

Trykkpulsasjoner i Francisturbiner - sammenligning av modell og prototypmålinger

Audun Tovslid

Master i energi og miljø

Innlevert: Januar 2013

Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2012-135

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Audun Tovslid

Høst 2012

Trykkpulsasjoner i Francis turbiner - sammenligning av modell og prototypmålinger

*Pressure pulsations in Francis turbines – a comparison between measurements in Model and Prototype***Bakgrunn og målsetting**

Måling av virkningsgrader og karakteristikk for Francis turbiner foregår ved modelltester i skala modell. Basert på målingene i modellturbin, kan hele operasjonsområdet for prototypen kartlegges. Metodikken for skalering karakteristikk og virkningsgrader er velkjent og godt beskrevet. Når det gjelder trykkpulsasjoner er skalering ikke like kjent. Trykkpulsasjoner oppstår som følge av forskjellige fysiske fenomener. Dette gir seg utslag i en sannsynlig forskjell i skalering mellom modell og prototyp for trykkpulsasjoner i for eksempel omdreiningshulrom og sugerør.

Ved å gjennomføre trykkpulsasjonsmålinger i en, eller helst flere prototyper installert i vannkraftverk, og sammenligne med tilsvarende målinger gjort i skalert modell, skal oppgaven bidra å øke forståelsen for hvordan trykkpulsasjoner skaleres.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

- 1 Gjennomføre en dimensjonsanalyse – beskrive teorien bak oppskalering med hovedvekt på trykkpulsasjoner
- 2 Planlegge gjennomføring av trykkpulsasjoner i felt
- 3 Gjennomføre en eller flere feltmålinger
- 4 Sammenligne med tilsvarende målinger gjort ved modelltester
- 5 Diskutere resultatet og gi anbefalinger til skalering

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- x Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningsteknisk, varmeteknisk)
- x Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 28. januar 2012



Olav Bolland
Instituttleder



Torbjørn K. Nielsen
Faglig ansvarlig/veileder

Sammendrag

Det er en pågående diskusjon innen vannkraftmiljøet angående hvorvidt trykkpulsasjoner målt i modellturbiner kan skaleres og brukes til å forutse hvor store trykkpulsasjonene blir i prototyp turbinen. I senere tid har det oppstått flere problemer knyttet til trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Det er antatt at dette har ført til blant annet maskinhavari. Det er derfor viktig og interessant å sammenlikne måledata fra eksisterende modeller og korrespondernde prototyp turbiner.

Ambisjonen for denne masteroppgaven var å samle inn slik informasjon fra ulike kraftverk, men av forskjellige grunner ble det bare mulighet til å sammenlikne trykkpulsasjoner fra ett kraftverk.

I denne masteroppgaven har jeg fått mye hjelp fra næringslivet. Rainpower, Norconsult og Statkraft har bidratt med tilgang på måledata fra både modell- og prototyp turbin. Så store mengder data behandles best ved hjelp av MATLAB. Ifølge IEC [4] er det mest hensiktsmessig å benytte Fast Fourier transformasjon når en analyserer trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Det er derfor valgt å benytte denne metoden i denne masteroppgaven også.

Det er utført en dimensjonsanalyse for å danne en teoretisk beskrivelse av hva trykkpulsasjoner i Francisturbiner avhenger av. Med andre ord hvilke dimensjonsløse parametere som ”styrer” trykkpulsasjonene.

Selv om denne masteroppgaven bygger på målinger fra ett kraftverk er resultatene interessante. I motsetning til hva som var tidligere antatt, virker det som om skalerte trykkpulsasjoner generelt blir større i prototyp turbiner enn i modellturbiner. Videre har det vist seg å være vanskelig å finne en måte å skalere trykkpulsasjoner målt i modellturbiner slik at de samsvarer med de som forekommer i prototyp turbinen.

Forhåpentligvis er dette starten på innsamling og sammenlikning av trykkpulsasjonsmålinger i modell- og prototyp Francisturbiner. Mye kan læres og erfares ved slikt arbeid. Det er gitt begrunnelse og forklaring av den metoden som er brukt for å analysere måledataen i denne masteroppgaven. Håpet er at det videre arbeidet skal kunne bygge på denne masteroppgaven og bruke samme metode. Dersom det er av interesse, bør det være et langsiktig mål å danne en standardisert metode for å måle og sammenlikne trykkpulsasjoner i både modell- og prototyp turbiner.

Abstract

It is an ongoing discussion within the hydro power community regarding in what degree pressure oscillation measurements in model turbines can be scaled and used to predict the size of pressure oscillations in prototype turbines. Recently there have been multiple problems regarding pressure oscillations in Francis turbines. It has been reports of machine failure among other problems. Due to this it is vital and interesting to compare measurement data from existing models and corresponding prototype turbines.

The ambition for this master thesis was to gather information from several different power plants, but due to various reasons there was only opportunity to compare measurements from one power plant.

I have received alot of help from the industry during this master thesis. Rainpower, Norconsult and Statkraft gave me the opportunity to access measurement data collected from both a model and a prototype turbine. MATLAB was the best available tool to analyze this size of data. In accordance with IEC [4] the best way to analyze pressure oscillation data from Francis turbines is Fast Fourier transform analysis. This is also chosen for this master thesis.

It is performed dimensional analysis to get a theoretical description on which factors the pressure oscillations depend on. Which dimensionless parameters that governs pressure oscillations in Francis turbines.

Even though this master thesis only is based on comparing one model and prototype the results are interesting. Unlike what was earlier believed, scaled pressure oscillations are in general larger in the prototype compared to the model turbine. Scaling pressure measurements done in the model to fit the ones measured in the prototype has proven to be difficult.

Hopefully this is only the beginning of collecting and comparing pressure oscillation measurements in model and prototype Francis turbines. Alot can be learned from this, and perhaps a standard method can be made for pressure pulsations in both model and prototype Francis turbines.

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet ved Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

Masteroppgaven omhandler trykkpulsasjonsmålinger i modell- og prototyp Francisturbiner, og sammenlikning av disse.

Jeg ønsker å rette en stor takk til veilederen min, Torbjørn Nielsen, for mange gode samtaler, tilrettelegging og veiledning gjennom hele masteroppgaven. Han har fått meg til å tenke mye på problemene knyttet til trykkpulsasjoner i Francisturbiner, og jeg har fått en genuin interesse av fenomenene som er forbundet med dette.

