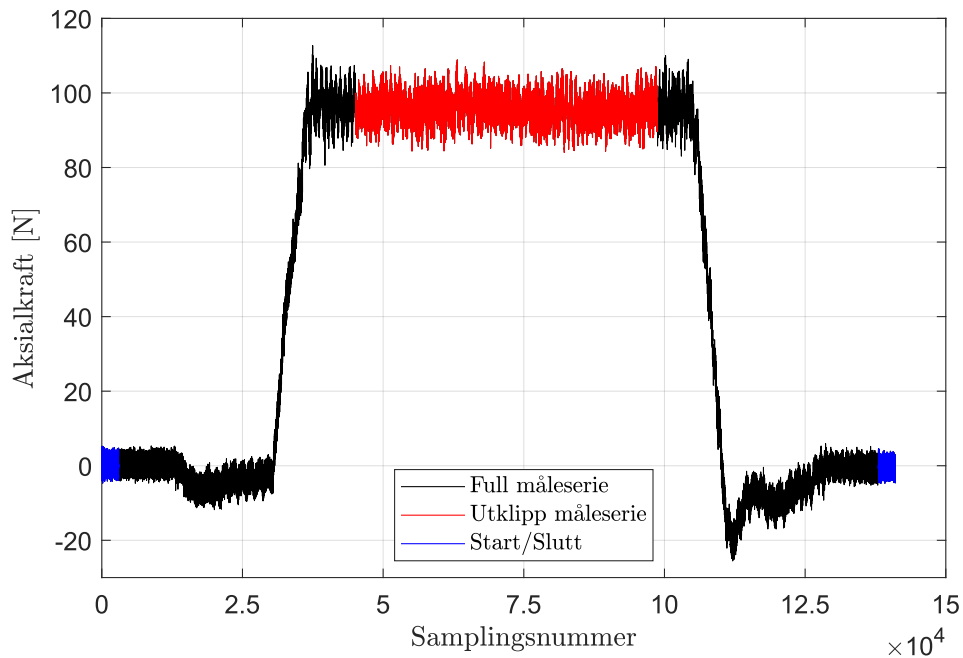
Figur 29: Analog bølgehøydemåler montert i MarinLab i rotorplanet. Den digitale bølgehøydemåleren monteres også i rotorplanet, -0.5 m i Y-retning fra analog bølgehøydemåler.

5.5 Registrering og prosessering av data

For å registrere og prosessere data benyttes ulike programvarer og fremgangsmåter. Til registrering av data benyttes cDAQ-system (Compact Data Acquisition) fra National Instruments med samplingsfrekvens 2 kHz. Til prosesseringen av registrert data benyttes MATLAB. Videre forklares prosedyrer, funksjoner og tilpasninger som utføres med opptak av data.

5.5.1 Prosessering av kraftmålinger og dreiemoment

I figur 30 vises en måleserie med 100 N lastcellen. Det stabile området, *Utklipp måleserie*, av *Full måleserie* velges ut for å finne gjennomsnittsverdi. Området har samplingsnummer 45126 til 98713. Blått område, *Start/Slutt*, er de 3000 første og 3000 siste samplingene. Gjennomsnittet av begynnelsen og slutten av måleserien trekkes fra gjennomsnittet av det stabile området, for å kompensere for potensiell sakte drift av lastecellen over flere forsøk. Prosedyren utføres med samtlige tidsserier for kraft, men også tidsserier for dreiemoment med QT-sensor. Basert på totalt samplinger gjøres prosedyren konsekvent for samtlige måleserier ved ta gjennomsnittsverdi, (*Utklipp måleserie*), fra 32 % til 70 % av totalt antall samplinger.

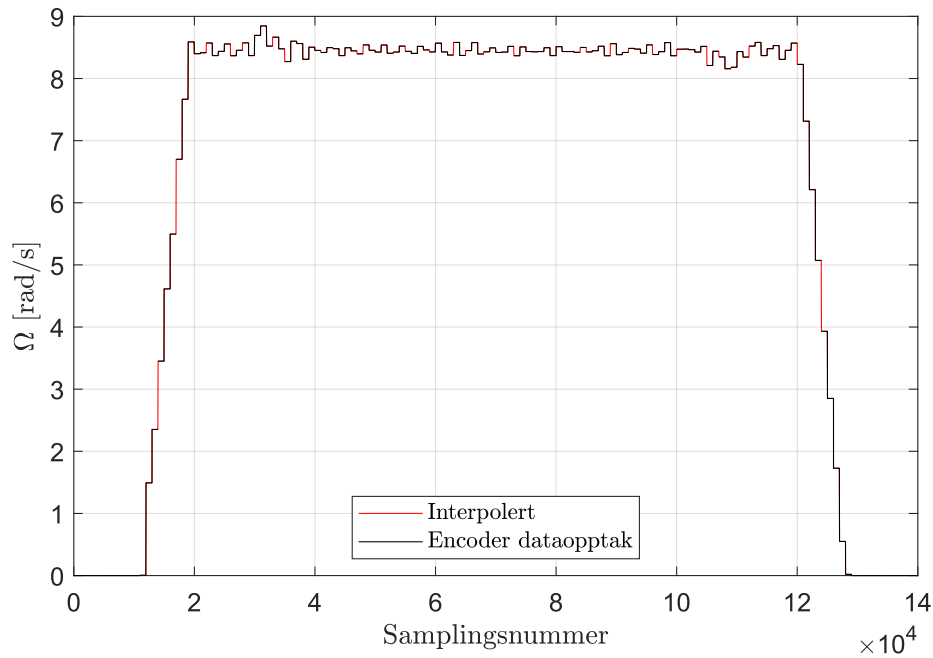


Figur 30: Aksialkraft som måles på turbinen med 100 N lastcellen i tårnet. Det stabile røde området velges ut til gjennomsnittsverdi, og gjennomsnittet av det blå området trekkes fra for å nullstille målingene. Slepehastighet er 0.8 m/s og $TSR = 3.72$.

Som beskrevet i seksjon 4.1 registrer ikke QT-sensoren skyvekraft. Skyvekraftmålinger er avgjørende for å undersøke laster på turbinen. Dermed benyttes 100 N lastcellen i tårnet som grunnlag, men utfordringen med dette er at lastcellen måler aksialkraft for hele systemet som er montert på slepevognen. Derfor utføres først slepetester for tårn og deretter tårn og nacelle. Etter slepetestene med turbinen, trekkes respektive dragkrefter fra skyvekraftmålingene, og dermed unngås utfordringen hvor QT-sensoren ikke måler skyvekraft.

5.5.2 Prosessering av data for rotasjonshastighet

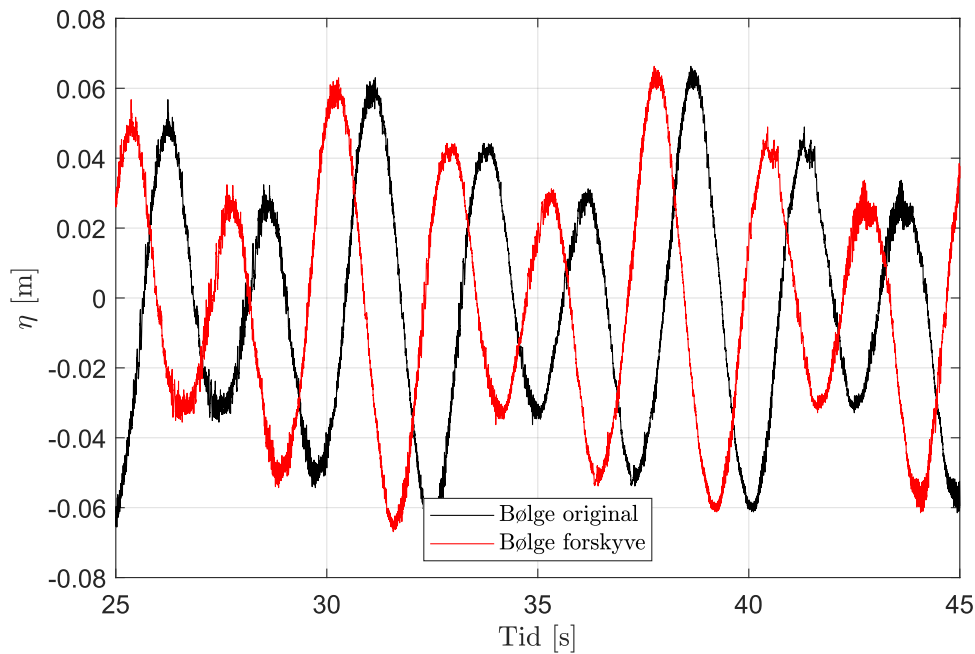
For å undersøke turbinens momentanytelse kreves kontinuerlig rotasjonshastighet. Encoderen i Maxon EC-i-52 registrerer rotasjonshastighet, som videre multipliseres med girforholdet og konverteres til [rad/s]. Encoderen har lavere samplingsfrekvens enn QT-sensoren. Dette medfører enkelte hull i data sammenlignet med kontinuerlig dreiemomentmålinger fra QT-sensoren. For å kompensere for manglende rotasjonshastighet interpoleres det over manglende datapunkter. Rotorhastigheten presenteres i figur 31 med interpolert område og dataopptak fra encoderen. Metoden utføres på samtlige rotasjonshastigheter for turbinrotoren.



Figur 31: Rotasjonshastighet og interpolert rotasjonshastighet for manglende data.

5.5.3 Prosessering av bølgehøydemålinger

For å undersøke dynamiske laster på turbinen benyttes innstrømmende regulære bølger. Dataopptak av belastning og bølgehøyde er synkronisert, men bølgehøydemålerne er installert med faseforskjell til rotorplanet. Bølgehøydemålingene forskyves til rotorplanet med distansen $2 \cdot L_{Nacelle, forrut} = 0.38$ m som beskrevet i seksjon 5.2.1. Bølgegruppethastigheten estimeres basert på teoretisk bølgehøyde, bølgeperiode og bølgetall. Videre summeres bølgegruppethastigheten og innstrømningshastigheten. Med totalhastighet og distansen finnes tidsforsinkelsen til bølgehøydemålerne, som dermed kan forskyves frem til rotorplanet. Prosedyren utføres med samtlige bølgehøydemålinger og vises i figur 32.



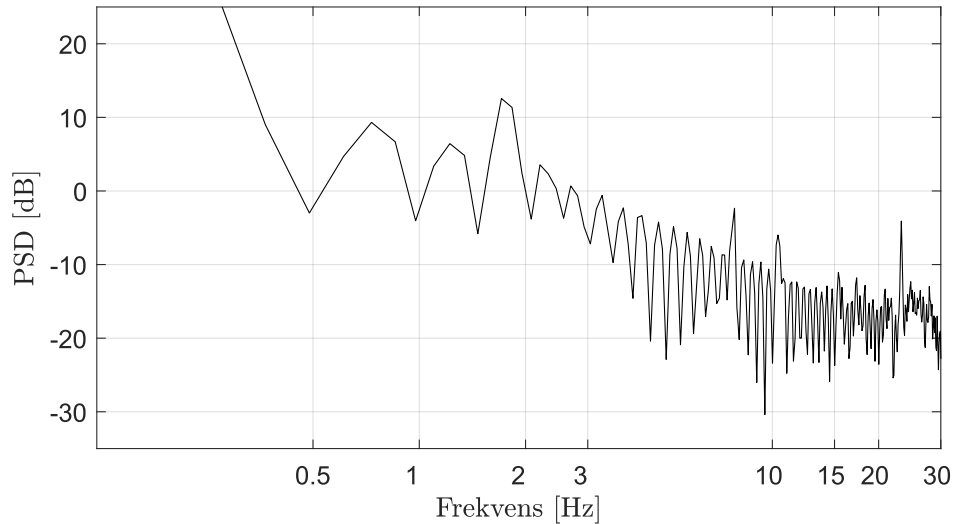
Figur 32: Bølgehøydemålingene *Bølge original* forskyves til rotorplanet kalt *Bølge forskyve*. Innstilt bølgehøyde er $H = 0.10$ m og bølgeperiode $T = 3.0$ s med innkommende bølger. Innstrømningshastighet er 0.8 m/s og $TSR = 4.96$.

5.5.4 Kraftmålinger i tidsdomenet til frekvensdomenet

For å undersøke frekvenser som er fremtredende og dominerende under eksperimentene benyttes *Power spectral density* (PSD). PSD er en funksjon av frekvens og basert på et estimat. Metoden kan benyttes til å undersøke frekvenser, og hvilke frekvenser som inneholder dominerende energi. Tidsserie-signaler behandles med Fast-Fourier Transform (FFT) fra metoden til Welch [55], og metoden utføres basert på *pwelch*-funksjonen i MATLAB med lastcellens samplingsfrekvens 2000 Hz. Det benyttes den totale kraften på konstruksjonen for frekvensanalyse, og ligningen for PSD er gitt som

$$[PSD, freq] = pwelch(\text{Total force turbine}, [], [], [], f \text{ sample}) \quad (36)$$

hvor *Total force turbine* er kraftmålingene (total kraft på konstruksjonen) som analyseres og *f sample* er samplingsfrekvensen til lastcellen. Funksjonen *pwelch* gir en estimert kurve som vises i figur 33.



Figur 33: PSD for turbin med $U = 0.8$ m/s og $TSR = 4.97$. X-aksen fremstilles logaritmisk.

5.6 Måleusikkerhet

Alle målinger inneholder måleusikkerhet, og effekter som kan gi usikkerhet deles inn i to kategorier, tilfeldig feil og systematisk feil [56, s. 9] Videre forklares tilfeldig feil og systematisk feil, og begrepene relateres til undersøkelser i MarinLab.

Tilfeldig feil

Tilfeldig feil kan være tilfellet der gjentakende målinger medfører forskjellig resultat. Flere målinger og gjennomsnitt vil generelt medføre at tilfeldig feil blir mindre, og estimert måling blir mer presis [56, s. 9].

Tilfeldig feil kan være alt uforutsigbart som får målinger til å variere, enten det er miljøparametere eller måleinstrumentet. I MarinLab er det flere uforutsigbare parametere. Vannets temperatur svinger og partikkelsammensetningen i vannet endres (vannet er tilsatt partikler som benyttes av ulike måleutstyr) etter hvert som testingen utføres. Vannpartiklene er alltid i bevegelse, selv om dette er minimalt, og utgangspunktet for hver testkjøring varierer. Videre vil refleksjonen fra tankveggene også være i endring og uforutsigbar. For å minimere disse ventes det til vannet er i visuell ro (ca. 7 min) for hvert testforsøk. Det elektriske systemet som driver vognen, driver turbinen, dataopptak og videresender data er alle utsatt for støy. Turbinens kabling er skjermet for å begrense påvirkningen av støy, men resterende skjerming for støy er uvisst. Det er heller ikke gitt at skjerming av turbinens kabling er beskyttet tilstrekkelig mot støy. Tilfeldig feil kan også oppstå i forbindelse med montering og demontering mellom testforsøkene.

Små forskjeller i montering som for eksempel stramming av bolter kan føre til forskjellige vibrasjoner i systemet som kan støye for måleutstyret. For å minimere påvirkningen av tilfeldig feil utføres samme prosedyre for montering, demontering og testutførelse som sørger for mest mulig standardisert utførelse. Operatørens påvirkning av tilfeldig feil på måleoppsettet skal være minimal, og dermed utføres oppsettet i størst mulig grad av en til to operatører.

Systematisk feil

Systematiske feil påvirker resultatene for hver gjentatte måling, og dette vil ikke utelukkes med flere målinger og påfølgende gjennomsnitt. For å estimere systematiske effekter kan det benyttes forskjellige målinger eller beregninger [56, s. 9].

For å minimere systematiske feil i måleutstyret kalibreres dette på forhånd. Lastcellen som benyttes under aksialkraftmålingene er kalibrert som beskrevet i seksjon 5.4. Dette tilpasser lastcellen til referansenivået og instrumentets nøyaktighet øker. Samtidig som den systematiske feilen blir mindre med kalibrering, bør andre usikkerhetsfaktorer fremdeles tas i betraktning. Andre systematiske feil kan være relatert til utvalgt data. Aksialkraften som måles i figur 30 velges fordi det røde området oppfattes som representativt for måleserien. Visuelt er utvalget stabilt, men det er garantert ikke et optimalt utvalg. Ettersom alle aksialkraftmålinger er forskjellig, benyttes prosedyrene i seksjon 5.5.1 og 5.8, for å minimere forskjeller i data.

5.6.1 Standardavvik

Spredning i data kvantifiseres med standardavvik. Standardavviket av en måleserie forteller hvor langt unna de individuelle målingene er fra det totale gjennomsnittet av målingene. Standardavvik er gitt som

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (F_i - (\overline{F_{Gj.snitt}}))^2}{(n - 1)}} \quad (37)$$

hvor F_i er kraft fra i måling og $\overline{F_{Gj.snitt}}$ er gjennomsnittskraften av n målinger [56, s. 6].

5.7 Databehandlingsprogrammer

Her beskrives kortfattet programvare som benyttes til opptak av data under eksperimentell testing, prosessering av data, og numeriske programmer til sammenligning og analyse.

LabVIEW

LabVIEW [57] er et grafisk programmeringsverktøy som brukes til å styre og lage måle-

og styringsprosesser. Systemet benytter blokkdiagram og ikoner som komplimenteres til et system. Programmet behandler data og kan fortløpende visualisere data basert på innebygde funksjoner.

MATLAB

MATLAB [58] er utviklet av MathWorks og er et programmeringsverktøy for numeriske beregninger, analyse og fremstilling av data. Programvaren består av flere integrerte funksjoner og bibliotek for behandling og visualisering av data.

XFOIL

XFOIL [59] er et program for analyse og design av vingeprofiler. Programmet kan benyttes til å analysere vingeprofiler med blant annet forskjellige Reynoldstall og angrepsvinkler. Dette gjør det mulig å undersøke design og egenskaper til vingeprofiler, ved å estimere drag- og løftekoeffisienter.

CCBlade

CCBlade [14] er et numerisk program som kan brukes til å undersøke ulike former for vindturbiner. Programmet er basert på bladelement-metode (BEM) som beskrives i seksjon 2.3. I denne masteroppgaven benytter CCBlade drag- og løftekoeffisienter fra XFOIL til beregninger i BEM-koden.

5.8 Prosedyre og oversikt for eksperimentell undersøkelse

En prosedyre utformes for å gjøre eksperimentene likest mulig med samme utgangspunkt. Prosedyren er inspirert av Martinez et al. [60] som ble utviklet under *Round Robin Tests program*, hvor undersøkelsene ble gjennomført på forskjellige testlokasjoner under diverse strømningsforhold og bølgebelastninger. En felles prosedyre var avgjørende for å sammenligne resultatene [60, s. 1]. Programmet utførte ytelsestester på en undervannsturbin med likheter til MarinLab-turbinen, og ved å følge prosedyren gir dette et bedre sammenligningsgrunnlag for resultatene. Prosedyren for eksperimentell undersøkelse presenteres i tabell 9.

Tabell 9: Steg og beskrivelse for eksperimentell testprosedyre for MarinLab-turbinen. Det forutsettes at turbinen og utstyr er klargjort og i startposisjon.

Steg	Kort beskrivelse
1	La vannet stilne (ca. 7 min) og påse at turbinen er parkert i startposisjon.
2	Start dataopptak og vent ca. 5 s.
3*	Start bølgegenerator for forhåndsinnstilt bølge og vent til turbinen påvirkes av bølgene.
4	Start innstilt rotasjonshastighet for turbinen og vent til hastigheten er stabil.
5	Start innstilt hastighet for slepevognen og utfør forsøket.
6	Slepevognen retarderer ved enden av tanken og stopper automatisk.
7	Stopp turbinens rotasjonshastighet.
8	Når turbinen står i ro ($RPM = 0$), vent ca. 5 s og stopp deretter dataopptak.
9	Kjør slepevogn tilbake til start. La vannet stilne. Repeter fra steg 3 for ny konfigurasjon.

* Utføres kun i bølgeforsøk.

Eksperimentene med MarinLab-turbinen er omfattende, og som en oppsummering av undersøkelsene vises en oversikt i tabell 10. Tabellen inndeler undersøkelsen i tre hoveddeler, hvor parametere som undersøkes presenteres, og hvilket måleutstyr som benyttes. Resultatene presenteres i tilsvarende rekkefølge som tabellen.

Tabell 10: Oversikt og oppsummering av testing i MarinLab.

Eksperimentell undersøkelse	Undersøkt parameter	Måleutstyr
U1: Dragkraft og dragkoeffisient		
Dragkraft og dragkoeffisient for tårn og nacelle	F_D, C_D	100 N lastcelle
U2: Belastning, ytelse og frekvensanalyse		
Skyvekraft- og effektkoeffisient	C_T, C_P	100 N lastcelle, QT-sensor
Frekvensanalyse	$f_n, f_v, 1P, 3P$	
U3: Dynamisk belastning og ytelse		
Totalkrefter og effekt	F, P	100 N lastcelle, QT-sensor
Skyvekraft- og effektkoeffisient	C_T, C_P	analog bølgehøydemåler,
m/motstrøms regulære bølger		digital bølgehøydemåler

-Denne siden skal være blank-

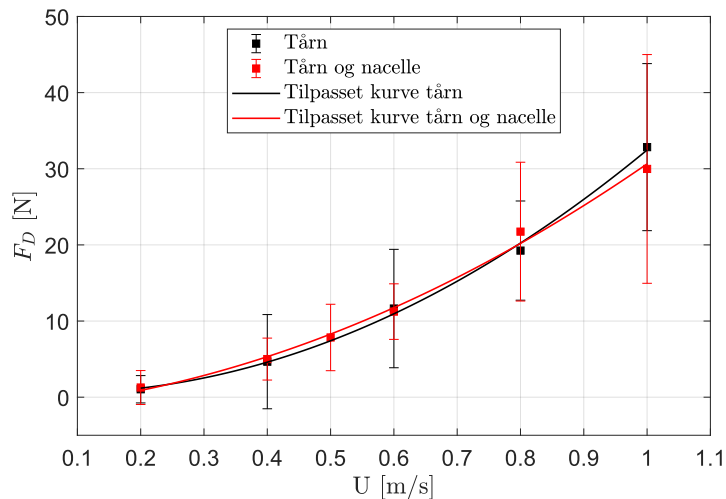
6 Resultater og diskusjon

I resultater og diskusjon presenteres de eksperimentelle resultatene med MarinLab-turbinen. Resultatene fra U1: *Dragkraft og dragkoeffisient* presenteres først. Videre fremvises U2: *Belastning, ytelses og frekvensanalyse*. Deretter presenteres resultater for den dynamiske undersøkelsen U3: *Dynamisk belastning og ytelse*. Til slutt sammenlignes bølbelastenes resultater med en tilpasset Morison ligning (ligning 29) og resultatene diskuteres fortløpende.