- Torbjørn Nielsen

Det har vært mange aktører inne for å gi meg tilgang på måledata fra modell- og prototyp turbiner. Jeg ønsker derfor å rette en stor takk til:

- Henning Lysaker - Rainpower
- Erik Wiborg - Statkraft
- Einar Kobro - Norconsult
- Atle Lundekvam - E-CO

Jeg ønsker å rette en spesiell takk til Erik Wiborg og pappa, Arne Tovslid, som på eget initiativ tok på seg å lese gjennom oppgaven, gi tilbakemeldinger og konstruktiv kritikk.

Selv om jeg ikke fikk gjennomføre målingene ved Aurland III, E-CO, har utallige mail gått mellom Atle og meg. Takk for hjelpen. Vi får skylde på været. I tilknytning til denne målingen fikk jeg god hjelp fra kara i laben til forberedelsene. Takk til Joar Grilstad for hjelp både med kalibrering av måleutstyr og konstruksjon av to flenser.

Audun Tovslid
Trondheim januar 2013

Innhold

Sammendrag	i
Abstract	iii
Forord	v
Figurer	ix
Tabeller	x
Forkortelser	xi
Symboler	xii
1 Introduksjon	1
2 Tidligere arbeider	3
3 Trykkpulsasjoner i Francisturbiner	5
3.1 Løpehjulfrekvensen	5
3.2 Løpeskovlfrekvensen	5
3.3 Ledeskovlfrekvensen	6
3.4 Sugerørsvirvelfrekvensen	6
3.5 Trykkstøtfrekvens og massesvingninger	6
4 Utforming av Francisturbiner og modellulikheter	9
4.1 Utforming av Francisturbiner	9
4.2 Modellulikheter	9
4.2.1 Sigmanivå i sugerøret	9
4.2.2 Kavitasjon i sugerøret	11
4.2.3 Systemulikheter, egenfrekvenser i systemet og lyd hastighet .	12
4.2.4 Modellulikheter oppsummert	12
5 Postprosessering av trykkpulsasjonsmålinger	13
5.1 Spektralanalyse - Fouriertransformasjon	13
5.2 "Power Spectrum Density" - Welch metode	14
6 Dimensjonsanalyse	17
6.1 Buckingham PI-teorem	17
6.2 Etablerte dimensjonsløse parametere i fluidmekanikk	18
6.3 Etablerte dimensjonsløse parametere innen vannkraftteknikk	19
6.4 Dimensjonsanalyse av trykkpulsasjoner i Francisturbiner	21
7 Resultater	25

7.1	Frekvensdiagram	26
7.1.1	Tredimensjonale frekvensdiagram	28
7.1.2	Todimensjonale frekvensdiagram	31
7.2	Sammenlikning av trykkpulsasjonene	35
8	Diskusjon	41
8.1	Utviklingen til π -gruppene med økende volumstrøm	41
8.1.1	Reynoldstall	41
8.1.2	Kavitasjonstall	43
8.1.3	Machtall	44
8.2	Avvikene i punktplottene og forløpskurvene	44
8.2.1	Sugerørsvirvelfrekvensen	45
8.2.2	Løpeskovlfrekvensen	45
8.2.3	Modellulikhhet	45
8.3	Skalering	45
9	Konklusjon	47
10	Videre arbeider	49
A	Felttest	I
A.1	Mål med felttest	I
A.2	Måleutsyr og Måleoppsett	I
A.3	Kalibrering av måleutstyr	II
B	Matlab kode	VII
B.1	Koden for å lage tredimensjonale frekvensdiagram - Modell	VII
B.2	Koden for å lage todimensjonale punktplott for sammenlikning	X

Figurer

4.1	Illustrasjon av trykkuttak i et vertikalt snitt av en Francisturbin . . .	9
4.2	Trykknivåer i vannkraftverk	10
4.3	Sugerørspisk, dellast	11
4.4	Sugerørssøyler, fullast	11
5.1	Harmonier	14
5.2	Aliassignal	14
5.3	Sammenlikning av Hanning(grønn) og Flat-top vindu (blå). Den røde firkanten i figuren til høyre viser spektrallekkasjen til Flat-top vinduet.	15
5.4	Grafisk fremstilling av Welch-metode	16
6.1	Hilddiagram - representert av n_{ED} og Q_{ED} . Fritt tegnet etter Brekke [3]	20
7.1	Frekvensdiagram fra omdreiningshulerom i prototypmåling	28
7.2	Utdrag av tidsplottet fra omdreiningshulerom i prototypmåling	28
7.3	Det korresponderende frekvensdiagrammet fra omdreiningshulerom i modellmålingen	29
7.4	Utdrag av tidsplottet fra omdreiningshulerom i modellmåling	29
7.5	Frekvensdiagram fra omdreiningshulerom i modellmåling. Frekvensdiagrammet i den røde firkanten er gjengitt i figur 7.3.	30
7.6	Punktplott for løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulerommet MODELLELL. Den røde firkanten er den korresponderende modellmålingen.	32
7.7	Punktplott for løpeskovlfrekvens i omdreiningshulerommet PROTOTYPE	32
7.8	Punktplott for sugerørsvirvelfrekvensen i sugerøret MODELLELL. Den røde firkanten er den korresponderende modellmålingen.	33
7.9	Punktplott for sugerørsvirvelfrekvensen i sugerøret PROTOTYPE	33
7.10	Sammenlikning i omdreiningshulerom. Øverst: Løpeskovlfrekvens, nederst: Sugerørsvirvelfrekvens	36
7.11	Sammenlikning av skalerte trykkpulsasjoner i omdreiningshulerom	37
7.12	Sammenlikning i sugerørskonus. Øverst: Løpeskovlfrekvens, nederst: Sugerørsvirvelfrekvens	38
7.13	Sammenlikning av skalerte trykkpulsasjoner i sugerørskonus	39
8.1	Utvikling av Reynoldstall i sugerøret ved økende volumstrøm	41
8.2	Gjennomsnittet av Re tegnet i Moody diagrammet	42
8.3	Utvikling av Kavitasjonstall i sugerøret ved økende volumstrøm	43
8.4	Utvikling av Machtallet i sugerøret ved økende volumstrøm	44
A.1	Måleoppsett	I
A.2	Kretskort i MGA forsterker	III
A.3	Flens med dimensjoner	IV
A.4	Hele arrangementet	IV
A.5	Kalibreringsrapport	V