6.1 U1: Dragkraft og dragkoeffisient

Dragkraft

Målt dragkraft på tårn og nacelle vises i figur 34, og dragkraften øker ved stigende hastighet for begge konstruksjonene. Fra ligning 2 vil dobling i innstrømningshastighet teoretisk føre til firedobling i dragkraft. Dobling i hastighet viser økt dragkraft ~ 4 , som det kommer frem i figuren med en tilpasset kvadratisk kurve. Det måles ikke signifikant kraftforskjell mellom kun tårn og tårn og nacelle.



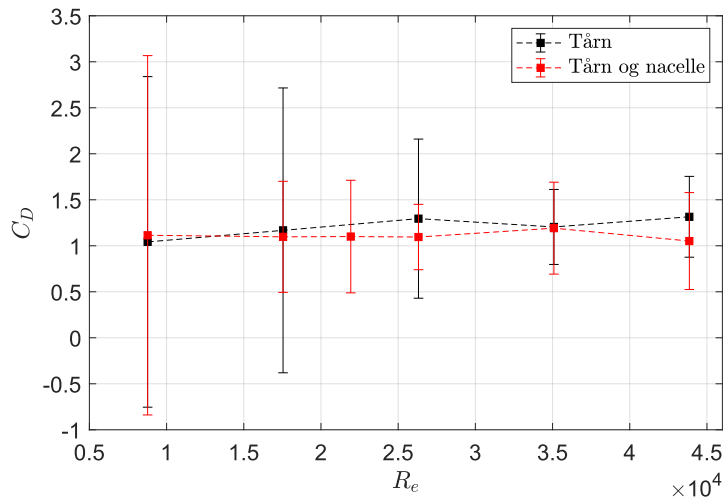
Figur 34: Målt dragkraft, F_D , som funksjon av innstrømningshastighet med standardavvik og tilpassede kvadratiske kurver.

De eksperimentelle resultatene viser overensstemmelse med ligning 2 hver for seg. Dette kan argumenteres fordi de tilpassede kurvene viser at dragkraften øker ~ 4 ved dobling i hastighet. På den andre siden viser ikke dragkraft for nacelle og tårn signifikant dragkraft-økning sammenlignet med kun tårn. Dette sammenfaller ikke med teorien, som tilsier at større areal vil føre til større dragkraft. Nacelle-arealet bidrar potensielt ikke til arealøkning av betydning, siden projisert nacelle-areal er mindre enn 15.0 % av tårnets projiserte areal. Fra

tabell 8 fører estimert tårn- og nacelledrag til 14.2 % økning sammenlignet med kun tårn. Dragkraft-økningen kommer ikke frem av de eksperimentelle resultatene, og det antas at den marginale økningen i areal er for liten til signifikant forskjell i dragkraft.

Dragkoeffisient

Dragkoeffisientene viser en lineær trend for både tårn, og for tårn og nacelle, som vises i figur 35. Reynoldstallet beregnes med ligning 21 hvor tårndiameter er karakteristisk lengde $L = 0.050$ m. Tårndiameter brukes som karakteristisk lengde også for tårn og nacelle, siden tårnet har dominerende dragkraft i figur 34. Dragkoeffisienten utregnes med ligning 2 basert på målt dragkraft. Gjennomsnittlig dragkoeffisient for tårnet er 1.20, og for tårn og nacelle er den 1.11. I figuren vises det at standardavviket er relativt stort i forhold til gjennomsnittet, og dette er spesielt tilfellet for dragkoeffisienter med lavere Reynoldstall.



Figur 35: Dragkoeffisienter, C_D , som funksjon av Reynoldstall med standardavvik.

Dragkoeffisientene, C_D , fra figur 35 viser en lineær trend. Dette forventes ettersom den eksperimentelle dragkraften øker ikke-lineært (kvadratisk) med innstrømningshastigheten. Tårnet er en sirkulær stålkonstruksjon og er ikke overflatebehandlet. Nacellen er også sirkulær uten overflatebehandling, men orienteringen er horisontal og ikke vertikal slik som tårnet. Til tross for nacellens orientering medfører ikke dette signifikant dragkoeffisient-forskjell. Reynoldstallet er $\sim 3.5 \cdot 10^4$ og dermed forventes $C_D \sim 1$ [61, s. 56]. Tårnets største avvik er opptil 32 % fra denne verdien, men avviket er riktignok for $R_e \sim 44$ k. D. Jin et al. [62] undersøkte en numerisk metode for å beregne dragkoeffisient for en vertikal sylinder, hvor det også ble sammenlignet med lignende numeriske og eksperimentelle undersøkelser. Slik det kommer frem av [62], forventes $C_D \sim 1$, og Reynoldstall nærmere $\sim 10^5$ kan resultere

i dragkoeffisienter opp mot 1.3. Reynoldstall for tårnet tilsier at C_D forventes omkring 1 [62, s. 33]. Tårn og nacelle har størst avvik ved $Re = 3.5 \cdot 10^4$, som er opptil 19 % i forhold til $C_D \sim 1$. Tårn og nacelle er ikke utelukkende en vertikal konstruksjon, som naturligvis kan føre til avvik fra 1. Det projiserte arealet til nacellen er under 15 % av tårnet. Dette kan føre til at nacellens dragkraft er neglisjerbar, siden det ikke måles signifikant kraftforskjell. Standardavviket i figur 35 er stort og kan være relatert til strukturbevegelser eller hastighetsvariasjoner. Standardavviket diskuteres mer inngående i seksjon 6.2 for C_T og C_P .

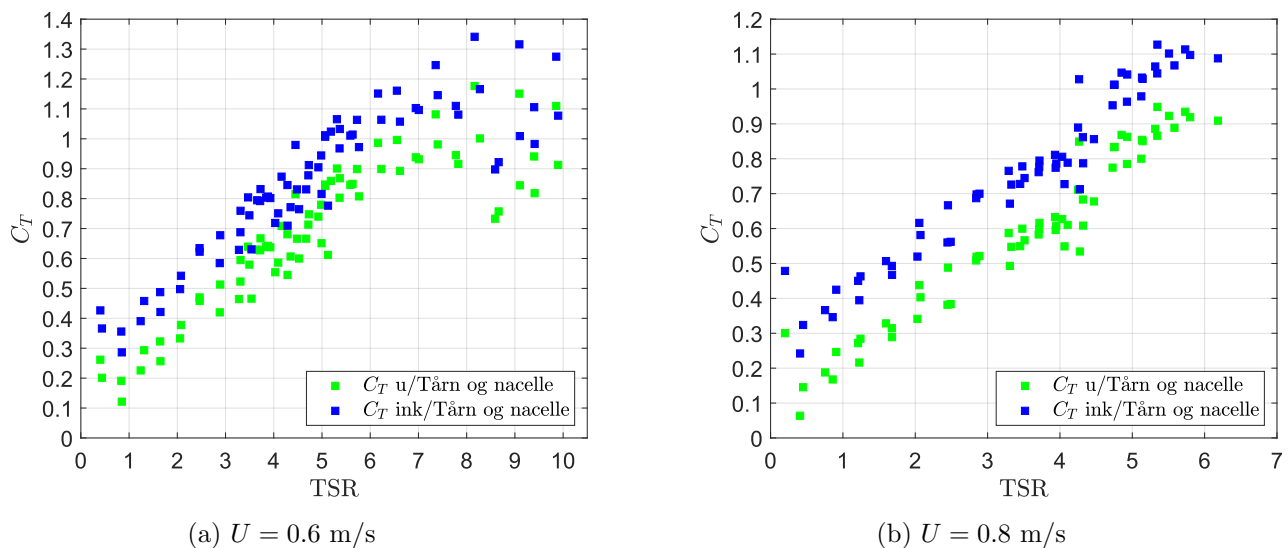
6.2 U2: Belastning, ytelse og frekvensanalyse

Denne delen presenterer resultater for MarinLab-turbinen med konstant innstrømningshastighet. Det presenteres skyvekraftkoeffisienter, effektkoeffisienter og frekvensanalyse. Eksperimenter for turbinytelse sammenlignes med tilsvarende undersøkelser fra Gaurier et al [10].

6.2.1 Skyvekraft- og effektkoeffisienter

Skyvekraftkoeffisienter

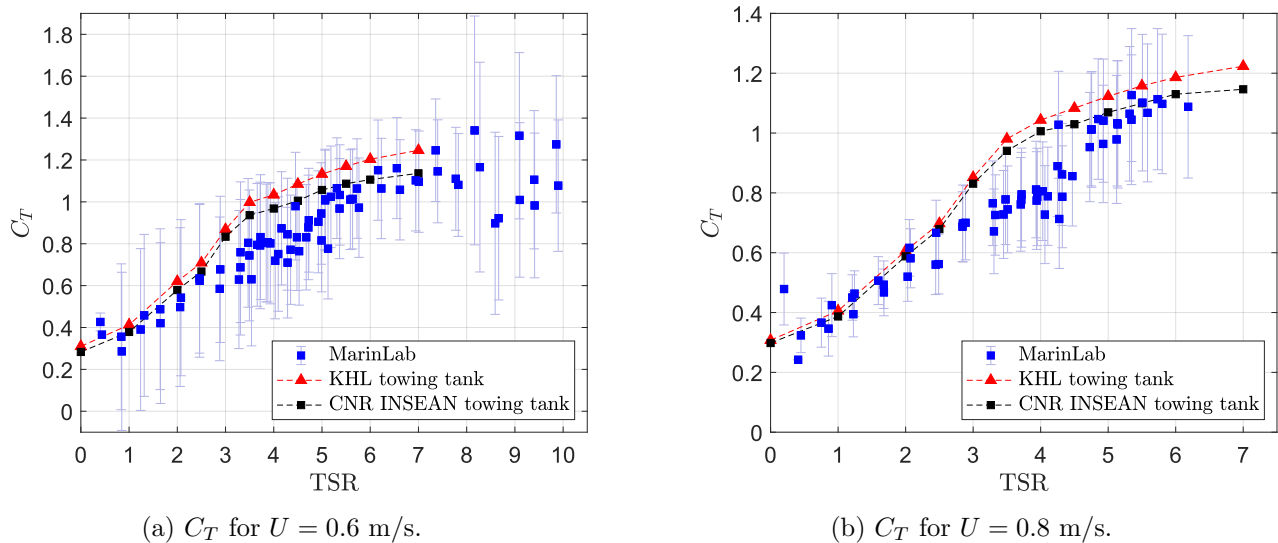
Skyvekraftkoeffisienter, C_T , for MarinLab-turbinen utregnes med ligning 11, og presenteres som funksjon av *Tip Speed Ratio* (TSR) for to slepehastigheter; 0.6 m/s og 0.8 m/s. Resultatene baseres på 100 N lastcelle og prosedyren i seksjon 5.5.1, og lastcellen begrenser $U = 0.8$ m/s til $TSR \sim 6.0$. Figur 36 presenterer skyvekraftkoeffisientene både med og uten dragkraft fra tårn og nacelle.



Figur 36: Skyvekraftkoeffisient, C_T , for MarinLab-turbin med og uten dragkraft fra tårn og nacelle.

Fra seksjon 4.1 beskrives det at QT-sensoren ikke måler skyvekraft-signaler, og derfor belages det på prosedyren i seksjon 5.5.1 for å beregne C_T . Det er bredt akseptert å kun undersøke skyvekraft fra turbinrotoren [10, s. 8]. Fratrekket medfører naturlig lavere skyvekraftkoeffisienter, fordi ligning 11 beregner C_T basert på skyvekraften F_S . På bakgrunn av lavere kraft sammenlignes ikke resultatene uten dragkraft med [10]. I hvilken grad prosedyren for fratrek er nøyaktig kan diskuteres. En usikkerhet kan være valg av dragkraft, hvor det er valgt å trekke fra dragkraften for tårn og nacelle i figur 36. Det kan argumenteres om C_T -kurvene burde vært fratrukket kun tårndraget. QT-sensorens skyvekraft, (dersom den var i drift), ville uansett inkludert dragkraft på navet. Hvilken dragkraft som velges bør derfor ha mindre betydning. I figur 34 vises det ikke signifikant kraftforskjell mellom konstruksjonene, så resultatene for skyvekraftkoeffisientene anses å være uavhengig av hvilken dragkraft som trekkes fra.

Med tårn- og nacelledrag sammenlignes skyvekraftkoeffisientene med tilsvarende undersøkelser [10] (*KHL towing tank* og *CNR INSEAN towing tank*) i figur 37. Dragkraften som inkluderes er henholdsvis 11.39 N og 21.95 N. TSR -kurvene følger hverandre med lignende stigningstall. MarinLab-turbinen har observerbart lavere skyvekraftkoeffisienter med slephastighet 0.6 m/s, mens for $U = 0.8$ m/s er det kun $3.0 < TSR < 4.5$ som har signifikant lavere C_T .



Figur 37: Skyvekraftkoeffisient, C_T , for MarinLab-turbin som funksjon av TSR inkludert tårn- og nacelledrag, hvor det sammenlignes med [10].

Standardavviket er stort for begge C_T -kurvene i figur 37, men spesielt stort for $U = 0.6$ m/s i det lavere TSR -området. Martinez et al. [63] beskriver stort standardavvik som en konsekvens av høy turbulensintensitet og hastighetsvariasjoner for turbinrotoren, som fører til store

variasjoner i lasten på turbinrotoren [63, s. 61]. Turbinene er ikke identiske, og dessuten er det ingen turbulens i forsøkene med MarinLab-turbinen. Allikevel er standardavviket signifikant for MarinLab-turbinen. Dette kan bety at hastighetsvariasjoner, slepehastighet og rotasjonshastighet, er av stor betydning. Kontinuerlig slepehastighet er ikke integrert i MarinLab for opptak på testtidspunktet, og hvordan slepehastigheten fluktuerer er dermed ukjent. Turbinens rotasjonshastighet tas derimot opp, og rotasjonshastigheten fluktuerer under forsøkene, slik det observeres i figur 31, (selv om figuren hovedsakelig fremstiller prosessen for kontinuerlig rotasjonshastighet). Andre testforsøk viste signifikant større rotasjonsvariasjoner enn i figuren. Standardavvikets størrelse kan også være relatert til strukturbevegelser som for eksempel virvelinduserte vibrasjoner, f_v , eller andre strukturelle vibrasjoner som fører til svingende belastning. Det er observert store strukturelle bevegelser for flere *TSR*-kjøringer og dette undersøkes videre i seksjon 6.2.2.

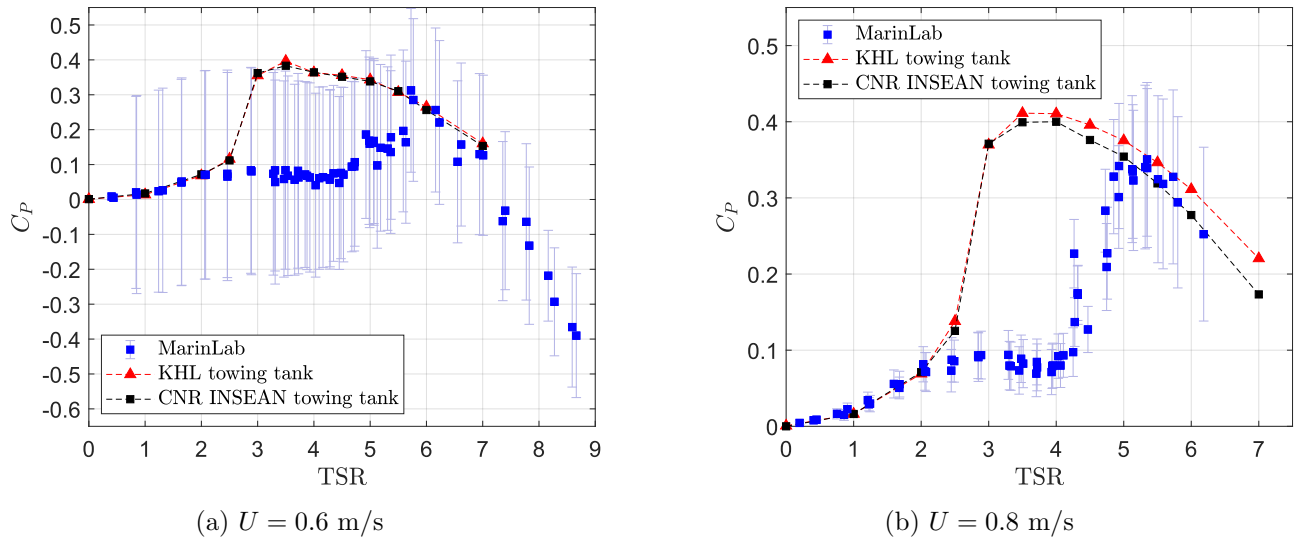
Avvikene i figuren kan være forårsaket av Reynoldstall-effekter, siden figur 37a generelt har litt avvik langs C_T -kurvene, mens figur 37b kun har signifikant forskjell ved $3.0 < TSR < 4.5$. Krogstad et al. [5] opplevde lignende under eksperimenter med en turbin i vindtunnel. Effekten av Reynoldstall på effekt- og skyvekraftkoeffisientene ble testet, og det ble konkludert at økende innstrømningshastighet resulterte i uavhengige koeffisienter [5, s. 746]. Ettersom $U = 0.6$ m/s generelt viser større avvik, mens slepehastighet 0.8 m/s kun har signifikant forskjell i et begrenset *TSR*-område, styrkes argumentet om Reynoldstall-effekter for MarinLab-turbin. Å teste med høyere slepehastighet kunne potensielt avdekket om turbinen er avhengig av Reynoldstall-effekter.

Undersøkelsen i [10] har ikke lastcelle i navet på turbinrotoren i likhet med denne undersøkelsen. Derfor sammenlignes resultatene inkludert dragkraft fra tårn og nacelle i figur 37. Dette medfører kunstig høye skyvekraftkoeffisienter for turbinene. Generelt viser kurvene for C_T lignende stigningstall, og figur 37b har kun et mindre område med signifikant forskjell. Det argumenteres i [21] at skyvekraftkoeffisienter blir mindre påvirket enn effektkoeffisienter av blokkering. C_T er mindre påvirket av blokkering, basert på likheter mellom resultatene for skyvekraftkoeffisientene i figur 37 for begge slepehastigheter.

Effekt-koeffisienter

Effekt-koeffisientene, C_P , beregnet med ligning 10, presenteres i figur 38 som funksjon av *TSR* inkludert standardavvik. Resultatene baseres på QT-sensoren og prosedyren i seksjon 5.5.2, og sammenlignes med [10]. Standardavviket er stort for C_P i likhet med figur 37, og spesielt for $U = 0.6$ m/s. Dette kan være relatert til hastighetsvariasjoner eller oscillerende

bevegelser i konstruksjonen. I figur 38a observeres en overgang fra positiv til negativ C_P ved $TSR \sim 7.5$. Dette indikerer overgangen fra kraftproduksjon til at turbinen begynner å operere som en propell ved økning i TSR . Resultatene sammenfaller i området $0.5 < TSR < 2.0$. Effektkoeffisientene har signifikant forskjell i området $3.0 < TSR < 5.0$. Ved videre økning i TSR følger MarinLab-turbinens kurve de andre undersøkelsene. $U = 0.6$ m/s har største C_P lik 0.31, for $U = 0.8$ m/s er toppunktet 0.35, som for begge hastigheter tilsvarer $TSR \sim 5.5$.



Figur 38: Effektkoeffisient, C_P , som funksjon av TSR med standardavvik. MarinLab-turbinen sammenlignes med [10].

Effektkoeffisientene kan avvike fra forventet område av flere årsaker. Det er ingen garanti for at turbinbladene er overflatebehandlet på lik måte som [10]. Et annet aspekt som kan føre til avvik er slepehastigheten. I MarinLab benyttes forhåndsinnstilt slepehastighet fra vognen, men denne hastigheten kan i realiteten ha små variasjoner. Kontinuerlig vognhastighet kan ha stor innvirkning på effekten, fordi C_P proporsjonal med hastigheten i tredje potens (U^3) i ligning 10. Bladinnfestningen i *Blade Holder* kan også være en feilkilde, fordi i bladholderen strammes rotorbladene med skruer. Strammemekanismen kan føre til at rotorbladets orientering ikke er optimal, slik at angrepsvinkelen endres og påvirker drag- og løftekoeffisientene. Ettersom rotorbladene og *Blade Holder* var laget på forhånd, ble ikke orienteringen av bladene sjekket før eksperimentene. Orienteringen ble antatt i orden, men denne feilkilden kan være delaktig til de store avvikene.

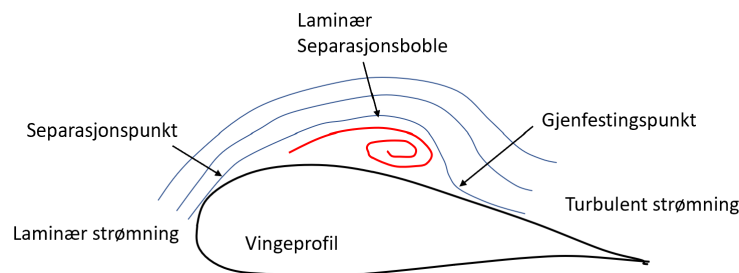
I seksjon 2.2 beskrives Betz grenseverdi som ~ 0.59 . I forhold til Betz grenseverdi er MarinLab-turbinens maksimale effektkoeffisienter lave, som potensielt kan forbedres med

optimalisering av vingeprofil og turbinrotor. I ligning 17 er det ønskelig å øke løftekoeffisienten, C_L , og redusere dragkoeffisienten, C_D , for å øke dreiemomentet på rotorseksjonen og total effektivitet til turbinen. Samtidig kan det virke som avviket er relatert til Reynoldstall, og derfor undersøkes effekter av Reynoldstall videre.