Tabeller

6.1	Historisk viktige dimensjonsløse tall i Fluidmekanikk	18
6.2	Dimensjonsvariable	21
6.3	PI-gruppene	23
7.1	Forventede frekvenser	25
A.1	Maskinvare benyttet under datainnsamling	I

Forkortelser

NTNU	Norges teknologiske og naturvitenskapelige universitet
BEP	"Best Efficiency Point", Bestpunktet
FFT	"Fast Fourier transformasjon"
DFT	Diskret Fourier transformasjon
PSD	"Power Spectrum Density"
IEC	International Electrotechnical Commission

Symboler

Geometri og trykk

Symbol	Forklaring	Enhet
D	Diameter	m
Q	Volumstrøm	$\frac{m^3}{s}$
H	Nominell fallhøyde	mVs
g	Tyngdensakselerasjon	$\frac{m}{s^2}$
$z_{l\phi}$	Antall løpeskovler	-
z_{le}	Antall ledeskovler	-
α	Ledeskovlåpning	grader
l	Lengde fra turbin til nærmeste frie vannspeil	m
$p_{suger\phi}$	Sugerørstrykk	$\frac{N}{m^2}$
p_{va}	Vannets damptrykk	$\frac{N}{m^2}$

Hastigheter og frekvenser

Symbol	Forklaring	Enhet
n	Omdreiningshastighet	rpm
ω	Vinkelhastighet	$\frac{rad}{s}$
a	Lydhastighet i vann	$\frac{m}{s}$
f	Løpehjulsfrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
$f_{l\phi}$	Løpeskovlfrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
f_{le}	Ledeskovlfrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
f_{sug}	Sugerørsvirvelfrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
f_{ts}	Trykkstøtfrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
f_s	Loggefrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$
f_m	Maksimal frekvens i systemet	Hz = $\frac{1}{s}$
f_N	Nyquist foldefrekvens	Hz = $\frac{1}{s}$

Dimensjonsløsetall

Symbol	Forklaring	Enhet
η	Virkningsgrad	%
σ	Thomanummer, sigma-nivå	-
Ma	Machtall, Strømningshastighet/Lydhastighet	-
Re	Reynoldstall, Treghet/Viskøse krefter	-
Fr	Froudetall, Treghet/Gravitasjonskrefter	-
Ca	Cauchytall, Treghet/Elastisitet	-
Eu	Eulertall, Trykk krefter/Treghet	-
Ka	Kavitasjonstall, Trykk krefter/Treghet	-
n_{ED}	Spesifikk hastighet	-
n_{ED}^*	Spesifikk hastighet ved bestpunkt	-
Q_{ED}	Spesifikk volumstrøm	-
Q_{ED}^*	Spesifikk volumstrøm ved bestpunkt	-

1 Introduksjon

Trendene i kraftmarkedene, og da spesielt i Norge, har gjort at det er ønskelig å kjøre flere vannkraftverk i større deler av dets operasjonsområde. Dette medfører at stadig flere vannkraftverk kjøres utenfor bestpunktet som det er designet for. Det vil si at vannkraftverkene blir kjørt med et stadig økende antall timer på del- og overlast som igjen øker sjansen for at det blir påført skader på grunn av ustabilitet [15].

Stor konkurranse blant turbinprodusenter, og et ønske i bransjen om å øke virkningsgraden på nye Francisturbiner, har ført til at dagens løpehjul blir produsert mer kompakte, og med tynnere løpeskovler. Dette har ført til at dagens Francisturbiner er mer utsatt for trykkpulsasjoner i systemet, og det har oppstått flere havari av Francisturbiner i nyere tid [9].

Det er kjent at hovedårsaken til ustabilitet i Francisturbiner stammer fra interaksjonen mellom ledeapparatet og løpehjulet. Det oppstår en vake bak hver ledeskovl som blir kuttet hver gang en løpeskovl passerer. Denne trykkpulsasjonsfrekvensen har fått navnet løpeskovlfrekvens. Selv om amplitudene fra denne svingningen kan være lav, er antallet rotasjoner høy og kan føre til store skader [15]

Med disse forutsetningene er det interessant å kartlegge hvordan trykkpulsasjoner opptrer i Francisturbiner. Dersom det er mulig å skalere trykkpulsasjoner i slike hydrauliske strømningsmaskiner, vil en kunne gjøre modelltester for å finne kritiske oscillasjoner i systemet og kraften disse utøver på vannkraftverket. Den internasjonale elektrotekniske kommisjonen (IEC) har så langt ikke presentert en skaleringsregel for trykkpulsasjoner i Francisturbiner.

Denne mastergradsoppgaven har som overordnet formål, om så ambisiøst, å finne en skaleringsregel for trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Dette vil bli gjort gjennom en dimensjonsanalyse av trykkpulsasjoner og sammenlikning av måledata fra modell- og korresponderende prototypeturbin.

Det var hele veien et mål at forfatteren skulle utføre felttester på Aurland III. Selv om mye arbeid ble lagt ned i forberedelser til dette satt først været, så Statnett, en stopp for dette. Dersom det blir aktuelt å jobbe videre med dette tema for kommende studenter finnes det interessant informasjon i vedlegg A angående forberedelser til trykkpulsasjonsmålinger generelt og Aurland III spesielt.

2 Tidligere arbeider

Tidligere har det blitt utført betydelig undersøkelser vedrørende trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Spesielt bør Rheingans, Torbjørn Nielsen samt Oftebro og Lønning nevnes. Rheingans arbeidet med sugerørsvirvelen[13]. Nielsen har sett på dynamisk dimensjonering av vannkraftverk[12]. Oftebro og Lønning arbeidet med installasjoner i vannkraftturbiner som dempet trykkpulsasjonene [10].

Einar Kobro avsluttet sin doktorgradsavhandling på Vannkraftlaboratoriet i 2010. Denne doktorgradsavhandlingen tok for seg måling av trykkpulsasjoner i en høytrykks Francisturbin på hovedsakelig stasjonære driftspunkt [9]. Øyvind Antonsen jobbet også med dynamisk last på Francisturbiner i sin doktorgradsavhandling[15]. Tidligere er det utført flere mastergradsoppgaver på trykkpulsasjoner på Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Her bør Anders Tørklepp, Kari Haugan og Ola Gjølme Thorvaldsen nevnes.

Under forprosjektet til denne masteroppgaven ble det utført målinger av trykkpulsasjoner under stopp/start av modell Francisturbiner.

3 Trykkpulsasjoner i Francisturbiner

På grunn av fluide strømnings natur og utformingen av Francisturbiner vil det oppstå trykkpulsasjoner ved drift i og utenfor turbinens bestpunkt. I denne mastergradsoppgaven er det mest interessant å studere trykkpulsasjonene som oppstår i strømmingen på grunn av interaksjon mellom rotor og stator, samt trykkpulsasjoner som er eksitert av rotasjonen i strømmingen. Trykkpulsasjonene oppstår ved ulike frekvenser og med ulike amplituder for forskjellige driftspunkt. I følge Haugen [7] er det fire hovedårsaker til at trykkpulsasjoner med høye amplituder oppstår i vannkraftsystemer. Disse trykkpulsasjonene opptrer i frekvensene som heretter blir benevnt som løpehjulsfrekvensen, løpeskovlfrekvensen, ledeskovlfrekvensen og sugerørvirvelfrekvensen. Formlene for disse fire trykkpulsasjonsfrekvensene er hentet fra Haugen [7].

Siden det oppstår interferens mellom de ulike trykkpulsasjonene kan det også være viktig å gjenkjenne trykkpulsasjoner som oppstår fra elastiske støt og massesvingninger.

3.1 Løpehjulsfrekvensen

Løpehjulsfrekvensen skapes av at det samme løpehjulsegmentet passerer et gitt fast punkt i omdreiningshulerommet. Dersom løpehjulet er i balanse og det ikke er noen nevneverdig defekt på noe løpehjulsskovl, vil antagelig denne frekvensen ha lav amplitude.[7]

$$f = \frac{n}{60} [Hz] \quad (3.1)$$

3.2 Løpeskovlfrekvensen

Pulsasjoner i løpeskovlfrekvensen oppstår som følge av at det skapes en impuls hver gang løpeskovlene passerer samme ledeskovl. Derfor er trykkpulsasjoner i denne frekvensen avhengig av antall løpeskovler, $z_{l\phi}$. I følge Haugen[7] er denne frekvensen dominerende i stabile driftsområder. Amplituden påvirkes av avstanden mellom løpehjul og ledeskovlene. Denne frekvensen vil dermed variere mellom ulike ledeskovlåpninger[7]. Siden det er et stort antall sykluser kan disse kreftene føre til alvorlige skader selv om amplitudene er relativt lave.

$$f_{l\phi} = f \times z_{l\phi} [Hz] \quad (3.2)$$

3.3 Ledeskovlfrekvensen

Pulsasjoner i ledeskovlfrekvensen oppstår fordi løpeskovlene passerer gjennom et inhomogent strømningsfelt. Dette inhomogene strømningsfeltet oppstår på grunn av at det er en trykkforskjell på hver side av ledeskovlene. Trykkpulsasjoner i denne frekvensen er derfor avhengig av antall ledeskovler, z_{le} .

Ledeskovlfrekvensen blir særlig tydelig dersom det er en skade på løpehjulet. Da oppstår det en frekvens som er gitt av hastigheten den skadde delen av løpehjulet passerer ledeskovlene med. Skaden kan for eksempel være at en bit av en løpeskovl har løsnet. Slike skader er ikke uvanlig på løpehjul som står i elver med stor sandføring med påfølgende sanderosjon av bladene eller på løpehjul hvor det opptrer betydelig kavitasjon.[7]

$$f_{le} = f \times z_{le} [Hz] \quad (3.3)$$

3.4 Sugerørsvirvelfrekvensen

Sugerørsvirvelfrekvensen, også kalt Rheingansfrekvensen, blir eksitert av rotasjonen i strømmingen. Sugerørsvirvelen setter opp en massesvingning. Denne frekvensen kan derfor registreres både på oppstrøms- og nedstrøms side av løpehjulet. Selv om denne frekvensen alltid er til stede under drift, er ikke nødvendigvis amplituden dominerende. Dette inntreffer først når sugerørsvirvelen er synlig med det blotte øye i følge Haugen [7]. Ved modelltester er det mulig å observere sugerørsvirvelen da sugerørskonusen som regel består av et plexiglass, som ved Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

$$f_{sug} = \frac{f}{3,6} [Hz] \quad (3.4)$$

Observert i området: $\frac{f}{f_{sug}} = 3,6 \pm 20\%$

3.5 Trykkstøtfrekvens og massesvingninger

Trykkstøt oppstår når strømming møter en signifikant trykkendring. En trykkstøtsvingning kan for eksempel oppstå i løpehjulskanalen. Trykkstøtet beveger seg med lyd hastigheten i systemet.

Trykkstøtfrekvensen er definert av Guttormsen [6, side 176], og er som følger:

$$f_{ts} = \frac{a}{4 \times l} [Hz] \quad (3.5)$$

Hvor l er rørlengden mellom der trykkendringen initieres og nærmeste frie vannspeil, og a er lyd hastigheten.

For en trykktunnel er lyd hastigheten normalt 1200m/s. Men lyd hastighet i strømmingssystemer er sterkt avhengig av ulike faktorer som elastisitetsmodulen til

vann, E_v , elastisitetsmodulen til rørmaterialet E_r , rørdiameter D , og rørtykkelse, s . [6, side 180, 190]. For et komplekst strømningsystem som i en vannkraftturbin vil derfor lydshastigheten være vanskelig å anslå.

Guttormsen definerer lydshastighet i vann som følger [6, side 180]:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{E_v}{\rho}}{1 + \frac{E_v \times D}{E_r \times s}}} \text{ [m/s]} \quad (3.6)$$

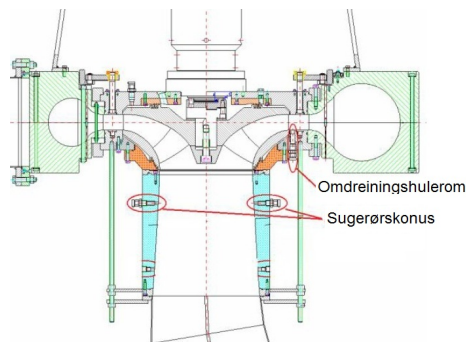
Trykkstøtfrekvensen er uavhengig av omdreiningshastigheten til løpehjulet og er derfor konstant for alle driftspunkt.