Reynoldstall-effekter

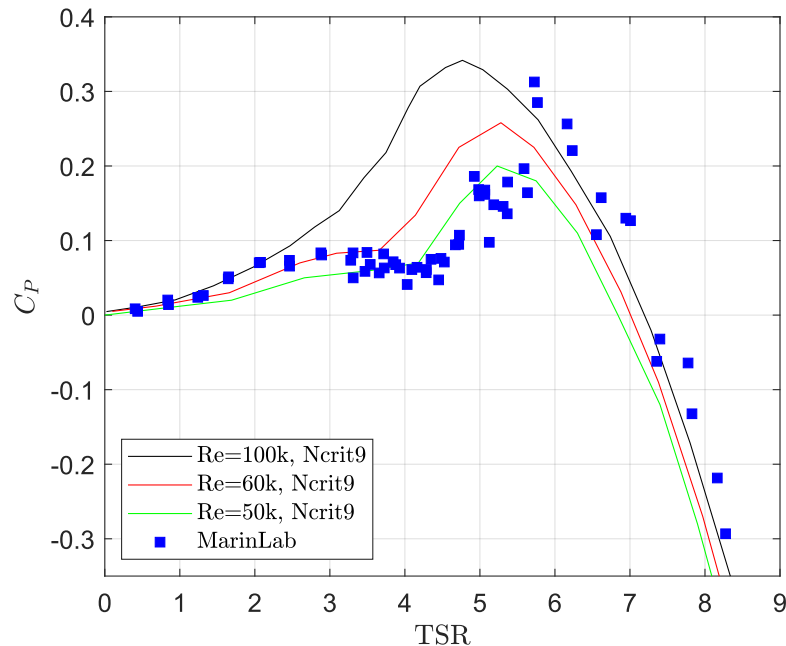
Reynoldstall-effekter kan føre til 10 % endring av C_P som vist av [10], ved å endre strømmingen rundt bladseksjonen med forskjellige angrepsvinkler (AOA). Dette kan bety at angrepsvinklene til MarinLab-turbinens rotorblader er forskjellig fra [10] som igjen medfører avvik. Samtidig er det betydelig mer enn 10 % forskjell ved $3.0 < TSR < 5.0$, slik at marginale forskjeller i angrepsvinkel ikke kan forklare signifikant forskjell alene.

Avvikene med MarinLab-turbinen kan være påvirket av Reynoldstall-effekter som for eksempel *laminær separasjonsboble*. Gaster [64] og Horton [65] var blant de første som studerte laminære separasjonsbobler, og hvilken effekt det medfører på vingeprofil. De beskrev laminær separasjonsboble ved å bruke de tre egenskapene: *laminær separasjon*, *overgang til turbulens* og *turbulent gjenfesting*. Laminær separasjonsbobler har generelt ødeleggende effekter for løftekraften til vingeprofil og øker dragkraften på vingeprofil [66, s. 2]. Ved lave Reynoldstall kan grensesjiktet på sugesiden av vingeprofil forbli laminært og videreført inn i et område med ugunstig trykkgradient. Strømningen blir separert fra overflaten ved separasjonspunktet og danner et område med stillestående eller lav hastighet som er adskilt fra resten av strømmingen. Grensesjiktet danner et laminært skjæringslag som er ustabil, og en rask overgang til turbulent strømning kan oppstå. Under enkelte forhold kan strømningen feste seg til overflaten igjen ved gjenfestningspunktet og videre utvikle seg til et turbulent grensesjikt. Dette utgjør en laminær separasjonsboble som vises i figur 39.



Figur 39: Illustrasjon av laminær separasjonsboble med laminær strømning, over et vingeprofil som utvikles til turbulent strømning.

MarinLab-turbinen undersøkes numerisk med [14] for å se hvordan Reynoldstall-effekter og laminær separasjonsboble har innvirkning på effektkoeffisientene. Skyvekraftkoeffisientene har god overensstemmelse i figur 37 og undersøkes ikke. Resultatene for C_P presenteres i figur 40 som funksjon av TSR . Det undersøkes ulike Reynoldstall hvor $N_{crit} = 9$ (standard i [59]), som benyttes til å estimere drag- og løftekoeffisientene for vingeprofilet NACA 63-418. N_{crit} beskriver hvor mye turbulens det er i innstrømningen. Verdiene 1 og 12 som er ytterpunkter, har neglisjerbar differanse fra kurvene i figuren med de respektive Reynoldstallene, og derfor presenteres kun en N_{crit} -verdi. I figuren følger C_P -punktene for MarinLab-turbinen samtlige numeriske kurver frem til $TSR \sim 2.5$. Videre følges kurven med $Re = 50k$, men ved $TSR \sim 5.5$ øker effektkoeffisientene betydelig og er i området som tilsvarer $Re = 100k$. For høyere TSR -verdier er det ingen signifikant forskjell mellom numerisk- eller eksperimentell undersøkelse med turbinen.



Figur 40: Sammenligning av effektkoeffisienter, C_P , estimert numerisk med [14] og eksperimentell undersøkelse (blå kvadrater) med MarinLab-turbin. Drag- og løftekoeffisientene estimeres med [59] og inkluderes i [14] for vingeprofilet NACA 63-418. Innstrømningshastigheten er 0.6 m/s og N_{crit} er 9.

MarinLab-turbinen er tydelig påvirket av Reynoldstall-effekter i figur 40. Lavere Reynoldstall fører generelt til lavere verdi for effektkoeffisientene, spesielt i området $3.0 < TSR < 5.5$, hvor det oppstår størst avvik mellom beregningene. Basert på kurvene kan det virke som MarinLab-turbinen opplever en innstrømning med Reynoldstall $\sim 50 - 60k$ ved $3.0 < TSR < 5.5$, og dette Reynoldstallet kan være for lavt til å generere høyere effektkoeffisienter. I seksjon 2.4.2

er det ikke likhet i Reynoldstallet for skaleringen av modellturbinen, fordi dette ville betydd innstrømningshastighet ~ 86.3 m/s, som er langt ifra maksimal slepehastighet (5 m/s) i MarinLab. Slik som [18] og [19] beskriver kan bladgeometrien endres, eller det kan brukes bladprofiler som er tilpasset lavere Reynoldstall, for å generere signifikant bedre ytelse for modellturbinen. En slik endring vil medføre ulikhet i Froudeskaleringen, men å oppfylle geometrisk likhet samtidig som liket i Reynoldstall er problematisk. Effekten av Reynoldstall er tydelig i figur 40, men om dette forklarer avvikene med [10] er usikkert. Undersøkelsene har i utgangspunktet tilnærmet like Reynoldstall, og avvikene kan komme av tidligere diskuterte årsaker som variasjon i bladvinkler, fluktuasjoner i rotasjonshastighet og strukturelle oscillerende bevegelser.

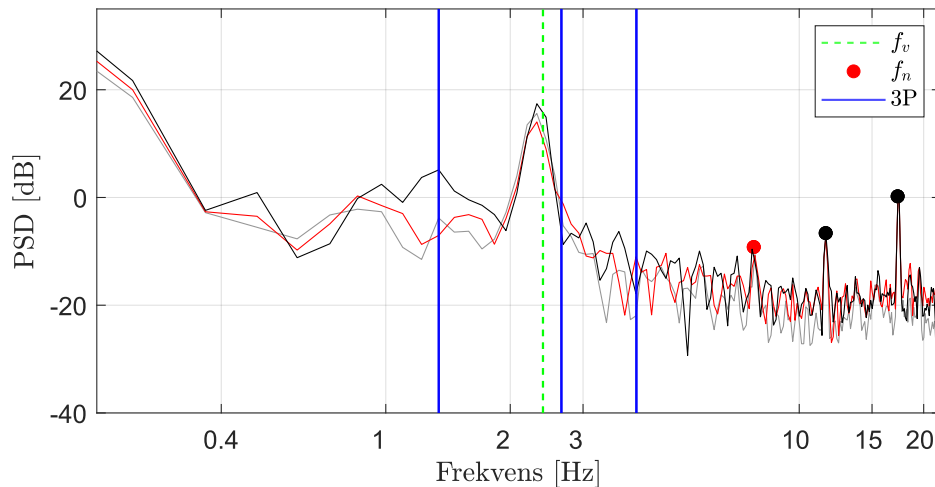
For å undersøke eksperimentelt med høyere Reynoldstall kan det installeres *turbulensutløsere* på bladene. Dette er en overflate med høyere overflateruhet enn hva bladene opprinnelig har. Rotorbladene er observerbart svært godt overflatebehandlet med sliping og polering. Dersom overflateruheten er for lav, kan strømmingen forbli laminær og bladene utløser ikke like høy turbulens som ønskelig. Montering av turbulensutløsere på bladene kan aktivere høyere turbulens. En annen metode for å eksperimentelt undersøke Reynoldstall-effekter er å benytte et *turbulensgitter* som øker Reynoldstallet i innstrømningshastigheten. Skoland [67] benyttet et turbulensgitter for å undersøke påvirkningen for actuator disk og tilhørende vaker. Undersøkelsen viste at gitteret gjør innstrømningshastigheten mer turbulent, men påvirker actuator diskene og vakene ulikt basert på antall disk [67, s. 81]. Blackmore et al. [68] gjorde en lignende undersøkelse med turbulensgrid for en tidevannsturbin, og hvilke effekter turbulensen medførte på ytelsen og bladbelastningen. Undersøkelsen viste at turbulens hadde en signifikant effekt på effekt- og skyvekraftkoeffisienter med variasjoner over 10 %. Bladbelastningens fluktuasjoner økte dersom *TSR*-verdien økte [68, s. 25].

MarinLab-turbinen kan undersøkes med turbulensutløsere eller et turbulensgitter for å studere effekten av høyere Reynoldstall. I den numeriske sammenligningen medfører større Reynoldstall høyere effektkoeffisient. Dermed kan høyere turbulensintensitet føre til bedre ytelse for turbinen i en eksperimentell undersøkelse. Turbulens antas å ha størst effekt ved $3.0 < TSR < 5.5$, fordi i dette *TSR*-området endres effektkoeffisientene signifikant med ulike Reynoldstall. Derfor styrkes inntrykket av at *TSR*-området er påvirket av Reynoldstall-effekter, og turbulensendring vil ha betydning for MarinLab-turbinens ytelse.

6.2.2 Frekvensanalyse av MarinLab-turbin

Undersøkelsen av effekt- og skyvekraftkoeffisienter viser strukturelle svingninger i turbinen med konstante slepehastigheter. Svingningene observeres visuelt ved flere TSR -verdier, men dette kommer også frem av store standardavvik i figur 37 og figur 38. Årsaken, eventuelt årsakene til svingningene analyseres i denne seksjonen. Svingningene kan være forårsaket av resonans mellom frekvenser, for eksempel virvelinduserte vibrasjoner, 1P, 3P eller egenfrekvenser.

Med metoden fra seksjon 5.5.4 undersøkes PSD for MarinLab-turbin med konstant slepehastighet 0.6 m/s i figur 41 presentert for $TSR = 1.64$, 3.25 og 4.93. Bladpasseringsfrekvensen, 1P, er så lav og vises ikke i figuren. 3P er henholdsvis 1.34 Hz, 2.66 Hz og 4.04 Hz for TSR -kurvene. Teoretisk virvelindusert frekvens estimert fra Strouhals tall, ligning 30, er $f_v = 2.40$ Hz. Den røde markerte sirkelen er 7.76 Hz, og de svarte markerte sirklene er 11.48 Hz og 16.98 Hz.

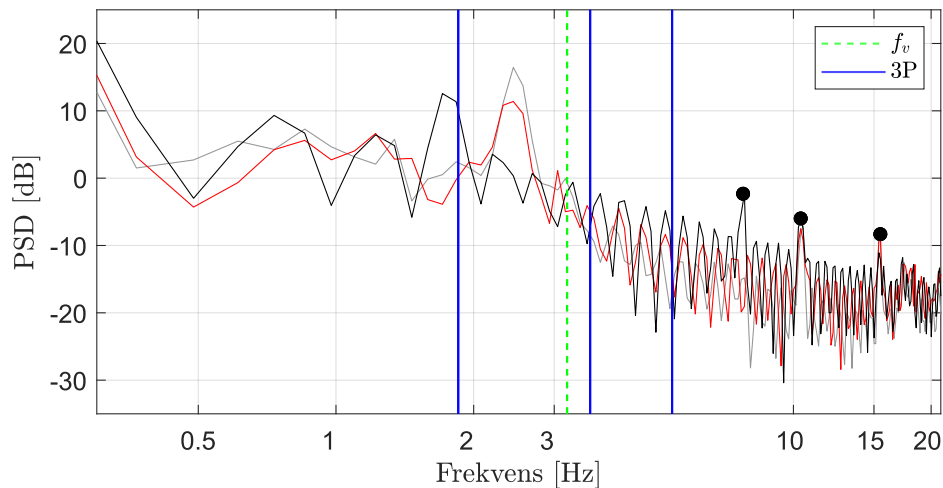


Figur 41: PSD for $U = 0.6$ m/s med $TSR = 1.64$ (grå kurve), $TSR = 3.25$ (rød kurve) og $TSR = 4.93$ (svart kurve). Med vertikale markerte linjer for f_v , f_n og 3P. X-aksen fremstilles logaritmisk.

Den røde og de svarte markerte sirklene er alle distinkte frekvenser, siden samtlige TSR -kurver markerer et tydelig toppunkt ved disse frekvensene. Dette betyr at frekvensene kan være av strukturell karakter, men fra seksjon 2.8.2 er kun den røde frekvensen innenfor egenfrekvens-intervallet. Avstiveren gjør ikke konstruksjonen rigid, som kan gi flere egenfrekvenser for strukturen. Dette kan være delaktig til at det markeres flere frekvenstopper. Metoden for å estimere egenfrekvens er sensitiv for valg av masse, spesielt av tilleggs masse, som medfører at egenfrekvensen kan være utenfor det estimerte intervallet. Uansett, egenfrekvensen er distansert fra f_v , 1P og 3P, så dette forårsaker trolig ikke strukturelle bevegelser.

Dominerende virvelindusert frekvens, f_v , sammenfaller med frekvenstoppen i figur 41. Samtlige TSR -kurver markerer ved denne estimerte frekvens-verdien. Det er derfor stor sannsynlighet for at dette er den virvelinduserte frekvensen som turbinen opplever, og frekvensen som observeres under testing. Overgangsfrekvensen $3P$ ved $TSR = 3.25$ (midterste blå linje) kan være i resonans med f_v , siden det er minimal frekvensforskjell mellom disse. Dette kan føre til *lock in* hvor $3P$ reduseres mot den nærliggende f_v -frekvensen, eller at f_v er i fase med $3P$, som kan forsterke vibrasjonene for turbinen under testing.

Tilsvarende gjøres frekvensanalyse med slepehastighet 0.8 m/s i figur 42. $3P$ er henholdsvis 1.85 Hz, 3.59 Hz og 5.43 Hz for TSR -kurve. Den virvelinduserte frekvensen, f_v , estimeres til 3.20 Hz.



Figur 42: PSD for $U = 0.8$ m/s med TSR 1.70 (grå kurve), TSR 3.28 (rød kurve) og TSR 4.97 (svart kurve). Med vertikale markerte linjer for f_v og $3P$. X-aksen fremstilles logaritmisk.

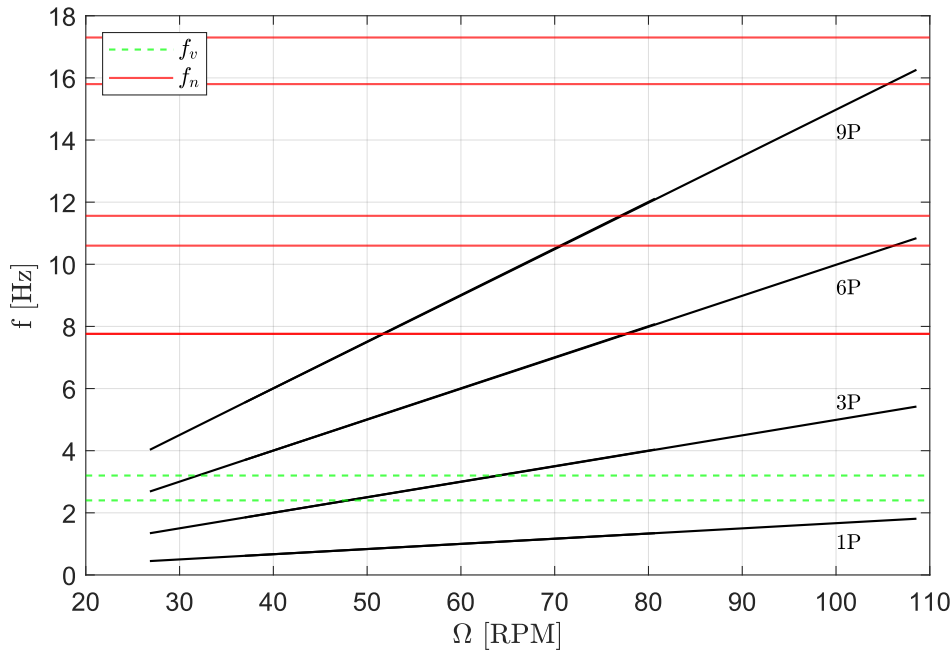
Frekvensen 7.76 Hz (venstre svart sirkel) er innenfor det estimerte egenfrekvens-intervallet, men kun $TSR = 4.97$ markerer på denne frekvensen. Dette betyr at frekvensen kan være rotasjonsavhengig. De to andre frekvensene (svarte sirklene) er trolig strukturelle frekvenser, siden samtlige TSR -kurver markerer ved disse distinkte frekvensene. Dette kan samsvare med egenfrekvens for strukturen, siden alle TSR -kurvene markerer, og estimatet er sensitivt for tilleggsmasse. Disse to frekvensene har marginal differanse med frekvensene markert med svart sirkel i figur 41 for slepehastighet 0.6 m/s.

For 0.8 m/s sammenfaller ikke f_v med en tydelig energitopp slik som i figur 41. Frekvenstoppen mellom 2 Hz og 3 Hz samsvarer bedre med målt data for hva som kan være virvelindusert frekvens. Denne frekvensen er ~ 2.40 Hz tilsvarende som for innstrømningshastighet 0.6 m/s.

Fra ligning 30 forventes riktignok økt virvelindusert frekvens ved økt innstrømningshastighet, slik at denne frekvensen bryter med hva som forventes. Differansen i Reynoldstall er liten og ifølge [62] skal ikke denne marginale differansen påvirke Strouhals tallet. Dermed er eneste variabel innstrømningshastigheten. Samtidig viser ikke svart kurve ($TSR = 4.97$) tilsvarende energi som de andre kurvene ved denne frekvensen. Dette forsterker argumentet for at frekvensen er rotasjonsavhengig og at f_v ikke er 2.40 Hz. På den andre siden, det er observert store strukturelle vibrasjoner under testing, og det er ingen frekvenser med betydelig energi i nærheten hvor alle TSR -kurver markerer.

Campbell diagram

Campbell [69] introduserte Campbell diagram, som basert på eksperimentell data kan presentere turbinens responspekter. Diagrammet fremstilles for å undersøke potensiell interferens mellom frekvensene, og presenteres i figur 43 for MarinLab-turbinen.



Figur 43: Campbell diagram for MarinLab-turbin. 6P og 9P er faktorer av 1P og 3P.

I figur 43 er 1P og 3P distansert fra de potensielle egenfrekvensene til strukturen, men 6P og 9P kan derimot være i resonans med egenfrekvensene. Basert på figur 41 og 42 er det flere potensielle egenfrekvenser for turbinen. For de fire øverste (røde horisontale linjer) frekvensene er det signifikant forskjell mellom slepehastighetene, mens 7.76 Hz frekvensen er identisk for begge hastigheter. Riktignok markerer kun en TSR -kurve, $TSR = 4.97$, på frekvensen med slepehastighet 0.8 m/s. f_v for begge innstrømningshastighetene er i samme område, og 3P

er spesielt utsatt for å være i resonans med disse frekvensene. De observerte oscillerende bevegelsene under testing er trolig forårsaket av den dominerende virvelinduserte frekvensen, og spesielt i tilfeller hvor $3P$ er i resonans med f_v .

6.3 U3: Dynamisk belastning og ytelse

I denne delen presenteres eksperimentelle resultater med konstant innstrømningshastighet og innkommende regulære bølger. Først fremvises tidsserier for krefter og effekt. Videre vises bølgeheving og samsvarende belastning. Deretter presenteres gjennomsnittlige skyvekraft- og effektkoeffisienter. Til slutt tilpasses en Morison ligning basert på eksperimentell data.