Massesvingning (ideell u-rørsvingning) er gitt av [6, side 190]:

$$f_{ms} = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi\sqrt{\frac{l}{2g}}} \text{ [Hz]} \quad (3.7)$$

4 Utforming av Francisturbiner og modellulikhet

4.1 Utforming av Francisturbiner



Figur 4.1: Illustrasjon av trykkuttak i et vertikalt snitt av en Francisturbin

Det er to uttrykk som går igjen i denne masteroppgaven; omdreiningshulerom og sugerørskonus. Omdreiningshulerom er området mellom ledeskovlene og løpeskovlene. Sugørørskonus referer til området i sugerøret før sugerørsbendet. Se figur 4.1 for en illustrasjon av området hvor trykkpulsasjonsmålingene er utført.

4.2 Modellulikhet

4.2.1 Sigmanivå i sugerøret

Modeller av Francisturbiner tar utgangspunkt i at strømningsforholdet inne i turbinen skal være identisk likt med prototypen. Dette medfører at blant annet relative innløps- og utløpshastigheter er identiske. Virkningsgraden til modellen kan også skaleres slik at den gir riktig indentifikasjon av prototypens virkningsgrad.

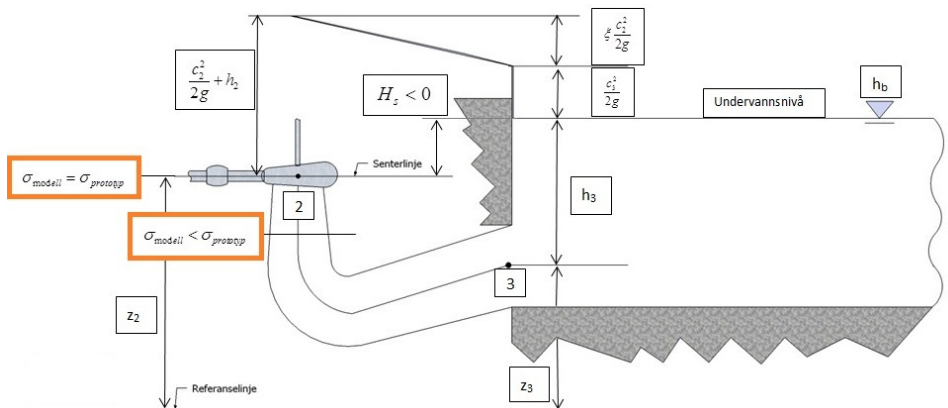
For at strømningsbildet inne i modellen skal stemme overens med prototypen må også thomanummeret, eller σ -nivået se likning 4.1, i turbinen være likt. Thomanummeret er et forholdstall som forteller i hvilken grad turbinen er dykket i forhold til innløpsstrykket. Thomanummeret er definert som følgende: [4, side 119]

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} [-] \quad (4.1)$$

NPSH, eller "Net Positiv Suction Head", er et tall som beskriver forskjellen mellom trykket under turbinen og trykket ved sugerørsutløpet. NPSH kan representers som i likning 4.2 [3, side 46]:

$$NPSH = -H_S + h_b + h_{va} [m] \quad (4.2)$$

I likning 4.2 er H_s , h_b og h_{va} henholdsvis høyden mellom senterlinjen til turbinen og undervannsnivået, barometertrykk og vannets damptrykk. Se figur 4.2 for illustrasjon av trykkforholdene i Francisturbiner. Denne figuren er fritt tegnet etter Brekke[3, side 45].



Figur 4.2: Trykknivåer i vannkraftverk

Under modelltesting blir ikke NPSH riktig skalert gjennom sugerøret. Dette blir tydeligst ved å dele opp likning 4.1:

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} = \frac{-H_s}{H} + \frac{h_b}{H} + \frac{h_{va}}{H} \quad (4.3)$$

I likning 4.3 vet vi at forholdet $\frac{H_s}{H}$ er riktig skalert for hele turbinen fordi geometriene i modellen og prototypen er like mellom innløpet på turbinen til utløpet av sugerøret. Forholdene $\frac{h_b}{H}$ og $\frac{h_{va}}{H}$ er derimot ikke riktig skalert. Dette er fordi h_b og h_{va} er konstant og tilnærmet like for både modellen og prototypen. Grunnen til dette er at det benyttes samme gjennomstrømningsmedium, nemlig vann, og samme omgivelsestrykk - atmosfærisk trykk. Dersom NPSH skulle vært riktig modellert ville dette krevd at hele testtriggen stod inne i en trykktank med lavere omgivelsestrykk enn atmosfærisk.

De som er kjent med modelltester er klar over at det blir påtrykt et vakuum i sugerørstanken i modelltesting, her h_b . Men hensikten med dette er ikke å skalere atmosfæretrykket, men trykket ut av turbinen. Dette fører til at den relative hastigheten gjennom sugerøret i modelltestene er høyere enn i prototypen. Dermed ender en opp med at thomanummeret stemmer for senterlinjen i turbinen, men ikke for den øvrige delen av sugerøret. For et vilkårlig σ -nivå i sugerøret vil dermed:

$$\sigma_{modell\ sugerør} < \sigma_{prototyp\ sugerør} \quad (4.4)$$

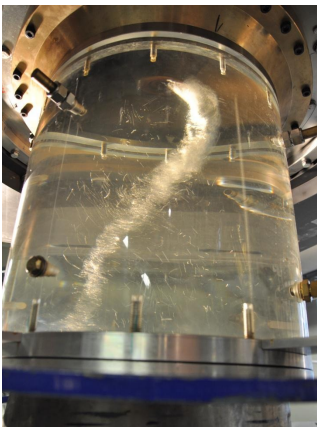
4.2.2 Kavitasjon i sugerøret

Kavitasjon er gassbobler av vanndamp. I vannkraftturbiner oppstår kavitasjon som følge av at trykket i vannet faller under damptrykket på enkelte plasser. Det følger av Bernoullis likning at dette er på de stedene med høye hastigheter. Damptrykket i vann ved 10°C er 1,2kPa eller 0,12 mVs[14]. Kavitasjon kan potensielt påføre store skader på hydrauliske strømningsmaskiner når gassboblene imploderer. Dette inntreffer når hastigheten i vannet reduseres og trykket øker til over damptrykket. Fra loven om perfekt gass [11, side 242], se likning 4.5, ser en at dersom det relative trykket i modelltesten er lavere enn trykket i prototypen må det relative volumet på gassboblene i modelltesten være større enn i prototypen. Med andre ord det er relativt mer kavitasjon i sugerøret under modelltester enn i prototyperturbinen, som følge av at σ -nivået i sugerøret ikke er riktig skalert.

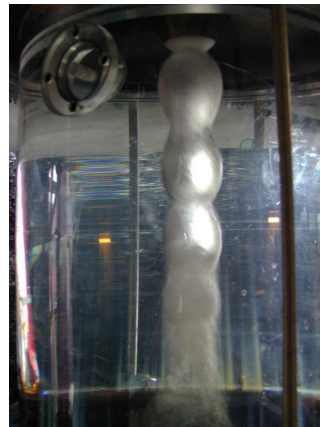
$$pV^\kappa = \textit{konstant} \quad (4.5)$$

På dellast kan sugerørsvirvelen som oppstår i sugerøret, se figur 4.3, påføre store krefter når kavitasjonsboblene imploderer. Særlig kan dette være et problem dersom pisken blir så stor at den treffer sugerørsveggen. Det følger av grensesjiktteori at vannhastigheten langs veggen går mot null, og dermed øker trykket over damptrykket. Dersom kavitasjonspisken er relativt større i modelltesten enn i prototypen kan det oppstå andre trykkpulsasjoner og andre amplituder i modelltestene enn i prototypestene.

På fullast kan kavitasjonssøylen i senter av sugerøret, se figur 4.4, bli relativt større i forhold til sugerørstverrsnittet i modelltesten enn i prototypestenen. Dette påvirker igjen gjennomstrømningsarealet til det resterende vannet i væskeform og kan medføre at sugerørsvirvelfrekvensen er ulik mellom modell og prototyp.



Figur 4.3: Sugerørspisk, dellast



Figur 4.4: Sugerørssøyle, fullast

4.2.3 Systemulikheter, egenfrekvenser i systemet og lyd hastighet

Trykksjakten i prototyp vannkraftverk er som regel råsprenget tunnel i fjell med stålforing. Trykksjakten i modelltester er ofte et stålrør omgitt av luft, og rørelementene som benyttes er også av ulik relativ lengde og tykkelse. Dette er en av flere systemulikheter mellom modell og prototyp. Slike ulikheter kan påvirke hvilke frekvenser som blir observert i de to systemene. Det kan oppstå interferens mellom to svingninger i det ene systemet, men ikke i det andre.

Egenfrekvensen til modellturbinen og prototyp turbinen er trolig også forskjellig. Her kan det nevnes at det for eksempel benyttes ulike generatorer som også har hver sin egenfrekvens. Dette kan føre til at en observerer svingninger i det ene systemet som ikke kan finnes igjen i det andre. Det er høyst uønskelig å eksitere egenfrekvenser i strømningsmaskiner. Det er viktig sett fra et design synspunkt at egenfrekvensen til den aktuelle maskinen aldri blir eksitert under drift. Under trykkpulsasjonsmålinger vil dette derfor sannsynligvis ikke medføre problemer, men under forprosjektet til denne masteroppgaven opplevde forfatteren selv problemer med egenfrekvensen til systemet ved Vannkraftlaboratoriet NTNU. Da ble det eksitert en dominerende frekvens på 96 Hz som forstyrret store deler av trykkpulsasjonsmålingene. Det kan derfor være viktig å kunne gjenkjenne egenfrekvensene i det systemet en utfører trykkpulsasjonstester på.

Trykkpulsasjoner forplanter seg med lyd hastigheten i det mediumet det er eksitert i. Under modelltester blir alle strømningshastigheter skalert mot fallhøyden. Dersom modellen skulle vært perfekt homolog skulle også lyd hastigheten vært skalert mot fallhøyde. Siden det benyttes det samme mediumet, nemlig vann, i både modelltesten og i prototyp turbinen er det ikke mulig å skalere lyd hastigheten. Denne skaleringulikheten kan medføre ulik interferens i de to systemene og påvirke amplituden til trykkpulsasjonene i særlig grad.

4.2.4 Modellulikheter oppsummert

For å oppsummere, og i henhold til IEC 601963 [4, side 387], er det viktig å merke seg at det er rimelig å anta at følgende teoretiske forutsetningene for likedannethet mellom modell og prototyp sannsynligvis divergerer:

1. σ -nivået i sugerøret
2. rørsystemet (relativ rørlengde og stivheten til veggene)
3. fluidets karakteristikk (ulik gassmengde som følge av kavitasjon og luft)
4. de roterende delenes relative dynamiske oppførsel
5. Reynoldstallet og Froudetallet
6. Lyd hastigheten i systemene

5 Postprosessering av trykkpulsasjonsmålinger

5.1 Spektralanalyse - Fouriertransformasjon

Tradisjonelt har det vært vanlig å benytte Fouriertransformasjon for å analysere frekvensene i trykkpulsasjonsmålinger som blir utført i hydrauliske strømningsmaskiner. Det er denne type analyse IEC 60193 anbefaler for modelltester [4]. Det vil av den grunn benyttes Fast Fourier transformasjonsanalyse, heretter referert til som FFT, i denne mastergradsoppgaven.

Det bør nevnes i denne sammenheng at FFT-algoritmer er best egnet til å analysere periodiske signaler. I hydrauliske strømningsmaskiner oppstår det trykkpulsasjoner som er ikke-periodiske. Et eksempel på dette er når oppsamlet kavitasjon i sugerøret kollapser. For å minimalisere risikoen for at slike fenomen inntreffer i tidsperiodene som blir analysert er det viktig å være kritisk til hvilke tidsperioder som velges. Eventuelt kan en lang samplingsperiode benyttes slik at irregularitetene som kan oppstå har liten innvirkning på resultatet.

Måledataene i denne masteroppgaven er samlet inn diskret, det vil si punktvis. Derfor blir det benyttet en type FFT-algoritme tilpasset Diskret Fourier transformasjon (DFT).

Når en tolker resultatene fra en FFT-analyse er det viktig å være klar over harmonier i signalet, se figur 5.1. Når et signal er periodisk, men ikke sinusformet, vil det oppstå høyere harmonier. Disse harmoniene er fysiske fluktasjoner i systemet. Harmoniene fremstår som et heltall ganger det originale signalet [9].

Før en utfører et eksperiment er det viktig å kjenne til frekvensene i systemet en skal utføre målinger på. Spesielt er det viktig å kjenne til de høyfrekvente signalene. Dersom en benytter for lav loggefrequens vil det oppstå aliassignal. Et aliassignal er et falskt, ikke-fysisk, signal som fremkommer i frekvensanalysen. For å unngå aliassignaler er det nødvendig å logge med en høyere loggefrequens enn Nyquistfrekvensen[8], som er definert under i likning 5.1 [1].