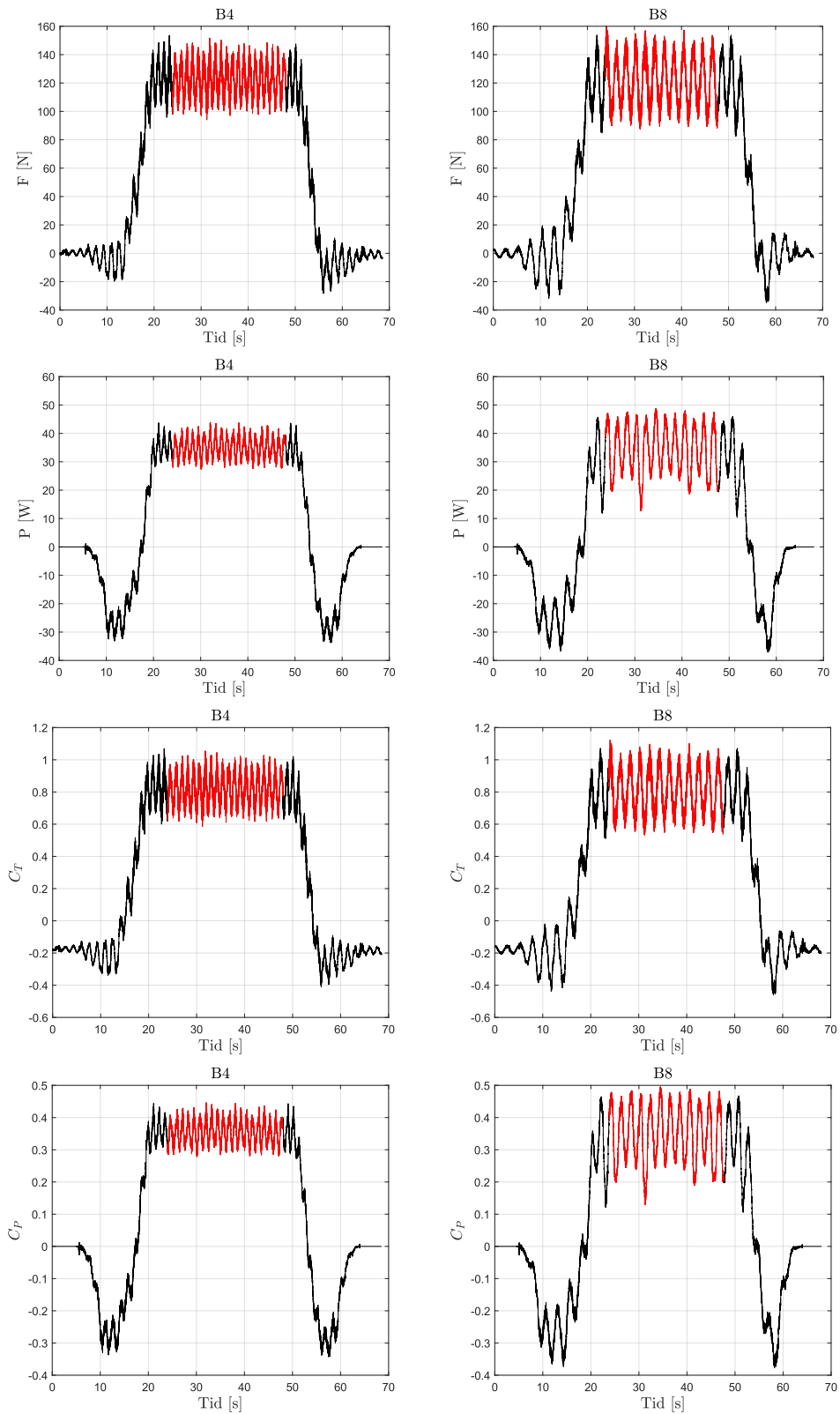
6.3.1 Tidsserier av krefter og effekt

Krefter og effekt blir påvirket av innkommende bølger under bølgeforsøkene, og hvordan bølgene påvirker turbinen undersøkes videre. I figur 44 presenteres totalkraft F , effekt P , skyvekraftkoeffisient C_T og effektkoeffisient C_P , som funksjon av tiden for bølgeforsøkene B4 og B8 fra tabell 7. Hele tidsserien vises for slepehastighet 0.8 m/s, og tabell 11 oppsummerer funnene i figur 44.

Tabell 11: Oppsummering av krefter, effekt, C_T og C_P for bølgeforsøkene B4 og B8 med slepehastighet 0.8 m/s. Gjennomsnittsverdier for parameteren er uthevet og tilhørende øvre og nedre grense er henholdsvis over og under i kolonnen.

Bølgeforsøk	Parametere			
	F [N]	P [W]	C_T	C_P
B4	151.64	43.90	1.05	0.45
	122.74	34.93	0.82	0.35
	94.11	27.37	0.59	0.28
B8	160.04	48.75	1.12	0.50
	121.85	34.27	0.81	0.35
	87.66	12.71	0.53	0.13

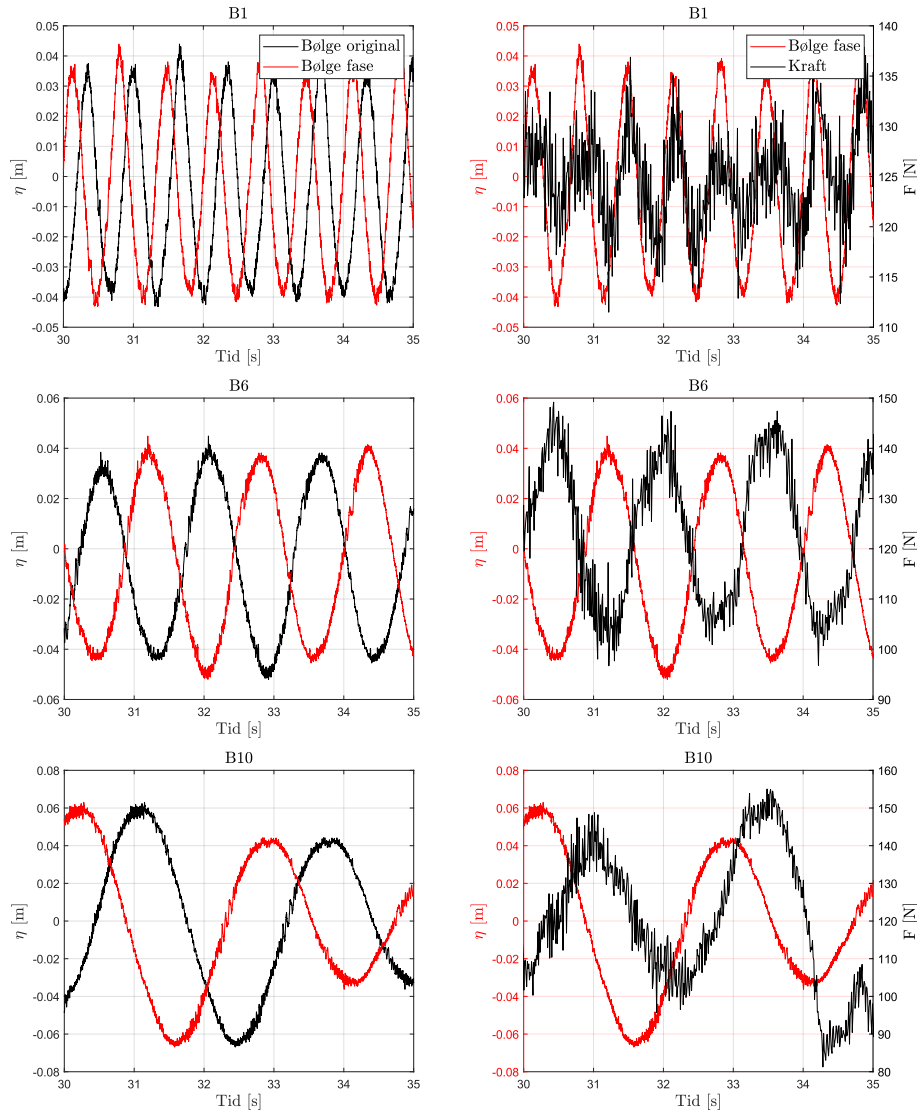
Som det kommer frem av tabell 11 så svinger kreftene og effekten som følge av bølgene og hastighetsvariasjoner. Dette resulterer i effekt- og skyvekraftkoeffisienter som også varierer som forventet fra ligning 10 og 11. Siden F og C_T har direkte sammenheng, og tilsvarende P og C_P , forventes disse grafene å være like. Som det kommer frem i figur 44 stemmer grafene overens.



Figur 44: Totalkraft, effekt, C_T og C_P under bølgebelastning på turbinen med bølgeperiode $T = 1.6$ s (B4) og $T = 2.5$ s (B8). Svart kurve er hele måleserien og den røde kurven er utvalgt område. Slepehastigheten er 0.8 m/s.

6.3.2 Krefter og bølgeheving

Kreftene på turbinen oscillerer som funksjon av tiden i figur 44 som forventet. Hvordan kreftene opptrer i forhold til bølgehevingen undersøkes videre, og i figur 45 presenteres et utklipp av bølgeheving og kraft som funksjon av tiden over 5 s. Bølgeeksperimentene som vises er B1, B6 og B10 fra tabell 7. Bølgeheving, η , forskyves frem til rotorplanet som beskrevet i seksjon 5.5.3. Begge bølgehevingene presenteres, men kun forskjøvet bølgehøyde vises i sammenheng med kraft på MarinLab-turbinen. Bølgehøyden er innstilt til $H = 0.10$ m.



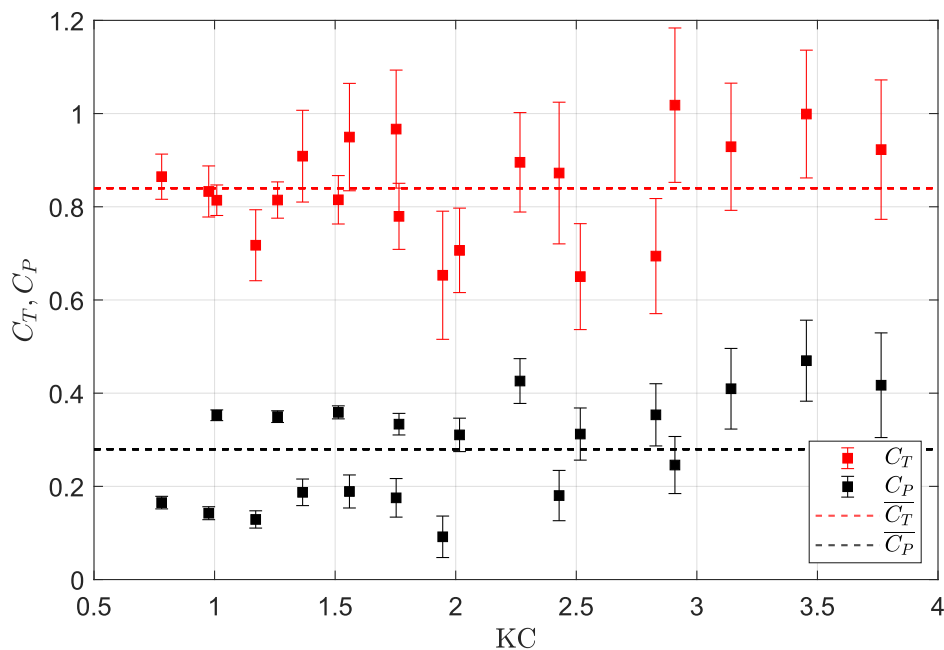
Figur 45: Tidsserie av bølgeheving (venstre kolonne) og totalkraft på turbinen (høyre kolonne). η er original bølgeheving og kraft (svart) og faseforskjøvet bølgeheving (rød). $U = 0.8$ m/s og bølgeforsøkene B1 (øverste bilder), B6 (midten) og B10 (nederst). Antall kraftmålinger reduseres med en faktor på 20 for å bli mer oversiktlig.

For bølgeforsøk B1 virker bølgene og kraften å være i fase, fordi topp- og bunnpunkt ser ut til å overlappe med hverandre i figur 45. Det er imidlertid vanskelig å si med sikkerhet, men både bølgefrequensen og belastningen har observerbar lignende frekvens. Bølgeforsøket B6 viser at kraften har faseforskjell $\sim \pi$ rad med bølgehevingen. Totalkraften er høyest ved en bølgedal, og tilsvarende minst ved en bølgetopp over turbinrotoren. I den lengste bølgeperioden B10 er det mindre faseforskjell mellom bølgeheving og målt kraft. Her observeres det at kraften og bølgene har en faseforskjell på $\sim 1/2 \pi$ rad. Med andre ord viser samtlige bølgeforsøk i figuren ulik faseforskjell mellom bølgeheving og målt kraft. Bakgrunnen for dette kan være flere, og en feilkilde som bør nevnes er metoden som benyttes for å forskyve bølgehevingene. Presisjonen i metoden er begrenset ettersom bølgene forskyves basert på estimert teoretisk bølgehøyde. Bølgehøyden varierer med tiden, spesielt for lengre bølgeperioder, og dette er en svakhet med metoden som kan føre til forskjellig fase mellom kraft og bølger.

I seksjon 2.7 indikerer $KC < 3$ at konstruksjonen er massedominerende. For å undersøke drag- og massedominans benyttes bølge- og slepehastighet ved nacelle-dybden $z = -1$ m og teoretiske bølgeperiode i tabell 7. For B1 og B6 er $KC < 3$, og MarinLab-turbinen kan anses som dominert av indre krefter ifølge ligning 28. Følgelig vil turbinen ha en bølgeknute i rotorplanet hvor dragkraften er lik null. Dragkraften på sin side er maksimal når rotorplanet er under en bølgetopp [70, s. 2.13]. Siden $KC < 3$ skal MarinLab-turbinen teoretisk være massedominert og dragkreftene kan neglisjeres. For B1 og B6 virker ikke dette å være tilfellet, siden kraften er henholdsvis i fase og faseforskjell $\sim \pi$ rad med bølgehevingen. Bølgeforsøket B10 har KC som er 3.76, og dette indikerer at turbinen påvirkes av både drag- og massekraft. Som det kommer frem i figuren, er det maksimal totalbelastning på turbinen når det er en bølgeknute i rotorplanet. Dette kan bety at turbinen fremdeles er dominert av massekraft selv om $KC > 3$. Om verdien er signifikant større enn 3 kan diskuteres, og det er mulig å oppnå $KC \gg 3$ i MarinLab [51]. Effekten av høyere slepehastighet og lengre perioder kunne vært interessant å undersøke videre, hvor KC teoretisk øker mot dominans av dragkrefter.

6.3.3 Effekt- og skyvekraftkoeffisienter

Fra bølgeforsøkene kan det beregnes gjennomsnittlig C_P og C_T som funksjon av KC . Gjennomsnittsverdiene vises i figur 46 med begge slepehastigheter (0.6 og 0.8 m/s). Det er også markert for totalt gjennomsnittlig C_T og C_P som er henholdsvis 0.84 og 0.28. Eksperimentenes gjennomsnittlige TSR -verdier er mellom 4.79 og 5.28.



Figur 46: Gjennomsnittlig effekt- og skyvekraftkoeffisient som funksjon av KC med standardavvik. Totalt gjennomsnitt av C_P og C_T er stiplet.

Som forventet fra en TSR -kurve, som figur 5, er C_T generelt større enn C_P . Dette er tilfellet for alle KC i figur 46, slik at oscillerende innstrømning endrer generelt ikke turbinens operasjonsbetingelser.

Gjennomsnittlig C_P og C_T verdier i figur 46 (stiplede linjer) sammenlignes med effekt- og skyvekraftkoeffisienter for tilsvarende TSR -verdier uten bølger. Effektkoeffisienten er mellom 0.10 og 0.19 ($U = 0.6$ m/s), og mellom 0.30 og 0.34 ($U = 0.8$ m/s) uten bølger. Det er signifikant forskjell mellom C_P med slephastighet $U = 0.6$ m/s og bølgeforsøk (32 %), men for 0.8 m/s sammenfaller effektkoeffisientene. Skyvekraftkoeffisienten uten bølger er mellom 0.78 og 1.02 (0.6 m/s), og 0.96 og 1.05 (0.8 m/s). Gjennomsnittlig skyvekraftkoeffisient med bølger er innenfor intervallet for slephastighet 0.6 m/s, men ikke for den høyeste slephastigheten. C_T er lavere med bølger enn for $U = 0.8$ m/s uten bølger, men avviket er kun ~ 14 %.

I [63] er det ingen signifikant forskjell for gjennomsnittlige verdier for skyvekraft- og effektkoeffisienter med og uten bølger. Dette er spesielt tilfellet med 0° girvinkel [63, s. 61-62]. MarinLab-turbinen har ingen girvinkel, men enkelte resultater viser at bølgene kan påvirke belastningen og ytelsen sammenlignet med konstant innstrømningshastighet. Som nevnt er ikke turbinen identisk med [63] som medfører naturlige avvik. Samtidig er det betydelig

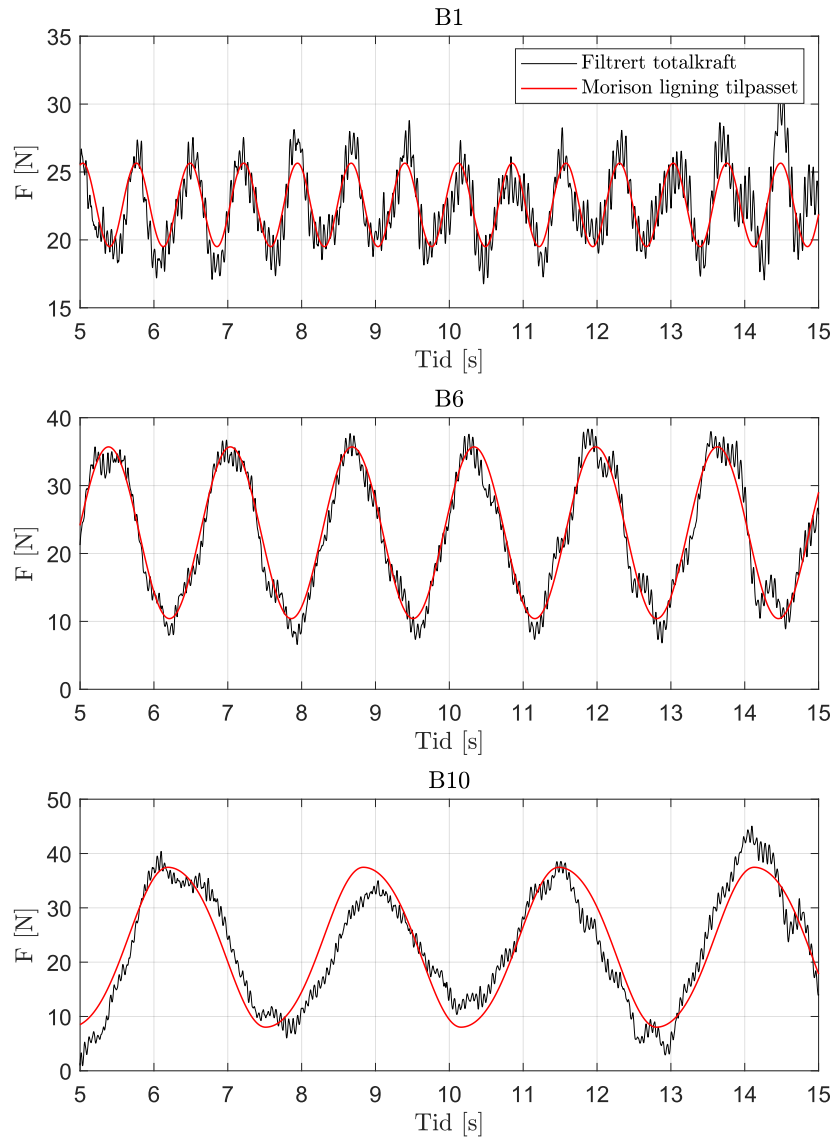
standardavvik for C_T og C_P med konstant innstrømningshastighet i figur 36 og 38. Dette er større enn hva standardavviket er med bølger, som er motstridene med funn i [63]. Undersøkelsen viser at standardavviket er tilnærmet dobbelt for bølgeforsøkene. Basert på ligning 10 og 11 skal effekten og belastningen være teoretisk stabil med konstant innstrømningshastighet U , og fra ligning 27 skal turbinen ha oscillerende belastning med bølger som følge av $\dot{U}(t)$ og $U(t)$. Svingningene vil teoretisk medføre større standardavvik med økende KC . Dette kan observeres i figur 46, hvor standardavviket øker både for C_T og C_P med økende KC .

6.3.4 Tilpasset Morison ligning

I seksjon 2.7 er Morison ligning for bølgeaster presentert, og denne seksjonen sammenligner en tilpasset Morison ligning (Ligning 29) med eksperimentelle bølgeforsøk. Morison ligningen tilpasses for å undersøke drag og tilleggsmasse til turbinen basert på eksperimentell data når den påvirkes av bølger. Målte kraftsignaler filtreres med et *butter*-filter i MATLAB [58]. Det benyttes et lavpassfilter med en grensefrekvens på 30 Hz, hvor signaler over dette dempes, og under grensefrekvensen passerer gjennom filteret. Videre kurvetilpasses målt data med *lsqcurvefit*-funksjon [58], som bruker minste kvadraters metode for en ikke-lineær kurvetilpassing. Figur 47 og 48 presenterer tilpassede Morison ligninger basert på 100 N lastcellen. Slepehastighetene er henholdsvis 0.6 m/s og 0.8 m/s, og bølgeforsøkene som vises er B1, B6 og B10 over et tidsintervall på 10 s. Som et mål på hvor god tilpasningen av kurven er benyttes R^2 -verdien, der 1 tilsvarer perfekt tilpasning og 0 tilsvarer svært dårlig. R^2 -verdien oppsummeres for bølgeforsøkene i tabell 12.

Tabell 12: Oppsummert R^2 -verdi for bølgeforsøk med slepehastighet 0.6 m/s og 0.8 m/s.

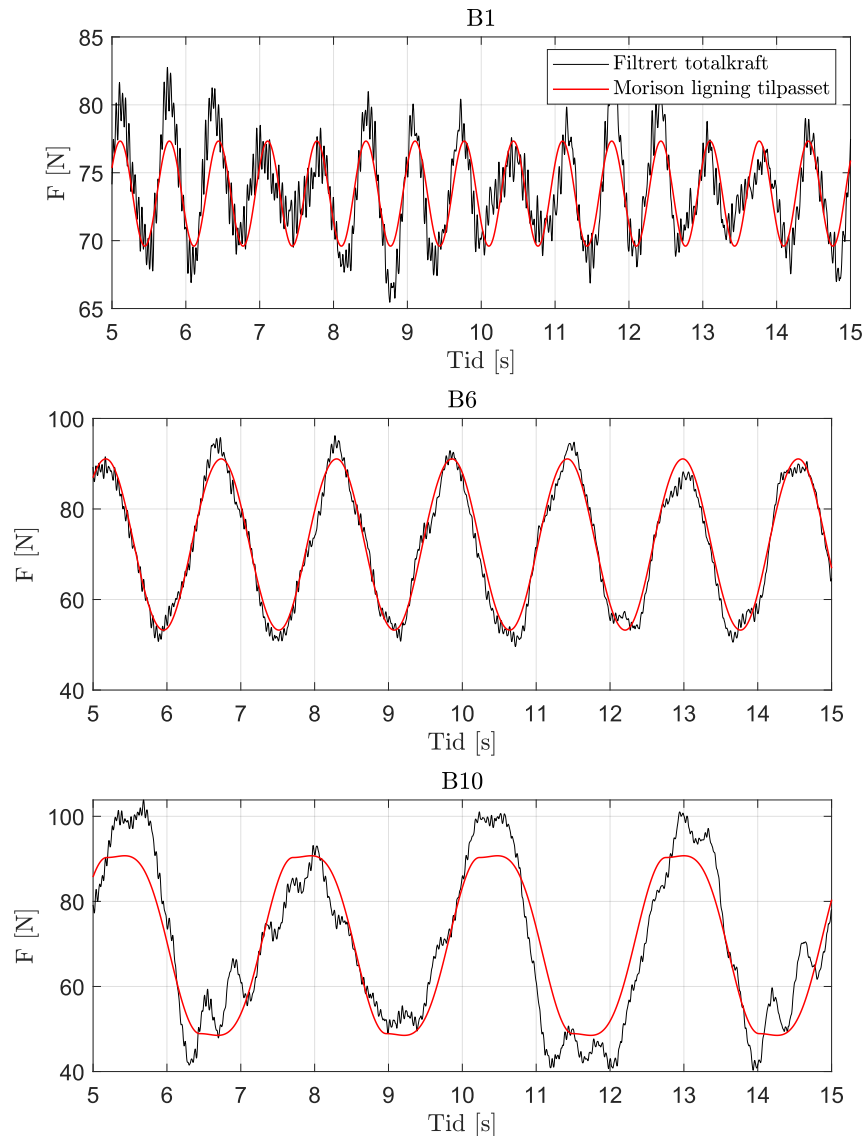
Slepehastighet [m/s]	0.6	0.8
Bølgeforsøk	R^2	R^2
B1	0.65	0.60
B2	0.80	0.87
B3	0.93	0.93
B4	0.95	0.96
B5	0.94	0.96
B6	0.95	0.96
B7		0.98
B8	0.94	0.97
B9		0.93
B10	0.88	0.84



Figur 47: Filtrert totalkraft og tilpasset Morison ligning med $U = 0.6$ m/s og bølgeforsøkene B1 ($T = 1$ s), B6 ($T = 2$ s) og B10 ($T = 3$ s).

De tilpassede Morison ligningene i figur 47 viser generelt god tilpasning av de eksperimentelle kraftmålingene. For bølgeforsøk B1, den korteste bølgeperioden, vises det god tilpasning mellom eksperimentell belastning og Morison ligningen. Samtidig følger ikke den tilpassede ligningen den målte lasten helt til topp og bunn for alle syklusene. Dette bølgeforsøket har høyest frekvens, som kan forklare hvorfor den ikke tilpasses kurven helt. Høy frekvens fører til flere perioder som skal tilpasses best mulig, og små variasjoner i periodene kan gjøre det utfordrende å treffe alle topp- og bunnpunkt. I tabell 12 er R^2 -verdien 0.65 som sammenfaller med at tilpasningen kunne vært bedre. For bølgeforsøk B6 oppfattes den tilpassede Morison

ligningen som en god tilnærming til de eksperimentelle kraftmålingene. Topp- og bunnpunkt er svært treffende og Morison ligningen er helt i fase med målingene, som stemmer overens med $R^2 = 0.95$. For bølgeforsøk B10 kan det observeres et lite avvik mellom eksperimentell belastning og den tilpassede ligningen. Siden R^2 -verdien er 0.88 er tilpasningen relativt god totalt sett, men siden det kun vises ~ 4 perioder i tidsintervallet, representerer dette et lite utvalg av tidsserien. Bølgeforsøk B1 og B6 presenterer henholdsvis ~ 14 og ~ 6 lastperioder, slik at det fremstilles et større bilde av tilpasningen for disse oscillerende belastningene.



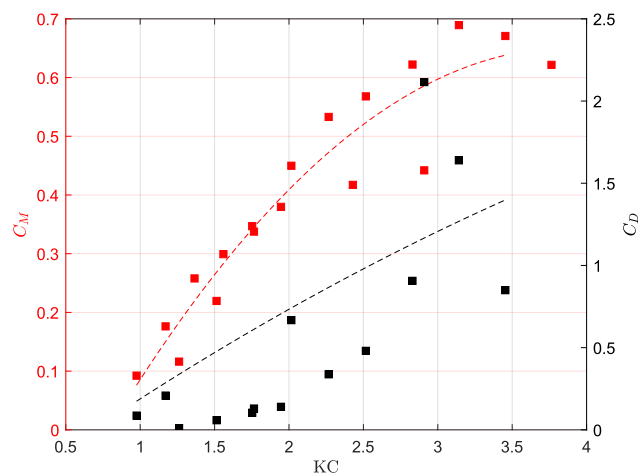
Figur 48: Filtrert totalkraft og tilpasset Morison ligning med $U = 0.8$ m/s og bølgeforsøkene B1 ($T = 1$ s), B6 ($T = 2$ s) og B10 ($T = 3$ s).

Den tilpassede Morison ligningen viser i stor grad samme resultater for slepehastighet 0.8 m/s i figur 48 som for 0.6 m/s. For bølgeforsøk B1 følger ikke tilpasningen den eksperimentelle kurven helt topp- og bunnpunktene, som resulterer i $R^2 = 0.60$. Dette samsvarer med 0.6 m/s, som antas å ha sammenheng med mange perioder og avvik mellom de oscillerende målingene. Bølgeforsøket B6, viser også relativt like resultater som for 0.6 m/s. Tilpasningen er svært presis og samsvarer med de eksperimentelle belastningene. Dette forventes ettersom R^2 -verdien er 0.96. For det siste bølgeforsøket, B10, observeres også samme trend som 0.6 m/s. Den tilpassede ligningen har visuelt litt avvik mellom eksperimentell belastning og den tilpassede ligningen. Dette forklarer hvorfor R^2 -verdien er 0.84.

Morison ligningen tilpasser belastningen på MarinLab-turbinen best for bølgeforsøkene B3 til B9. Dette innebærer bølgeperioder fra 1.40 s til 2.75 s, og kan argumenteres basert på R^2 -verdien i tabell 12. Tilpasningen og R^2 -verdien sammenfaller med observasjoner i figur 47 og 48, hvor de midterste tidsseriene i figurene har den beste tilpasningen. Samtlige av bølgeforsøk B3 til B9 har R^2 -verdi over 0.90, mens 33 % av bølgeforsøkene er under 0.90.

Drag- og massekoeffisienter

Det beregnes drag- og massekoeffisienter basert på kurvetilpasningene med Morison ligningen. Drag- og massekoeffisientene presenteres i figur 49 som funksjon av KC . Den kurvetilpassede linjen (stiplet linje) viser trenden til drag- og massekoeffisientene estimert med *polyfit* i MATLAB.



Figur 49: Drag- og massekoeffisienter, estimert med ligning 29, som funksjon av KC .

Beregningen med den tilpassede Morison ligningen viser økende trend for begge koeffisientene i figur 49. KC under 3 indikerer massedominans ifølge seksjon 2.7, og generelt er C_M større enn

C_D for dette området, selv om det ikke er signifikant forskjell ved alle KC . Dragkoeffisienten stiger tilnærmet lineært ved å neglisjere punkter med store avvik, mens massekoeffisientens stigningstall avtar ved økende KC . Dragkoeffisienten er konsentrert omkring 0.01 og 0.21 i det lavere området, mens spredningen øker signifikant ved økende KC . For $KC = 3.76$ estimeres C_D til 9.52. Denne verdien er høy relativt til de andre dragkoeffisientene, og anses som lite hensiktsmessig å inkludere i figuren, fordi verdien er lite troverdig. Massekoeffisientene har mindre spredning i punktene, slik at den estimerte kurven gir en realistisk fremstilling av tendensen ved økende KC . Hvordan drag- og massekoeffisientene endres ved større KC kunne vært interessant å undersøke videre, som strømningen går over i et område som teoretisk er dominert av dragkrefter.

7 Konklusjon

Det er utviklet og testet en modellturbin i MarinLab på HVL. Ytelsen og belastningen til modellturbinen ble undersøkt i konstant innstrømning og med innkommende regulære bølger.

Dragkrefter og dragkoeffisienter til tårnet og nacellen ble undersøkt som individuelt sammenfaller med teorien. Dragkraften øker ~ 4 ved dobling av innstrømningshastighet. Det er ikke målt signifikant forskjell i dragkraft mellom tårn og nacelle, som motstrider teorien hvor projisert arealøkning generere større dragkraft.

For konstant slepehastighet er skyvekraftkoeffisientene, C_T , sammenlignbare med andre resultater og i forventet område. For effektkoeffisientene, C_P , avviker resultatene fra forventningen og andre undersøkelser. Den signifikante forskjellen kan være relatert til Reynoldstall-effekter, basert på den numeriske sammenligningen, hvor det genereres betydelig lavere C_P -verdier med lave Reynoldstall. Den numeriske sammenligningen med lave Reynoldstall samsvarer med de eksperimentelle resultatene. Standardavviket er stort for begge slepehastighetene, som antas å komme av hastighetsvariasjon fra turbinrotasjonen, men også fra store strukturelle bevegelser eller ulike angrepsvinkler for turbinbladene. Den virvelinduserte frekvensen, f_v , har en tydelig frekvenstopp med mye energi spesielt for slepehastighet 0.6 m/s. Dette forklarer hvorfor det observeres store oscillerende bevegelser for turbinen. 3P for $U = 0.6$ m/s kan være i resonans med f_v -frekvensen som forsterker de oscillerende bevegelsene. For $U = 0.8$ m/s sammenfaller ikke f_v med målt frekvenstopp, men antas å være den nærliggende frekvenstoppen mellom 2 og 3 Hz. Det er ingen tydelig egenfrekvens, men potensielle egenfrekvenser er ikke i resonans med f_v , 1P eller 3P. De påvirker derfor ikke de observerte oscillerende bevegelsene.

Ytelse og belastning varierer med oscillerende innstrømning. Allikevel er standardavviket mindre enn med konstant slepehastighet. C_P har overensstemmelse med og uten bølger for slepehastighet 0.8 m/s, men har signifikant forskjell med 0.6 m/s. For C_T sammenfaller konstant slep med bølger for 0.6 m/s, men det er avvik ved 0.8 m/s. Morison ligningen viser god tilpasning med målte laster på turbinen for de fleste bølgeforsøkene. 67 % har R^2 -verdi over 0.90, som indikerer en god tilpasning mellom Morison ligningen og målt data. Drag- og massekoeffisientene viser stigende trend. KC under 3 indikerer massedominans, og generelt er C_M større enn C_D i dette området med enkelte unntak. Dragkoeffisienten stiger tilnærmet lineært, mens massekoeffisientens stigningstall avtar ved økende KC .

7.1 Videre arbeid

MarinLab-turbin har stort forskningspotensial og åpner mange muligheter for videre arbeid. Noen forslag er som følger:

- I denne masteroppgaven undersøkes kun effekter med dynamisk innstrømming i jag-translasjon. Alle frihetsgradene er interessante, og MarinLab-turbinens ytelse og belastning bør undersøkes med flere frihetsgrader. Testoppsettet vil kreve modifisering for å tilpasses andre frihetsgrader, men et fullverdig rampe-system, som gir mulighet for translasjon og rotasjon i alle frihetsgrader, kan tilføre betydelig forskningsverdi.
- Et annet forslag for videre arbeid er å undersøke forskjellige bladvinkler for rotorbladene og eventuelt inkludere turbulensutløserer eller turbulensgitter. Effektkoeffisientene er betydelig lavere i denne rapporten enn tilsvarende undersøkelser [10], og derfor bør angrepsvinkler og turbulens sees nærmere på. Effektkoeffisientene er Reynoldstall-avhengige, og det kan være MarinLab-turbinen får bedre resultater med andre angrepsvinkler eller turbulens. I forhold til Betz grenseverdi som er ~ 0.59 har turbinen generelt et forbedringspotensial for å optimalisere blader og bladprofiler. I den forbindelse kan det utføres en numerisk undersøkelse, for eksempel bladelement-metode (BEM), for å optimalisere bladprofiler. Den numeriske analysen kan videre valideres med MarinLab-turbinen i en eksperimentell undersøkelse.
- I denne rapporten er ikke selve turbin-vaken undersøkt, men som et videre steg kan vaken undersøkes med *Acoustic Doppler Velocimeter* (ADV) eller *Particle Image Velocimetry* (PIV). Måleapparatene benytter henholdsvis akustiske- og optiske metoder og er installert i MarinLab. Til sammenligning kan det undersøkes om ADV-målinger av MarinLab-turbinens vake sammenfaller med undersøkelser i [16], hvor vaken ble undersøkt med en 0.70 m actuator disk. En actuator disk er en god representasjon av en turbin, men hvordan vakeprofilen utvikler seg ved ulike *TSR*-verdier i forhold til disken kan være interessant å undersøke videre.

Referanser

- [1] Europakommisjonen. Energy research and innovation. https://research-and-innovation.ec.europa.eu/research-area/energy_en. Lastet ned: 20.09.2022.
- [2] Regjeringen. Klimaendringer og norsk klimapolitikk. <https://www.regjeringen.no/no/tema/klima-og-miljo/innsiktsartikler-klima-miljo/klimaendringer-og-norsk-klimapolitikk/id2636812/>. Lastet ned: 14.04.2023.
- [3] Europakommisjonen. Wind energy. https://research-and-innovation.ec.europa.eu/research-area/energy/wind-energy_en. Lastet ned: 20.09.2022.
- [4] H. Lee and D. Lee. Effects of platform motions on aerodynamic performance and unsteady wake evolution of a floating offshore wind turbine. *Renewable Energy*, 143, 2019.
- [5] P. Krogstad and M. S. Adaramola. Performance and near wake measurements of a model horizontal axis wind turbine. *Wind Energy*, 15(5):743–756, 2011.
- [6] S. Roy and U. K. Saha. Wind tunnel experiments of a newly developed two-bladed savonius-style wind turbine. *Applied Energy*, 137:117–125, 2015.
- [7] B. Dou, M. Guala, L. Lei, and P. Zeng. Experimental investigation of the performance and wake effect of a small-scale wind turbine in a wind tunnel. *Energy*, 166:819–833, 2019.
- [8] G. V. Iungo. Experimental characterization of wind turbine wakes: Wind tunnel tests and wind lidar measurements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 149:35–39, 2016.
- [9] G. S. Payne, T. Stallard, and R. Martinez. Design and manufacture of a bed supported tidal turbine model for blade and shaft load measurement in turbulent flow and waves. *Renewable Energy*, 107:312–326, Juli 2017.
- [10] B. Gaurier et al. Tidal energy “round robin” tests comparisons between towing tank and circulating tank results. *International Journal of Marine Energy*, 12:87–109, Desember 2015.
- [11] J. F. Manwell. *Wind Energy Explained*. John Wiley and Sons, 2002.

- [12] A. Ning. Using blade element momentum methods with gradient-based design optimization. *Struct. Multidiscip. Optim.*, 64(2):991–1014, aug 2021.
- [13] M. L. Buhl. New empirical relationship between thrust coefficient and induction factor for the turbulent windmill state, 2005.
- [14] NREL WISDEM. Ccblade, 2019.
<https://wisdem.readthedocs.io/en/master/wisdem/ccblade/index.html>. Lastet ned: 05.05.2023.
- [15] S. K. Chakrabarti. Offshore structure modeling. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1994.
- [16] S. Øye. Experimental study of the wake flow and thrust coefficient of porous actuator discs. Masteroppgave, Universitetet i Bergen, Juni 2022.
- [17] D. Lande-Sudall. Co-located Offshore Wind and Tidal Stream Turbines. Doktorgradsavhandling, Universitetet i Manchester, 2017.
- [18] T. Stallard and A. S. Bahaj. Arguments for modifying the geometry of a scale model rotor. In A S Bahaj, editor, *Proceedings of 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011)*, page on CD, September 2011. 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011) ; Conference date: 05-09-2011 Through 09-09-2011.
- [19] A. N. Robertson et al. Summary of conclusions and recommendations drawn from the deepwind scaled floating offshore wind system test campaign: Preprint. July, 2013, United States. <https://www.osti.gov/biblio/1087777>. Lastet ned: 22.05.2023.
- [20] A. S. Bahaj, A. F. Molland, J. R. Chaplin, and W. M. J. Batten. Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, 32(3):407–426, 2007.
- [21] B. Gaurier, C. Carlier, G. Germain, G. Pinon, and E. Rivoalen. Three tidal turbines in interaction: An experimental study of turbulence intensity effects on wakes and turbine performance. *Renewable Energy*, 148:1150–1164, 2020.
- [22] J. I. Whelan, J. M. R. Graham, and J. Peiró. A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, 624:281–291, 2009.
- [23] J. B. Bjørnsen. Lab-scale measurements of blockage and wake flow on a setup of three laterally spaced wind turbine rotors. Masteroppgave, Juni 2021. Universitetet i Bergen.

- [24] O. M. Faltinsen. Sea loads on ships and offshore structures. Cambridge University Press, 1990.
- [25] T. Sarpkaya and M. Isaacson. Wave Forces on Offshore Structures. Van Nostrand Reinhold Company Inc, 1981.
- [26] R. L. P. Verley and G. Moe. The effect of cylinder vibration on the drag force and the resultant hydrodynamic damping. Teknisk rapport STF60 A79061, Norges tekniske høgskole (NTNU), Norge, 1978.
- [27] J. I. Whelan, J. M. R. Graham, and J. Peiró. Inertia effects on horizontal axis tidal-stream turbines. In *8th European Wave and Tidal Energy Conference*, pages 586–591, Uppsala, Sverige, 2009.
- [28] R. Quevedo-Reina et al. Surrogate model based on ann for the evaluation of the fundamental frequency of offshore wind turbines supported on jackets. *Computers Structures*, 274:106917, 2023.
- [29] X. Wu et al. Foundations of offshore wind turbines: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104:379–393, 2019.
- [30] Equinor. Floating wind, 2023. <https://www.equinor.com/energy/floating-wind>. Lastet ned: 20.05.2023.
- [31] R. D. Gabbai and H. Benaroya. An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders. *Journal of Sound and Vibration*, 282(3):575–616, 2005.
- [32] S. B. Cunha. Pipeline viv: Analytical solution, experiments and parameter identification. Januar 2009.
- [33] L. Arany, S. Bhattacharya, J. H. G. Macdonald, and S. J. Hogan. Closed form solution of eigen frequency of monopile supported offshore wind turbines in deeper waters incorporating stiffness of substructure and ssi. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 83:18–32, 2016.
- [34] Hbm. The wheatstone bridge circuit. <https://www.hbm.com/en/7163/wheatstone-bridge-circuit/>. Lastet ned: 5.02.2023.

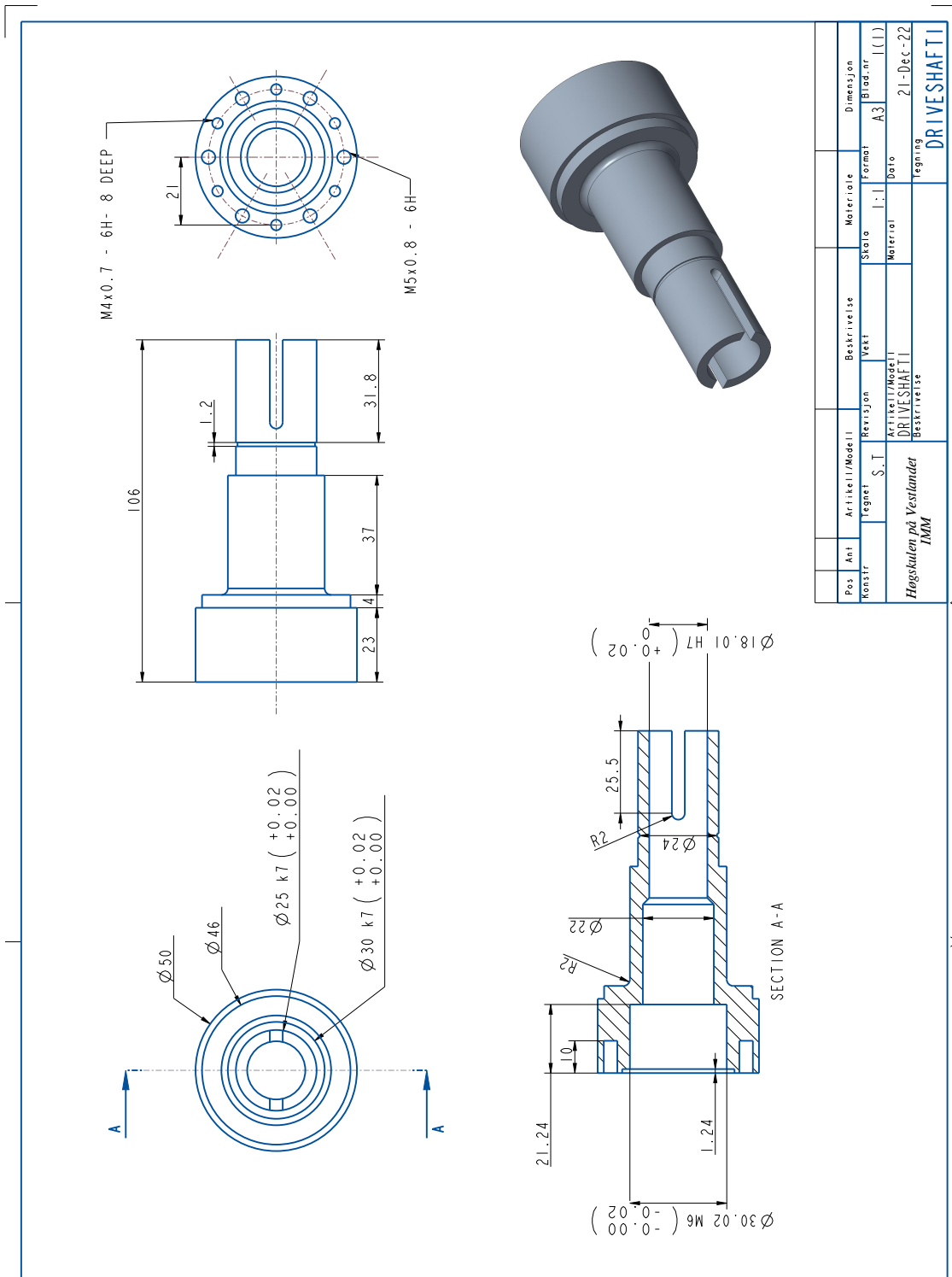
- [35] J. Jonkman and W. Musial. Offshore code comparison collaboration (oc3) for iea task 23 offshore wind technology and deployment, 2010.
<https://www.nrel.gov/docs/fy11osti/48191.pdf>.
- [36] J. M. Jonkman and D. Matha. Dynamics of offshore floating wind turbines-analysis of three concepts. *Wind Energy*, 14(4), Januar 2011.
- [37] A. J. Coulling et al. Validation of a fast semi-submersible floating wind turbine numerical model with deepcwind test data. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 5(2), Mars 2013.
- [38] G. Pinon, P. Mycek, G. Germain, and E. Rivoalen. Numerical simulation of the wake of marine current turbines with a particle method. *Renewable Energy*, 46:111–126, 2012.
- [39] A. S. Bahaj, W. M. J. Batten, and G. McCann. Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 32(15), 2007.
- [40] N. Arntzen, H. J. Jakobsen, and B. Weltzien. Design and construction of a turbine model for testing in MarinLab. Bacheloroppgave, Institutt for maskin- og marinfag, Høgskulen på Vestlandet, Mai 2022.
- [41] Maxon group. Ec-i 52 Ø52 mm, brushless, 180 w, with hall sensors.
<https://www.maxongroup.com/maxon/view/product/motor/ecmotor/EC-i/516068>.
- [42] J. de Boer. Thrust-torque sensor for testing tidal turbine. Privat kommunikasjon.
- [43] Senring. H1256 series.
<https://www.senring.com/pdf/Senring-H1256-Series-SlipRing-Catalog.pdf>.
Lastet ned: 14.02.2023.
- [44] Maxon group. Epos4 module 50/15 epos4 compact 50/15 can hardware reference, 2017.
- [45] RS Components. Datasheet rs200 aluminium housed resistors.
<https://docs.rs-online.com/5ae4/0900766b8165741c.pdf>.
- [46] Aosong. Temperature and humidity module.
<https://no.rs-online.com/web/p/sensor-development-tools/1743237>. Lastet ned: 28.01.2023.