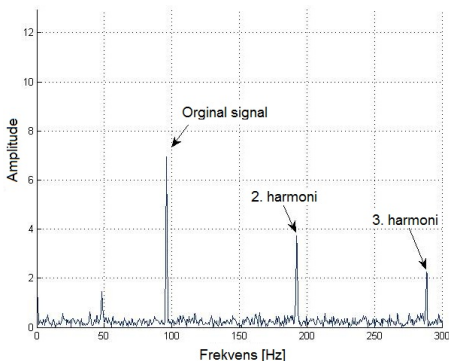
$$f_N = \frac{1}{2 \times \Delta t} [Hz] \quad (5.1)$$

I følge loggefrequensteoremet (sampling-rate theorem) må loggesfrekvensen, f_s , være minimum to ganger den maksimale frekvensen, f_m , som oppstår i systemet, for å unngå aliassignal [1]. Loggefrequensteoremet er representert under i likning 5.2 [1]:

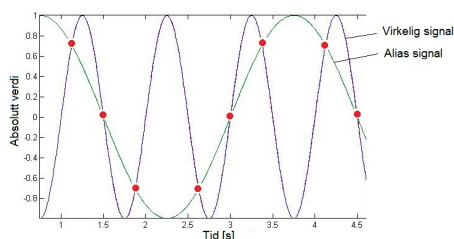
$$f_s = 2 \times f_m [Hz] \quad (5.2)$$

Dersom de røde punktene i figur 5.2 representerer diskrete målepunkter, vil den grønne kurven representere aliassignalet og den blå kurven representere det virkelige signalet. Figur 5.2 viser godt hvordan et uheldig antall målepunkter fører

til feil i analysen. Dersom loggefrekvensen blir tilstrekkelig høy, les høyere enn Nyquistfrekvensen, kan disse målepunktene kun representere et signal, nemlig det virkelige signalet.



Figur 5.1: Harmonier



Figur 5.2: Aliassignal

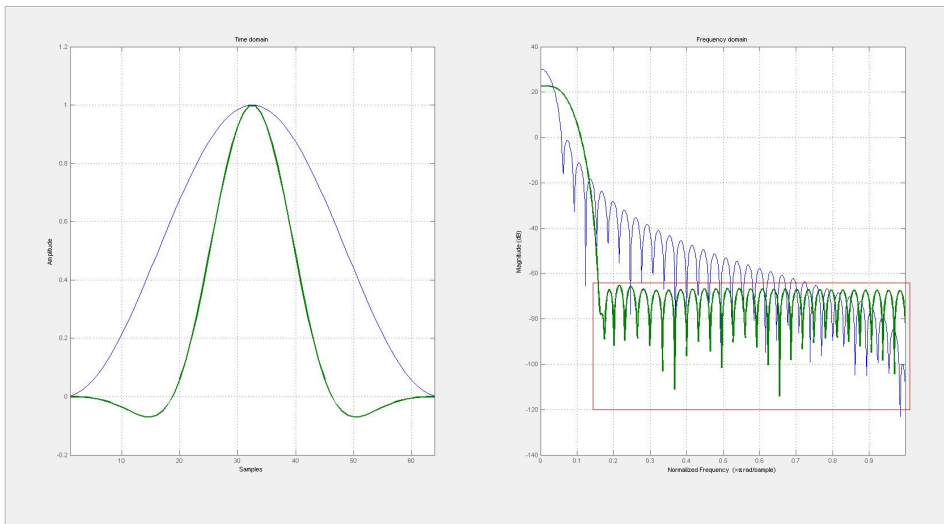
5.2 ”Power Spectrum Density” - Welch metode

Når diskret måledata skal sammenliknes mellom ulike forsøk og kanskje utført av ulike personer og organisasjoner, slik tilfellet er i denne mastergradsoppgaven, er det viktig å ha en god forståelse av hvordan FFT-analysen blir fremstilt og hva den faktisk representerer. Det er langt fra gitt at en FFT-analyse gjengir virkeligheten slik den er. Foruten å ta viktige hensyn med tanke på Nyquistfrekvensen før og under innsamling av data, er det viktig å behandle dataene korrekt under post prosesseringen også. På sikt bør målet være å danne en standardisert metode for å samle inn trykkpulsasjonsdata i Francisturbiner og analysere disse. Videre vil det derfor bli gitt en liten innføring i hvordan forfatteren har valgt å analysere datamengden og begrunnelse for dette. Målet med dette avsnittet er å starte argumentasjon for en standardisering av analysemetode for trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Det bør være lettere for den som skal sette seg inn i resultatene fra denne masteroppgaven og utvikle dette videre.

For å estimere styrken til signalet ved ulike frekvenser benyttes ”Power Spectral Density”, PSD. Denne metoden utnytter DFT på den diskret innsamlede måleserien av lengde N . Litteratur innen statistikk beskriver mange måter å estimere denne styrken på, men innenfor anvendt ingeniørvitenskap og eksperimentell fysikk er det Welch-metode som har vist seg å være den beste tilnærmingen. Welch metode er den mest anvendte for dette formålet[5].

Welch-metode deler opp den tidsserien som det skal utføres DFT-analyse på i flere segmenter. Hvert av disse tidssegmentene blir modifisert med en vindusfunksjon i tidsplan. Det finnes mange ulike former av vindusfunksjoner,

men felles for alle er at de tar sikte på redusere spektrallekkasje¹. Måten dette gjøres på er ved å la vindusfunksjonen starte nær eller på null for så å stige mot maksimum ved senter av tidssegmentet og så avta mot null igjen. Med andre ord tvinger vindusfunksjonen alle signalene i tidssegmentet til å bli tilnærmet periodiske. Utgangspunktet for DFT-analysen er at alle signaler er periodiske, så det er viktig å prøve å tilpasse signalene til dette ved å bruke vindusfunksjoner. Hadde signalene vært helt periodiske ville det ikke oppstått spektrallekkasje. Se figur 5.3 for sammenlikning av to aktuelle vindusfunksjoner i denne masteroppgaven.