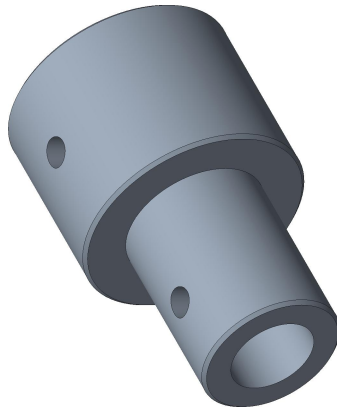
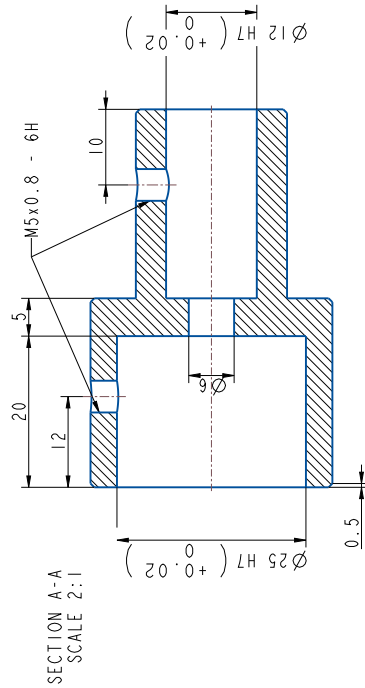
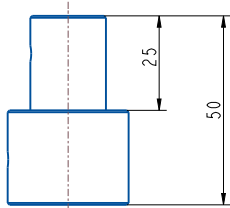
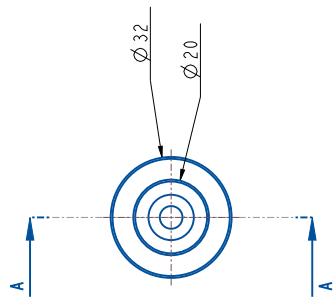
- [47] Autodesk. Autodesk inventor: Mechanical design software for ambitious ideas, 2023. <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview?term=1-YEAR&tab=subscription>.
- [48] Parametric Technology Corporation. Creo parametric 3d modeling software, 2023. <https://www.ptc.com/en/products/creo/parametric>.
- [49] A. Velling. Limits and fits. https://fractory.com/limits-and-fits/#Tolerance_Grade. Lastet ned: 17.01.2023.
- [50] Edinburgh designs. World leading hydrodynamic test equipment, 2016. <http://www4.edesign.co.uk/>.
- [51] Høgskulen på Vestlandet. Marinlab, 2022. https://www.hvl.no/contentassets/de9d0d0d3cc146f3a0782a81d34f8e13/marinlab_info.pdf.
- [52] B. Gaurier et al. Marinet2 tidal energy round robin tests—performance comparison of a horizontal axis turbine subjected to combined wave and current conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*, 8(6), 2020.
- [53] X. Guo, J. Yang, Z. Gao, T. Moan, and H. Lu. The surface wave effects on the performance and the loading of a tidal turbine. *Ocean Engineering*, 156:120–134, 2018.
- [54] The engineering toolbox. Water - density, specific weight and thermal expansion coefficients. https://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d_595.html. Lastet ned: 14.02.2023.
- [55] P. Welch. The use of fast fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*, 15(2):70–73, 1967.
- [56] S. Bell. A beginner’s guide to uncertainty of measurement, 1999. https://www.npl.co.uk/special-pages/guides/gpg11_uncertainty.
- [57] National Instruments. Labview documentation resources, 2023. https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/labview/page/lvconcepts/labview_documentation_resources.html.

- [58] MathWorks. Matlab, 2023.
https://se.mathworks.com/help/matlab/index.html?s_tid=hc_panel.
- [59] M. Drela. Xfoil, 2013. <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>.
- [60] R. Martinez et al. Tidal energy round robin tests: A comparison of flow measurements and turbine loading. *Journal of Marine Science and Engineering*, 9(4), 2021.
- [61] DNV. Environmental conditions and environmental loads, 2008. RECOMMENDED PRACTICE DNV-RP-C205.
- [62] D. Jin et al. A predictive model of the drag coefficient of a circular cylinder. *Physics of Fluids*, 33(11):111702, 2021.
- [63] R. Martinez, G. S. Payne, and T. Bruce. The effects of oblique waves and currents on the loadings and performance of tidal turbines. *Ocean Engineering*, 164:55–64, 2018.
- [64] M. Gaster. The structure and behavior of laminar separation bubbles. 1969.
- [65] H. P. Horton. Laminar separation bubbles in two and three dimensional incompressible flow. 1968.
- [66] A. Grille Guerra, C. Mertens, J. Little, and B. van Oudheusden. Experimental characterization of an unsteady laminar separation bubble on a pitching wing. *Experiments in Fluids*, 64(16):2–19, 2023.
- [67] M. Skoland. Experimental investigation of multirotor wind turbine wakes. Masteroppgave.
- [68] T. Blackmore, L. E. Myers, and A. S. Bahaj. Effects of turbulence on tidal turbines: Implications to performance, blade loads, and condition monitoring. *International Journal of Marine Energy*, 14:1–26, 2016.
- [69] W. Campbell. Protection of steam turbine disk wheels from axial vibration. *Transactions of the ASME*, pages 31–160, 1924.
- [70] B. Pettersen. Marin teknikk 3 Hydrodynamikk. Akademika, 2020.

Vedlegg

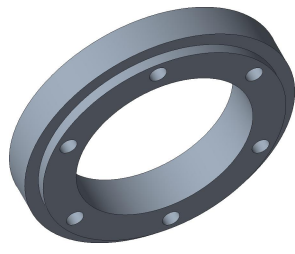
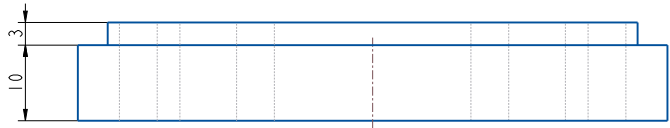
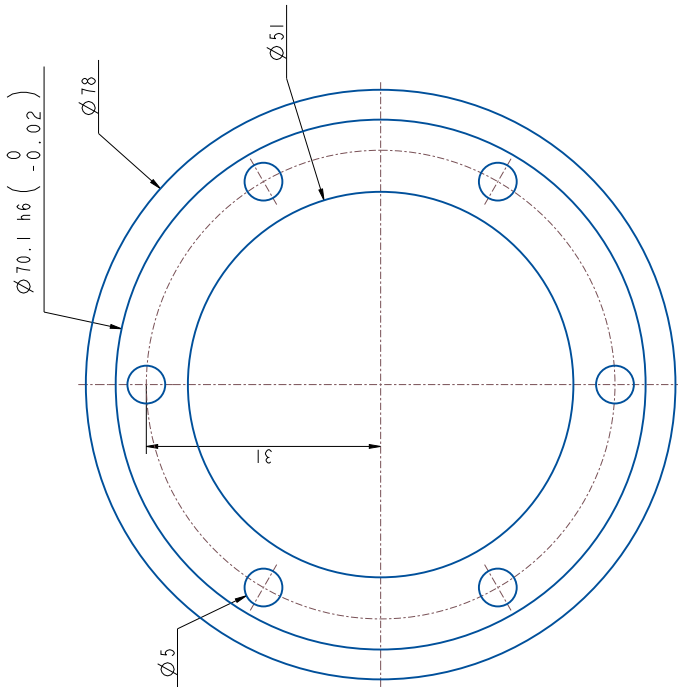
Vedlegg A: Arbeidstegninger





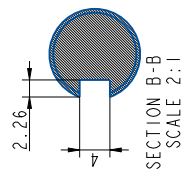
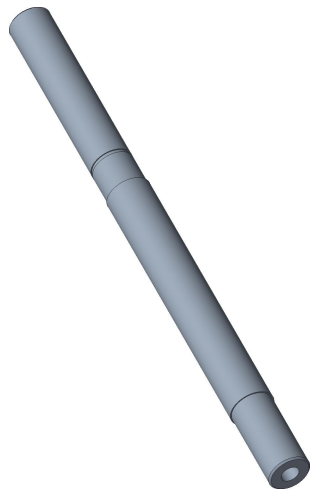
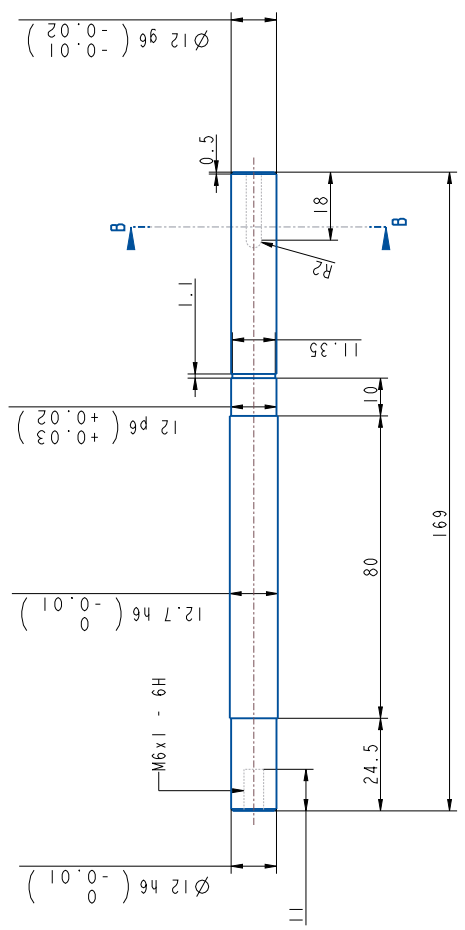
SCALE 2:1

Pos	Ant	Artikkel/Model	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Format
		S.T		I:1	A3
		Artikkel/Model		Date	
		COUPLING		21-Dec-22	
		Beskrivelse		tegning	
		Høgskulen på Vestlandet		SHAFTCOUPLING	
		IMM			

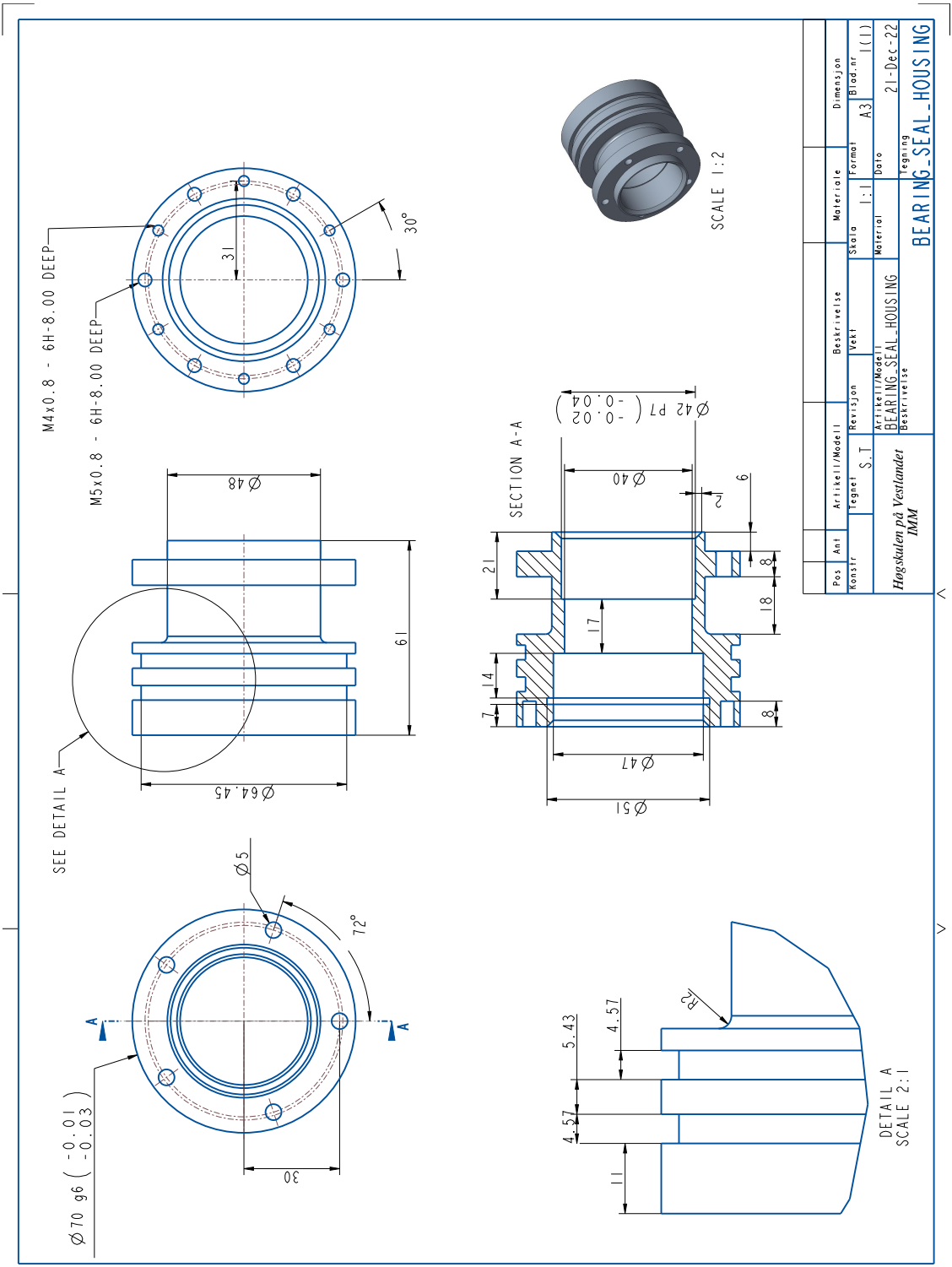


SCALE 1 : 1

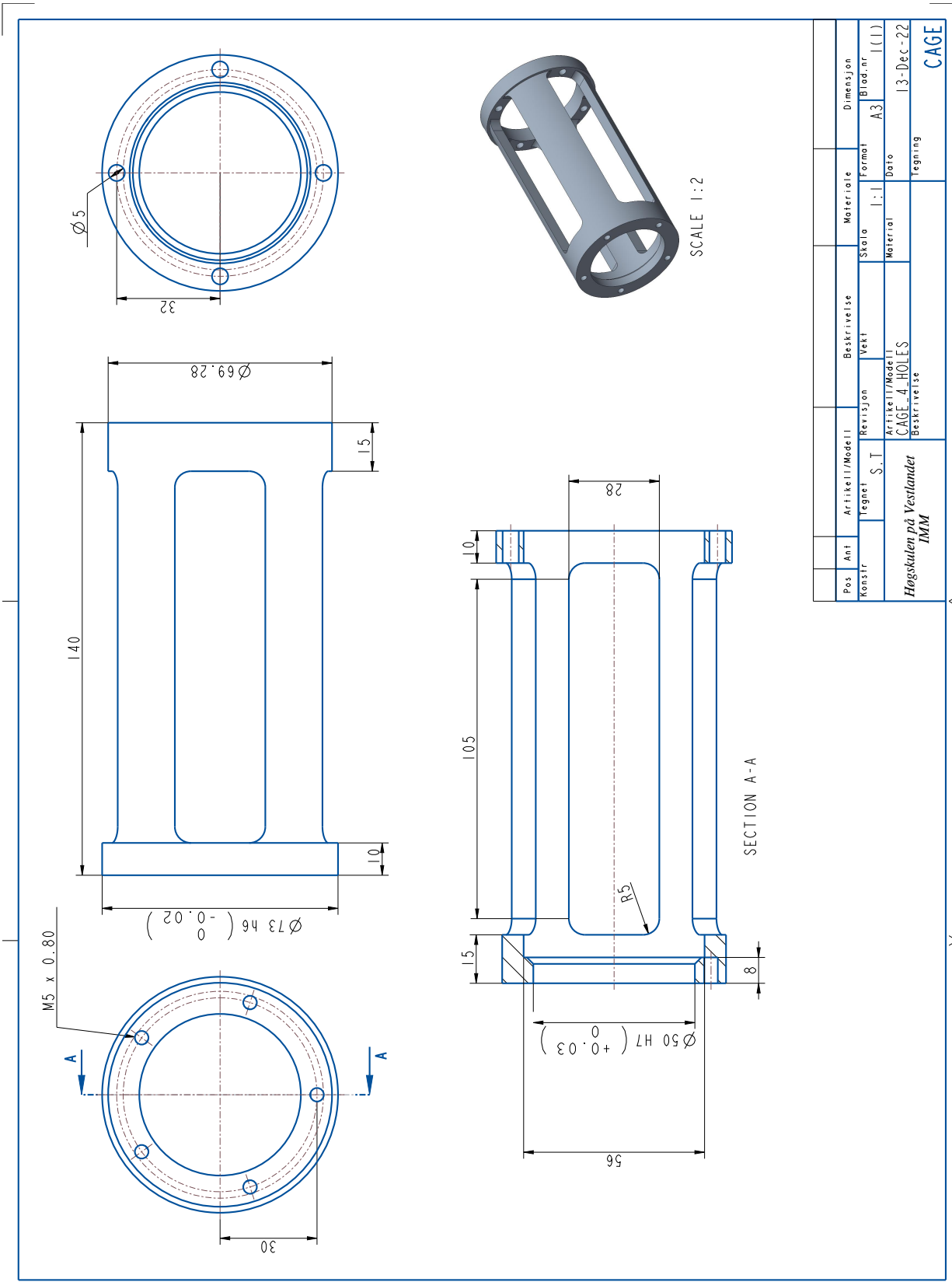
Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		S.T	Revisjon	Skala	Blad.nr
		Artikkel/Modell	Vekt	Material	A3
		END_PLATE_FORWARD		Material	2:1
		Beskrivelse		Dato	1(1)
		Høgskulen på Vestlandet		tegning	21-Dec-22
		IMM			
					END_PLATE_FORWARD



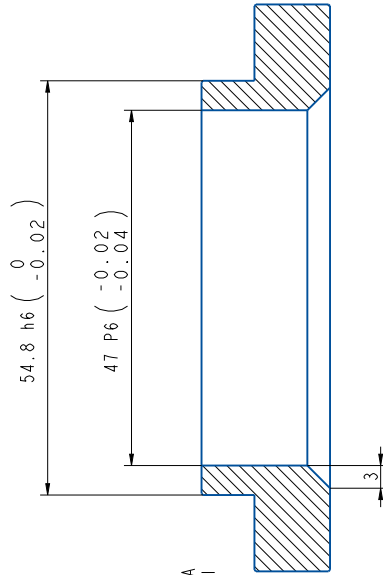
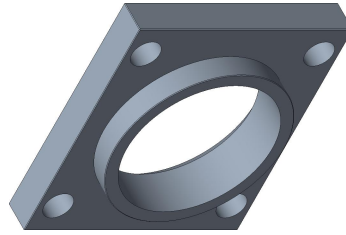
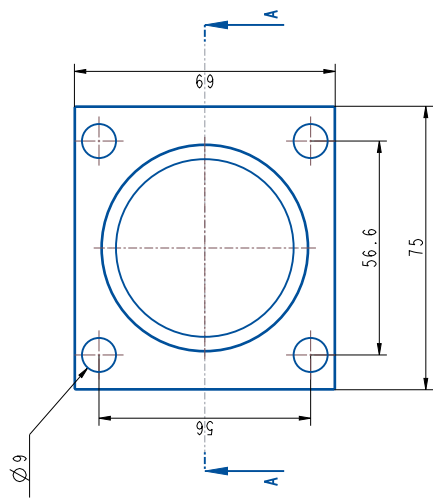
Pos	Ant	Artikkel/Model	Material	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Skala	Blad.nr
		S.T	Material	A3
		Artikkel/Model	Material	1(1)
		AKSI_LING2	Material	21-Dec-22
		Beskrivelse	tegning	DRIVESHAFT2
Høgskulen på Vestlandet				
IMM				



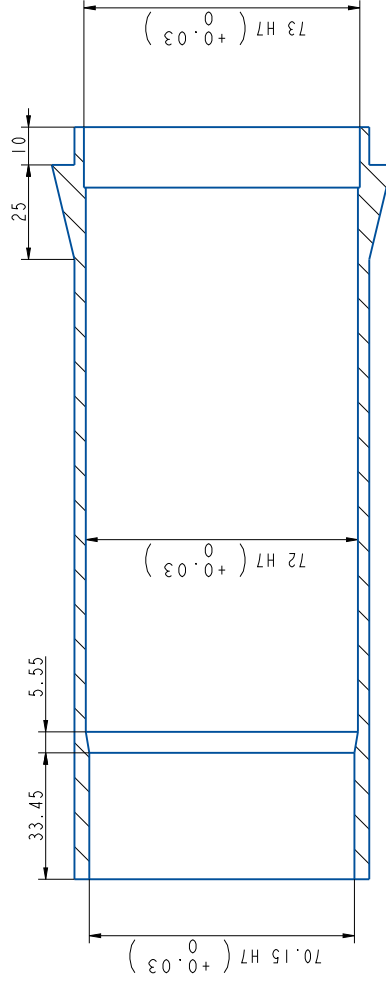
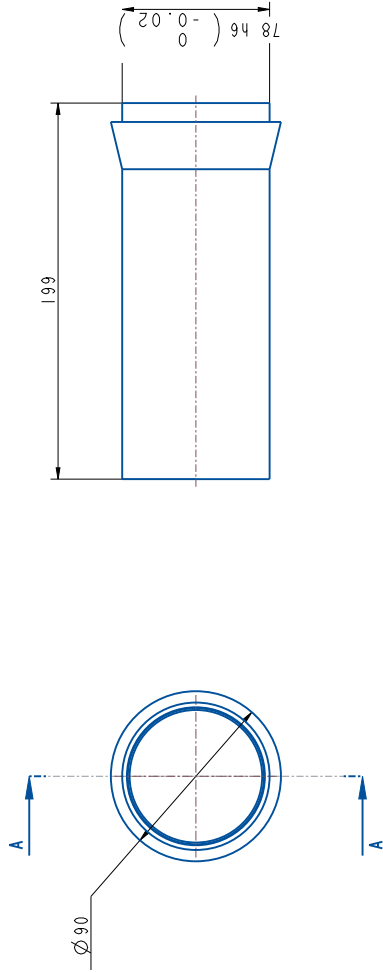
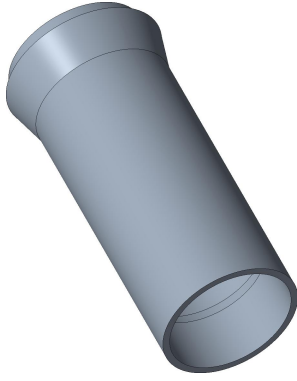
Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
1		1	1	1	1
2		2	2	2	2
3		3	3	3	3
4		4	4	4	4
5		5	5	5	5
6		6	6	6	6
7		7	7	7	7
8		8	8	8	8
9		9	9	9	9
10		10	10	10	10
11		11	11	11	11
12		12	12	12	12
13		13	13	13	13
14		14	14	14	14
15		15	15	15	15
16		16	16	16	16
17		17	17	17	17
18		18	18	18	18
19		19	19	19	19
20		20	20	20	20
21		21	21	21	21
22		22	22	22	22
23		23	23	23	23
24		24	24	24	24
25		25	25	25	25
26		26	26	26	26
27		27	27	27	27
28		28	28	28	28
29		29	29	29	29
30		30	30	30	30
31		31	31	31	31
32		32	32	32	32
33		33	33	33	33
34		34	34	34	34
35		35	35	35	35
36		36	36	36	36
37		37	37	37	37
38		38	38	38	38
39		39	39	39	39
40		40	40	40	40
41		41	41	41	41
42		42	42	42	42
43		43	43	43	43
44		44	44	44	44
45		45	45	45	45
46		46	46	46	46
47		47	47	47	47
48		48	48	48	48
49		49	49	49	49
50		50	50	50	50
51		51	51	51	51
52		52	52	52	52
53		53	53	53	53
54		54	54	54	54
55		55	55	55	55
56		56	56	56	56
57		57	57	57	57
58		58	58	58	58
59		59	59	59	59
60		60	60	60	60
61		61	61	61	61
62		62	62	62	62
63		63	63	63	63
64		64	64	64	64
65		65	65	65	65
66		66	66	66	66
67		67	67	67	67
68		68	68	68	68
69		69	69	69	69
70		70	70	70	70
71		71	71	71	71
72		72	72	72	72
73		73	73	73	73
74		74	74	74	74
75		75	75	75	75
76		76	76	76	76
77		77	77	77	77
78		78	78	78	78
79		79	79	79	79
80		80	80	80	80
81		81	81	81	81
82		82	82	82	82
83		83	83	83	83
84		84	84	84	84
85		85	85	85	85
86		86	86	86	86
87		87	87	87	87
88		88	88	88	88
89		89	89	89	89
90		90	90	90	90
91		91	91	91	91
92		92	92	92	92
93		93	93	93	93
94		94	94	94	94
95		95	95	95	95
96		96	96	96	96
97		97	97	97	97
98		98	98	98	98
99		99	99	99	99
100		100	100	100	100



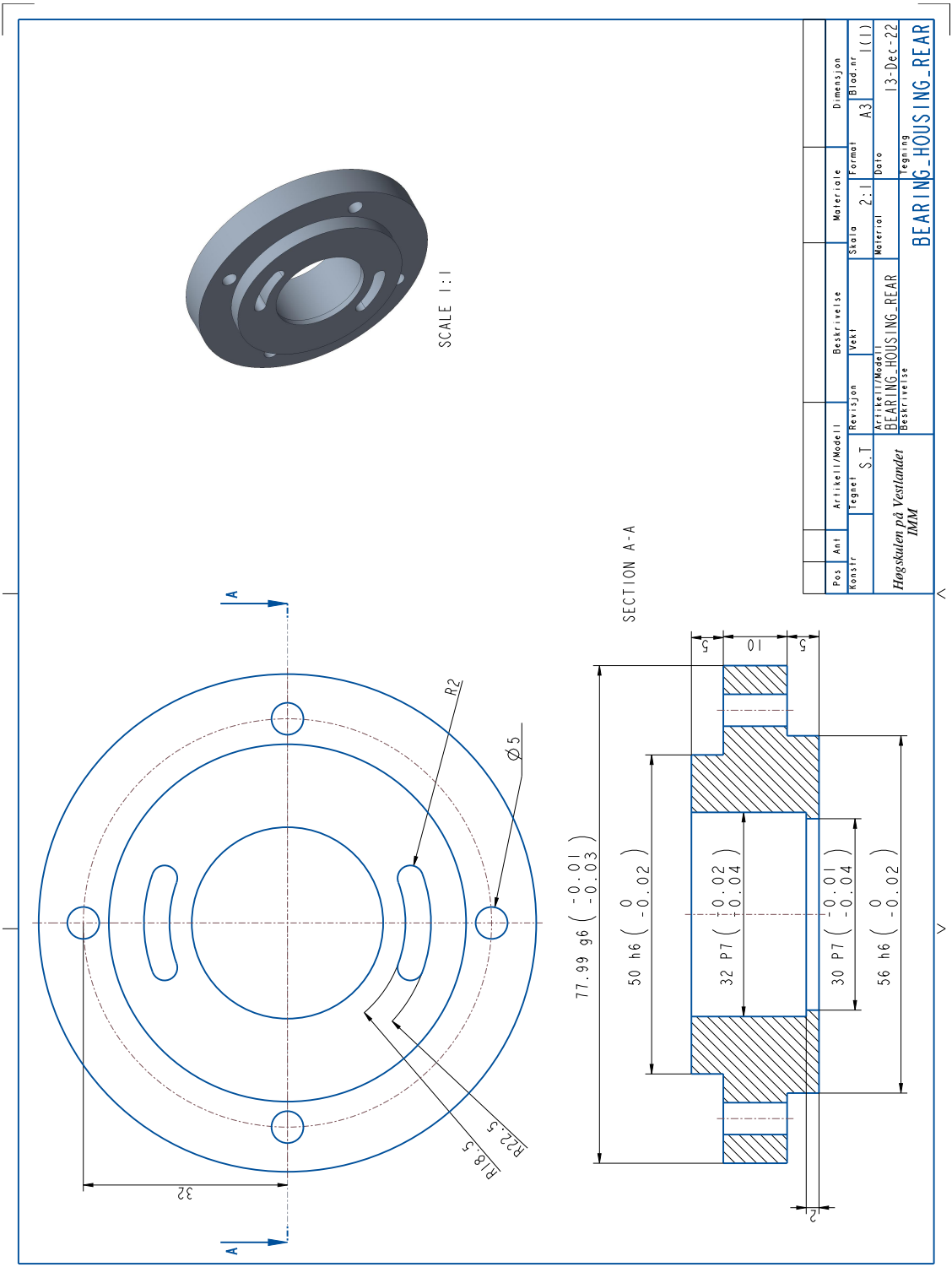
Pos	Ant	Artikkel/Model	Revisjon	Beskrivelse	Material	Dimensjon
			S.T			
Konstr		Tegnet		Vekt	Formal	Blad.nr
		S.T			Dato	I(1)
		Artikkel/Model		Material		
		CAGE_4 HOLES				13-Des-22
		Beskrivelse		Tegning		
		Høgskulen på Vestlandet				
		IMM				
						CAGE

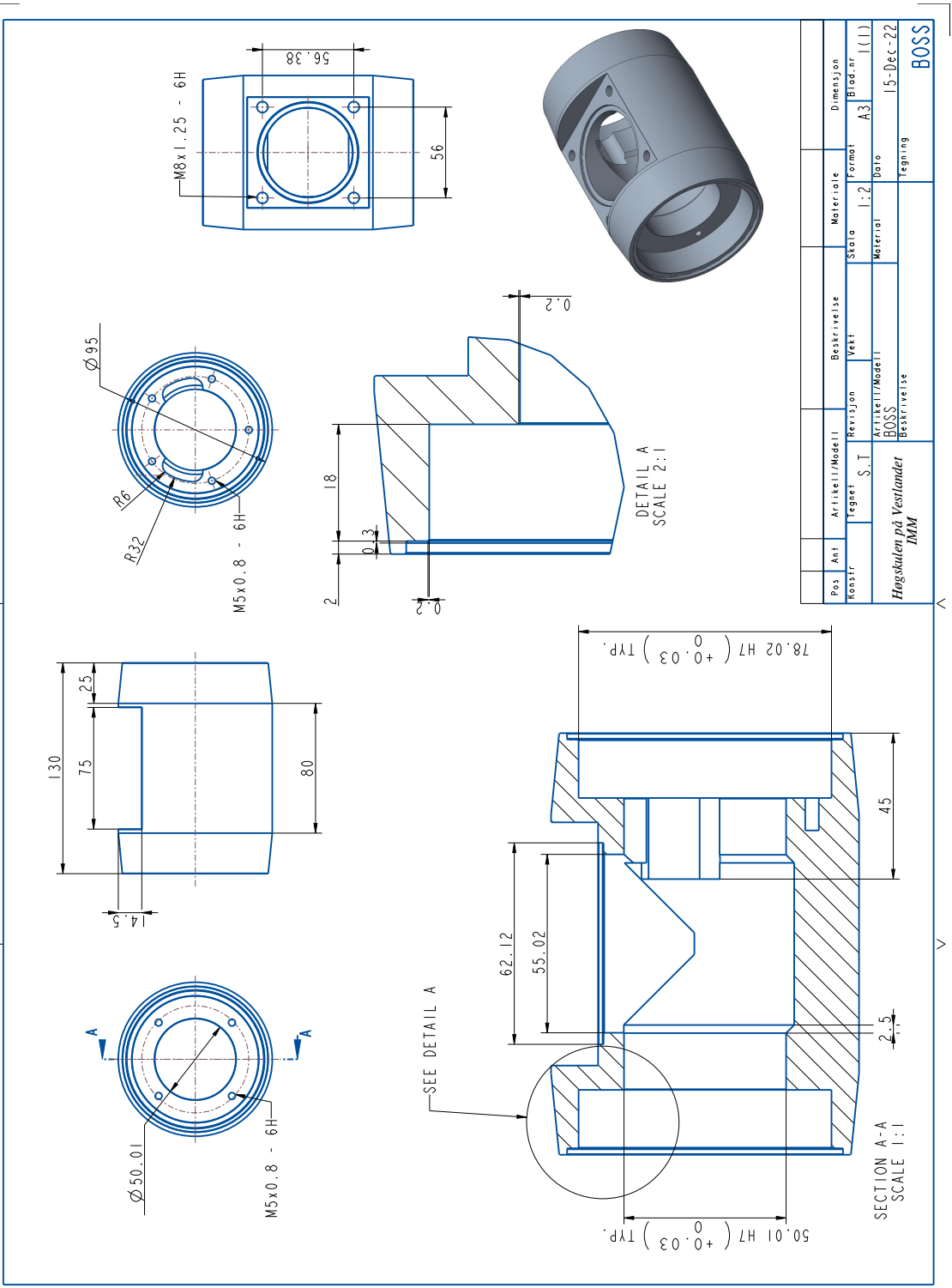


Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Format
		S.T		1:1	A3
		Artikkel/Modell	Material		Dato
		TWR_AND_TWR_FLANGE			21-Dec-22
		Beskrivelse	Tegning		
		Høgskulen på Vestlandet	TOWER_FLANGE		
		IMM			

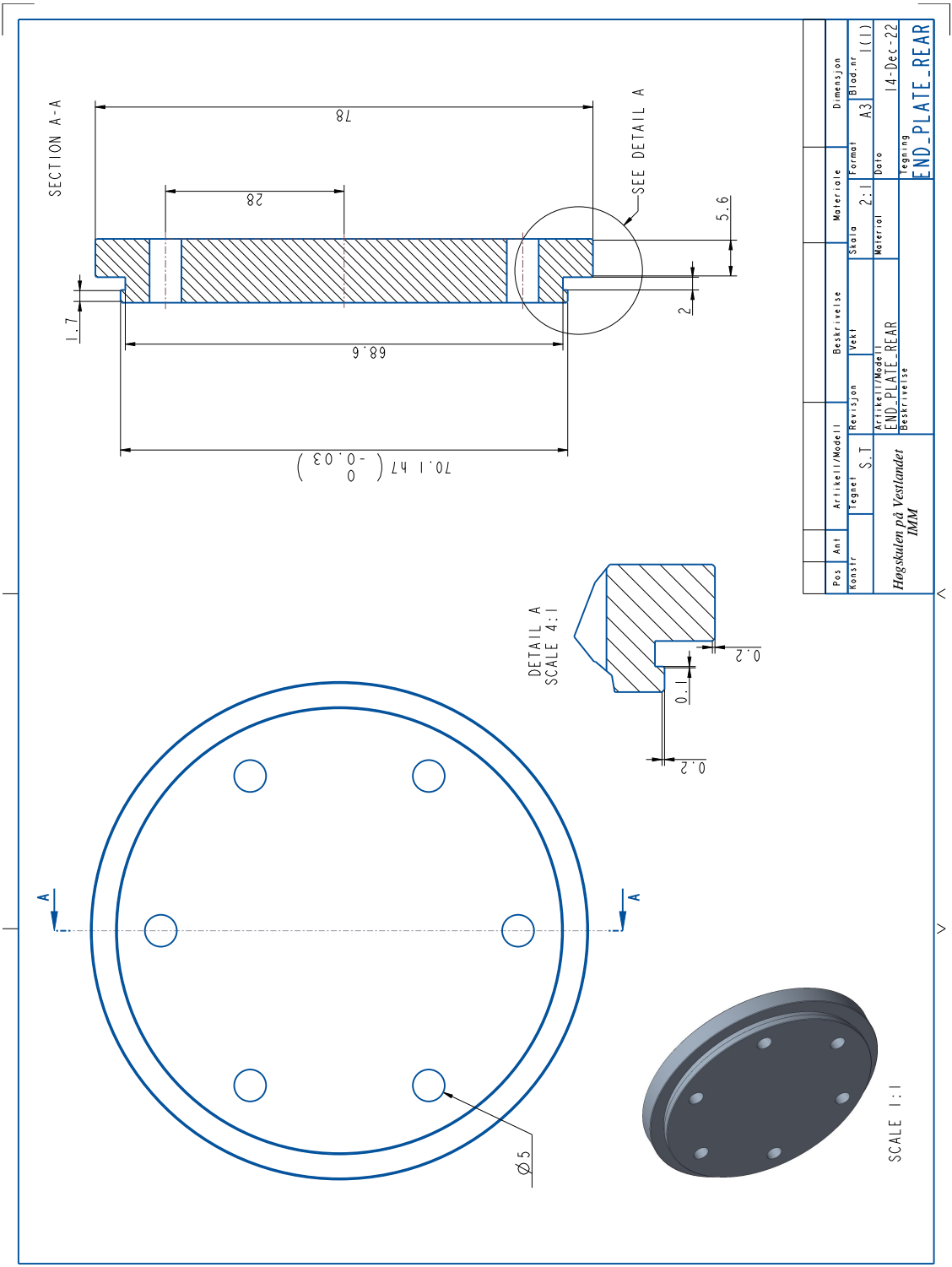


Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		1:2	A3
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Modell		Tillegningsdato	
IMM		TURBINE_HOUS_ING_FORWARD		21-Dec-22	
		Beskrivelse		Tegning	
		TURBINE_HOUS_ING_FORWARD			

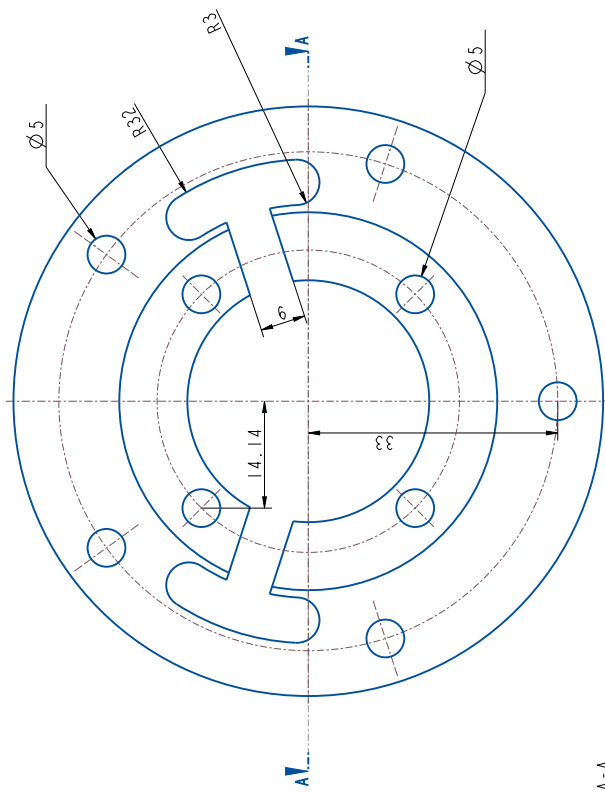




Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		1:2	A3
Høgskulen på Vestlandet			Artikkel/Modell	Materiale	Dato
IMM			BOSS		15-Dec-22
			Beskrivelse	tegning	
					BOSS

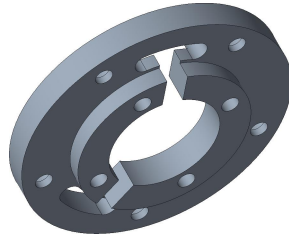
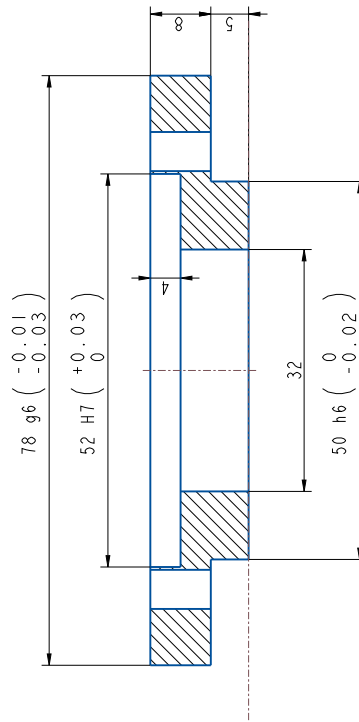


Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		2:1	A3
Artikkel/Modell			Date		
END_PLATE_REAR			14-Dec-22		
Beskrivelse			tegning		
Høgskulen på Vestlandet			END_PLATE_REAR		
IMM					