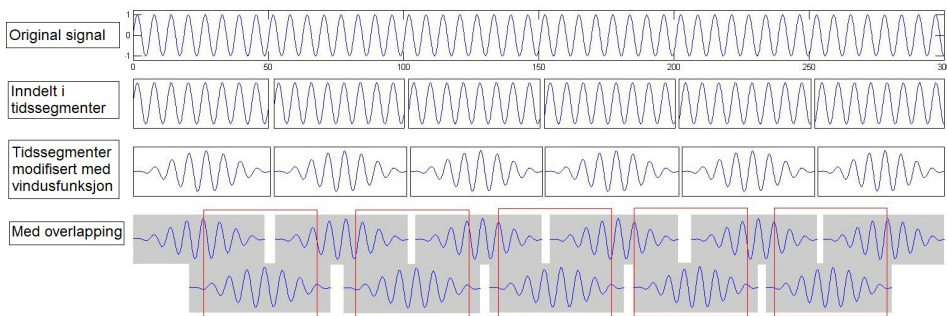
Figur 5.3: Sammenlikning av Hanning(grønn) og Flat-top vindu (blå). Den røde firkanten i figuren til høyre viser spektrallekkasjen til Flat-top vinduet.

Valg av vindusfunksjon er derfor en viktig parameter når en utfører en PSD-analyse. Det finnes mye litteratur på dette området, men den mest brukte vindusfunksjonen innen anvendt ingeniørvitenskap er Hanning-vindu [5]. Denne vindusfunksjonen blir også benyttet i denne masteroppgaven. Hanning-vindusfunksjonen er som i likning 5.3 [5], under:

$$w_j = \frac{1}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi * j}{N}\right) \right]; \quad j = 0, \dots, N - 1 \quad (5.3)$$

¹Spektrallekkasje oppstår når frekvensen til et inngående signal i DFT-analysen ikke er et heltall ganger frekvensoppløsningen. Da treffer ikke frekvensen nøyaktig et frekvens-bin, men blir fordelt over hele spektrumet. Et frekvens-bin, også kalt fekvensoppløsning, er bredden hver frekvens får tildelt i frekvensplanet. Dette tilsvarer innsamlingsfrekvensen, F_s , dividert på antall målepunkter, N . $f_{oppløsning} = \frac{F_s}{N}$.

Når den originale tidsserien blir delt opp i tidssegmenter, og hvert segment blir modifisert med en vindusfunksjon, blir noe informasjon borte fra den originale tidsserien dersom tidssegmentene ikke overlapper. Dette er fordi vindusfunksjon er null i start og slutt. I følge Heinzl [5] er den optimale overlapp-prosenten for Hanning-vindu 50%. Welch-metode benytter overlapping og tar gjennomsnittet av resultatene fra de forskjellige segmentene som overlapper hverandre. Grafisk kan Welch-metode fremstilles som i figur 5.4:



Figur 5.4: Grafisk fremstilling av Welch-metode

På NTNU er dataprogrammet MATLAB et mye brukt numerisk beregningsprogram. Det er derfor valgt å benytte dette i denne masteroppgaven. Videre har MATLAB en innebygd funksjon som implementerer Welch-metode. Denne funksjonen heter "pwelch", og finnes i "Signal Processing Toolbox". Det er denne funksjonen som er benyttet i denne masteroppgaven. Selv om den originale tidsserien er av reelle verdier vil vindusfunksjonen og PSD-analysen gjøre at resultatet av analysen er i det komplekse plan. Derfor må resultatet normaliseres etter likning 5.4 [5].

$$PSD_{rms} = \frac{2 * |y(m)|^2}{F_s * S_2}; m = 0 \dots \frac{N}{2} \quad (5.4)$$

Hvor $y(m)$ er den komplekse vektoren pwelch returnerer, og S_2 er summen av alle vindusfunksjonene i andre potens, som definert i likning 5.5 [5]. Noe av denne normaliseringen utfører funksjonen "pwelch" i MATLAB selv. Men det er nødvendig å ta roten av vektoren "pwelch" returnerer multiplisert med to for å oppnå riktig resultat.

$$S_2 = \sum_{j=0}^{N-1} w_j^2 \quad (5.5)$$

De originale tidsseriene er gjort over en betydelig tidslengde derfor endrer DC-gjennomsnittet seg fra transduseren. Dette resulterer i at "null-nivået" til signalet øker/avtar langs tidssignalet. Dette oppfatter pwelch som et lavfrekvent signal. Det er viktig å fjerne denne trenden i tidssignalet, ved hjelp av funksjonen "detrend", før funksjonen pwelch blir implementert. Se vedlegg B for utdrag av MATLAB-koden som er benyttet i denne masteroppgaven.

6 Dimensjonsanalyse

Dimensjonsanalyse er en viktig metode for å redusere antallet og kompleksiteten av eksperimentelle variabler for et gitt fysisk fenomen. I tillegg til å forenkle det forestående eksperimentelle problemet, gir dimensjonsanalyse skaleringsregler. Disse skaleringsreglene gjør oss i stand til å konvertere eksperimentell data fra en liten modell til en stor prototyp. Når skaleringsreglene er oppfylte sier vi at forholdet for likedannethet er oppfylt.

For at en dimensjonsanalyse skal være gjeldene må følgende to forutsetninger være oppfylt [14]:

1. Den foreslåtte fysiske sammenhengen er dimensjonshomogen, det vil si at alle leddene i uttrykket har samme dimensjon.
2. *Alle* relevante variabler er inkludert i den foreslåtte sammenhengen.

For å danne en skaleringsregel for amplituden, intensiteten, til trykkpulsasjoner mellom modell og prototyp må følgende to kriterier være oppfylt[4]:

1. Geometrisk likedannethet mellom modell og prototyp
2. Identiske forhold mellom kreftene som virker på fluidet og mellom fluidet og maskinen.

6.1 Buckingham PI-teorem

Buckingham PI-teorem er en metode for å utføre dimensjonsanalyse. De ulike dimensjonsløse variablene i denne metoden blir kalt henholdsvis π_1, π_2, π_3 og så videre. Metoden tillater at PI-gruppene blir funnet i sekvensiell rekkefølge, uten å ta hensyn til frie eksponenter.

Dersom et fenomen avhenger av n dimensjonsvariabler vil PI-teoremet redusere problemet med k dimensjoner. Reduksjonen $j=n-k$ avhenger av kompleksiteten av problemet.

PI-teoremet sier at den totale reduksjonen av variable, $j=n-k$, er lik det maksimale antallet av variabler som ikke danner en PI-gruppe seg i mellom. Reduksjonen er alltid mindre eller lik det antall dimensjoner som beskriver variablene.

Det er vanlig å benytte dimensjonene $MLT\theta$