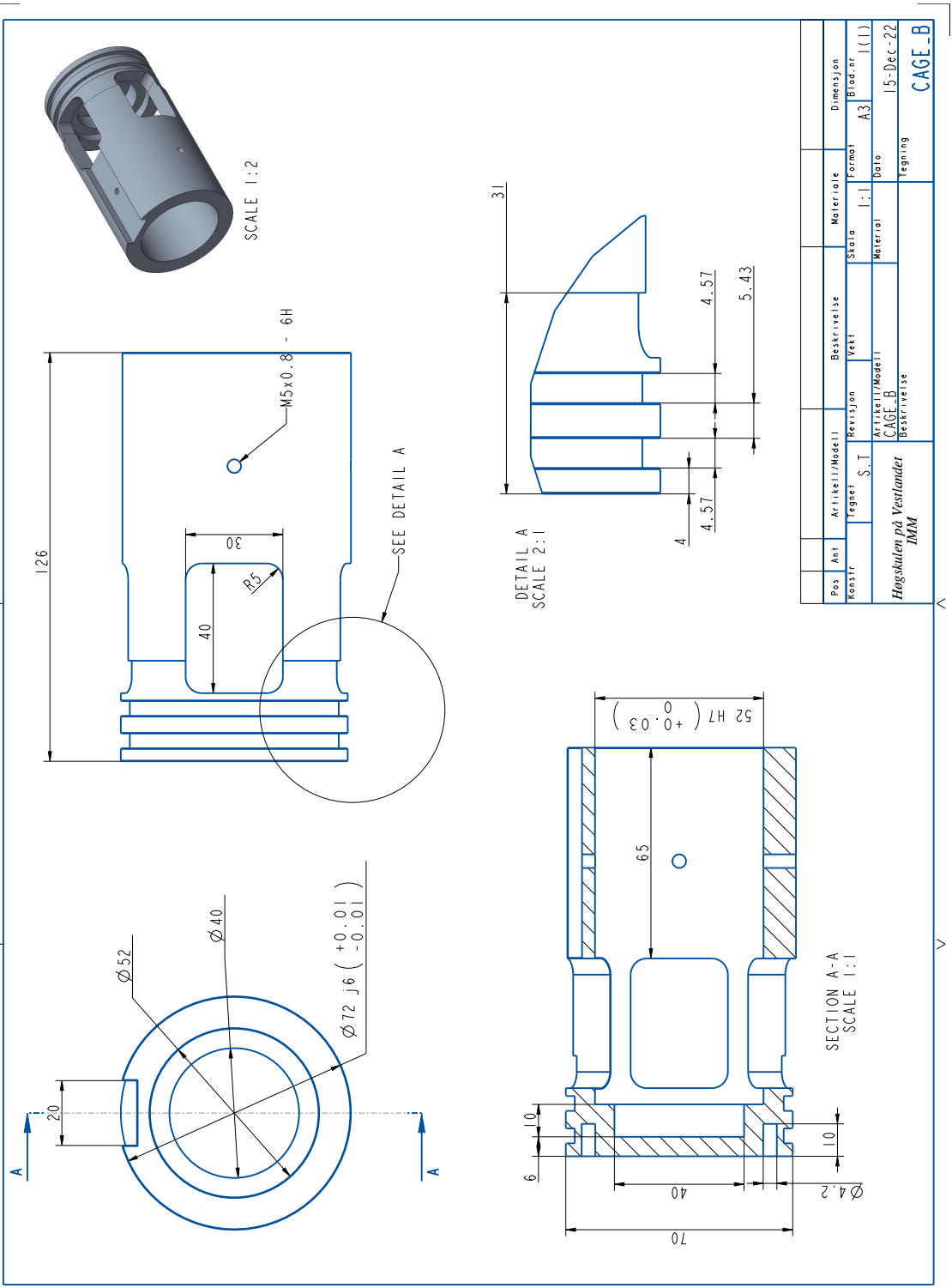


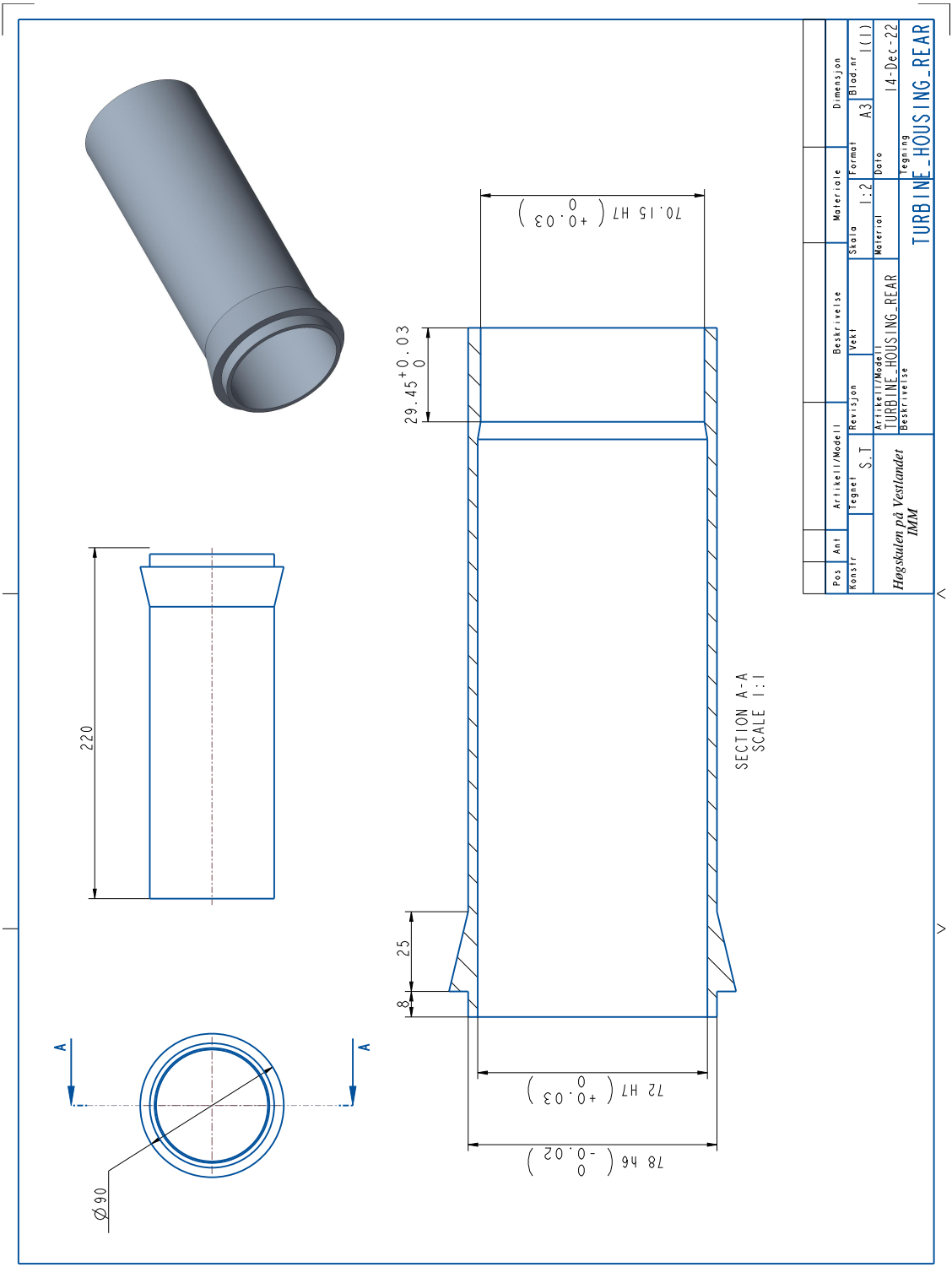
SECTION A-A

SCALE 1:1

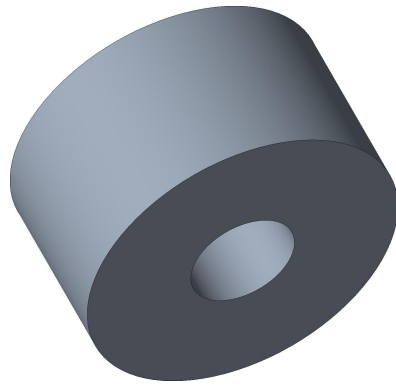
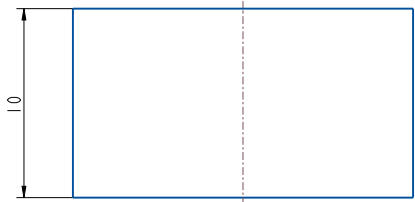
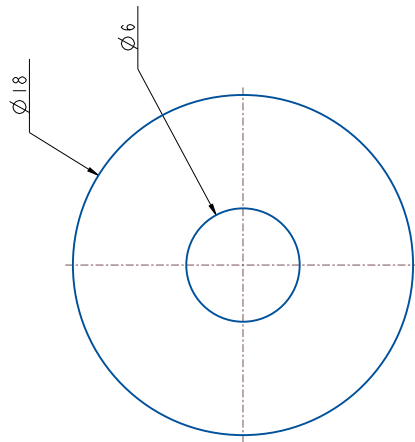


Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon		
Konstr		Tegnet	S.T	Revisjon	Skala	Format	Blad.nr
					2:1	A3	1(1)
Høgskulen på Vestlandet				Artikkel/Modell	Materiale	Dato	Tegning
IMM				MOTOR HOLDER_FLANGE		21-Dec-22	MOTOR HOLDER_FLANGE
				Beskrivelse			

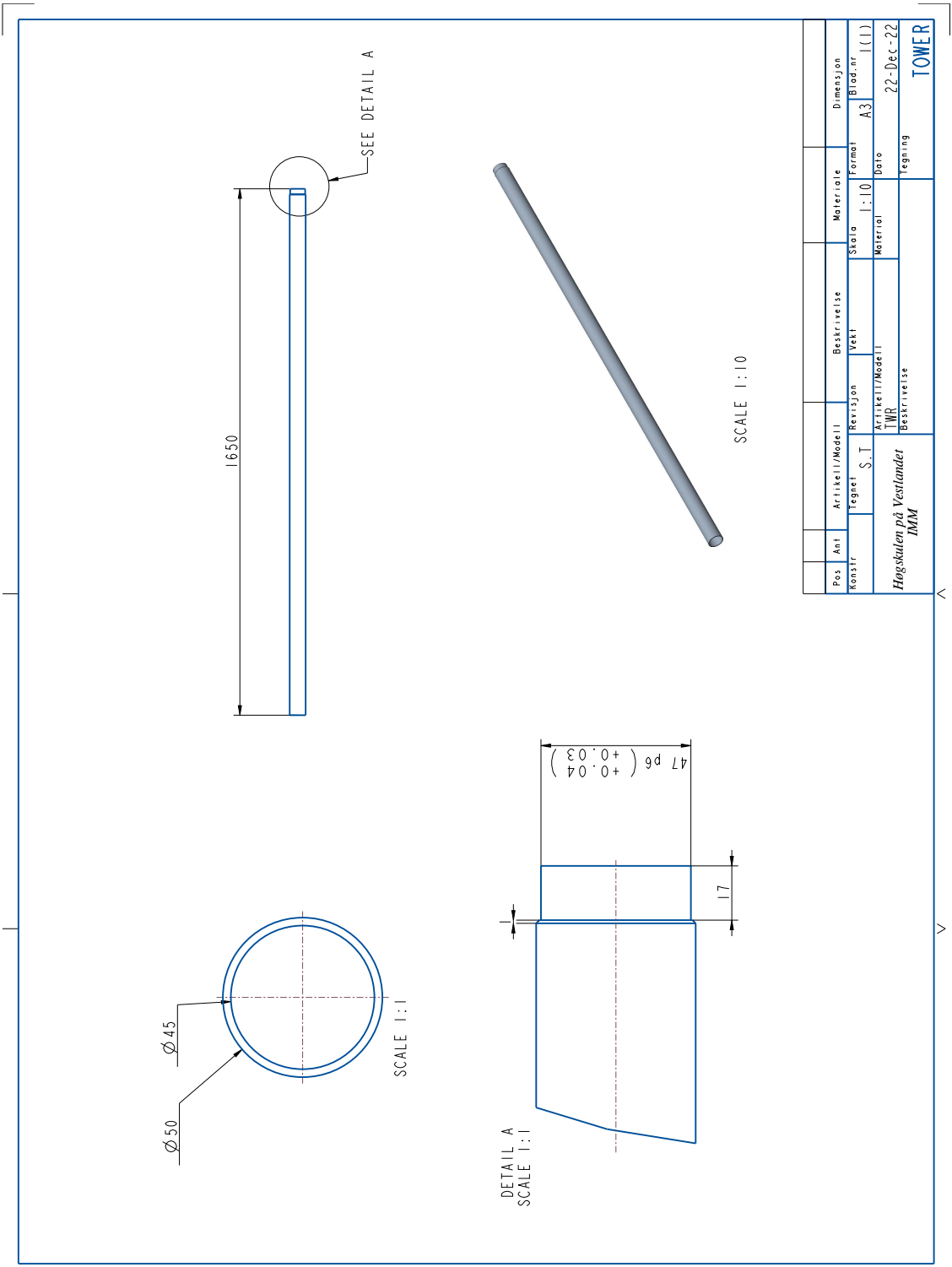




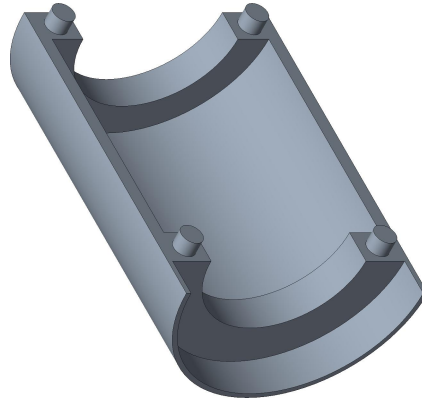
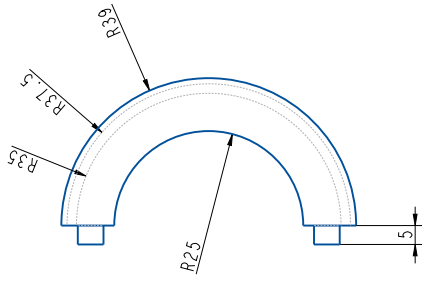
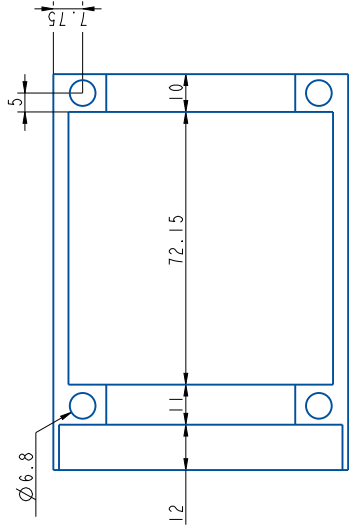
Pos	Ant	Artikkel/Model	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blod.nr
		S.T		1:2	A3
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Model	Materiale	Dato	
IMM		TURBINE_HOUSING_REAR		14-Dec-22	
		Beskrivelse	Tegning		
			TURBINE_HOUSING_REAR		



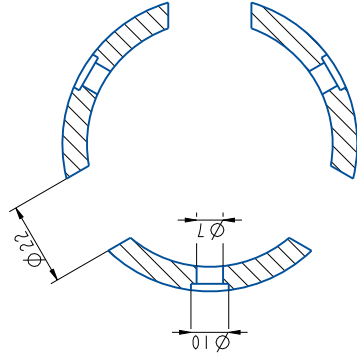
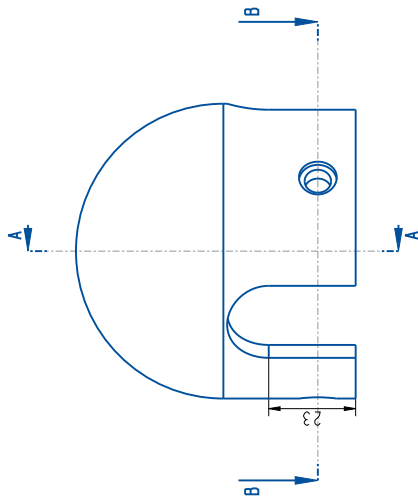
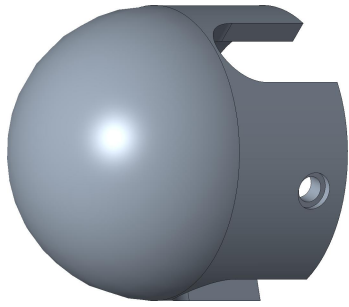
Pos	Ant	Artikkel/Model	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Tegnet	Revisjon	Skala	Blad.nr
		S. T		5:1	A.3
		Artikkel/Model		Data	
		SPACER		21-Dec-22	
		Beskrivelse		tegning	
		Høgskulen på Vestlandet		SPACER	
		IMM			



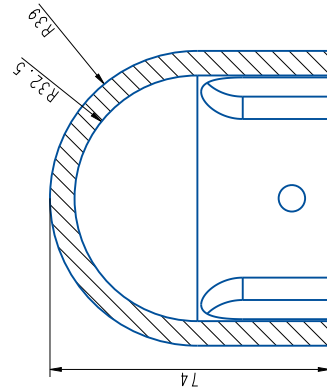
Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Tegnet	Revisjon	Skala	Blad.nr
		S.T	Artikkel/Modell	Material	A3
Høgskulen på Vestlandet				Material	1:10
IMM				TWR	1(1)
				Beskrivelse	22-Dec-22
				Tegning	TOWER



Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		1:1	A3
		Artikkel/Modell	Material	Dato	
		TRANSDUCER_COVER		21-Dec-22	
		Høgskulen på Vestlandet	Beskrivelse	tegning	
		IMM			TRANSDUCER_COVER

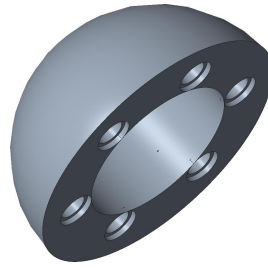
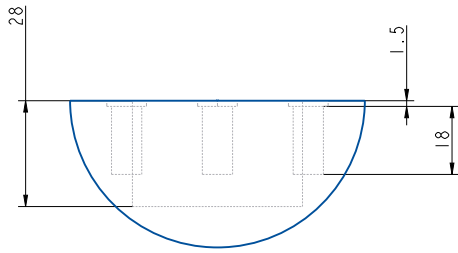
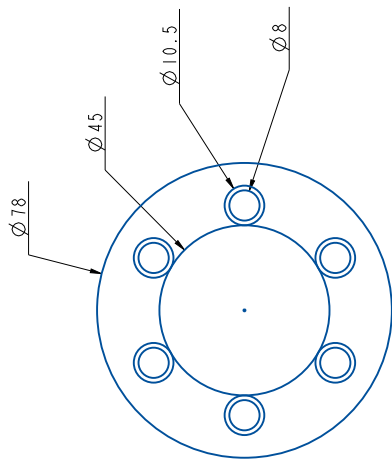


SECTION B-B

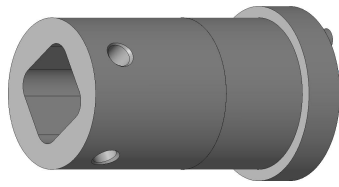
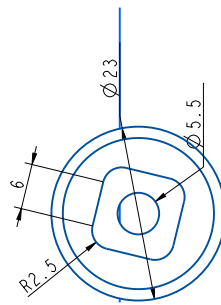
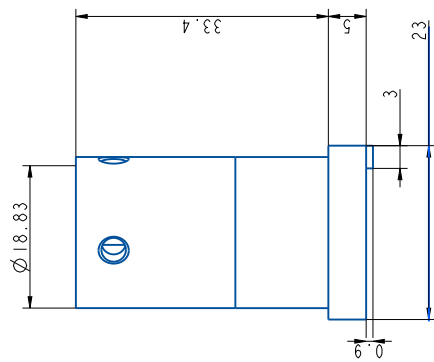


SECTION A-A

Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		I: I	A3
		Artikkel/Modell		Date	
		NOSECONE		21-Dec-22	
		Beskrivelse		tegnig	
		Høgskulen på Vestlandet		NOSECONE	
		IMM			

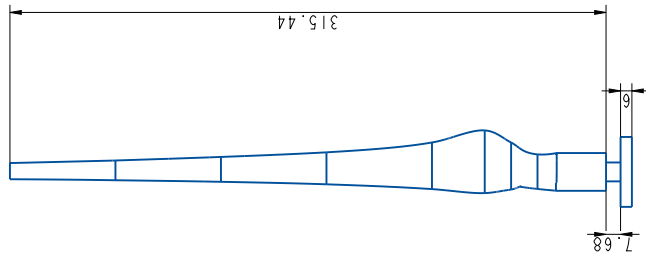


Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Tegnet	Revisjon	Vekt	Blod.nr
		S.T		Skala	Format
		Artikkel/Modell		Material	
		SPHERE_3D_PRINT		I:1	
		Beskrivelse		Material	
		Høgskulen på Vestlandet		Date	
		IMM		21-Dec-22	
				Tegning	
				SPHERE_3D	

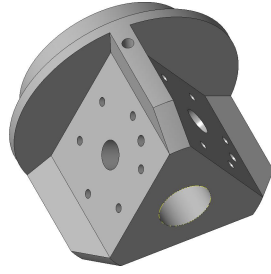
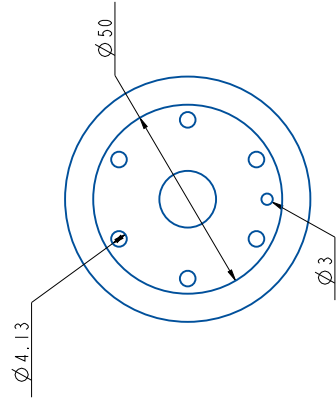
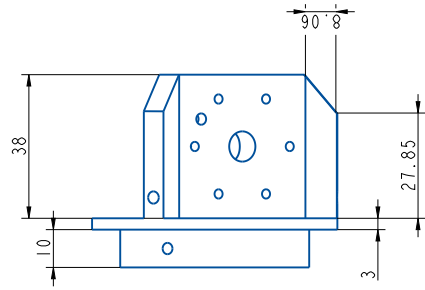
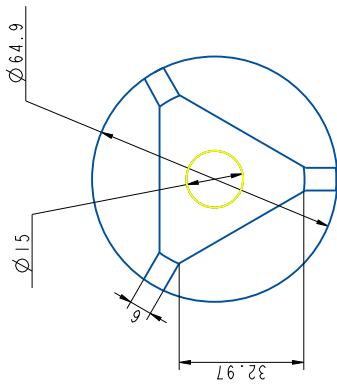


SCALE 2:1

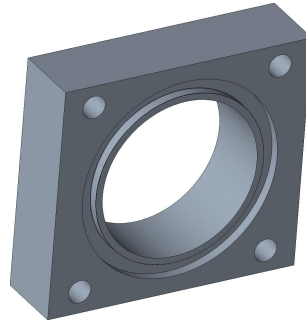
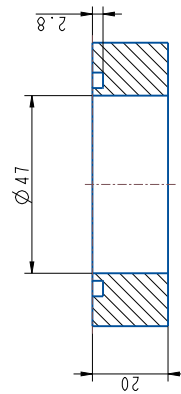
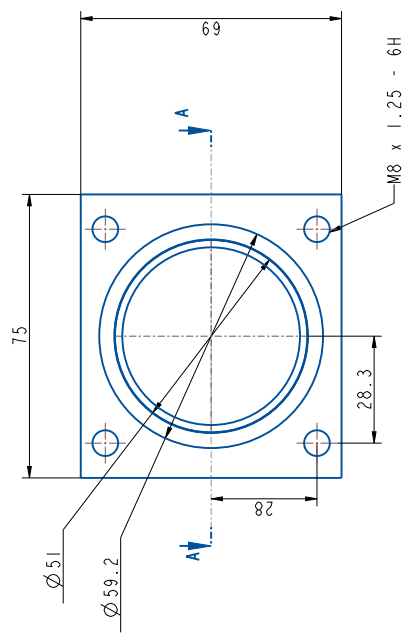
Pos	Ant	Artikkel/Model	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		2:1	A3
		Artikkel/Model	Materiale	Date	
		BLADEROOT_S0-15DEG_FLANGE		24-Jan-23	
		Beskrivelse		tegning	
		Hogskulen på Vestlandet		BLADE HOLDER	
		IMM			



Pos	Ant	Artikkel/Model	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T	Artikkel/Model	Material	A3
		BLADE		1(1)	
		Hogskulen på Vestlandet		24-Jan-23	
		IMM		tegnig	
BLADE					



Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
1	1	S.T	SENSORCONNECTOR		
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		1:1	A3
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Modell	Materiale	Dato	
IMM		SENSORCONNECTOR		24-Jan-23	
Beskrivelse					tegning
					SENSORCONECTR



Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Revisjon	Vekt	Skala	Blad.nr
		S.T		1:1	A3
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Modell	Material	Dato	
IMM		TOWER_FLANGE_NEW		07-Feb-23	
					tegning
					TOWER_FLANGE_NEW

Vedlegg B: Koblingskjema for motor, motstand og kontroller

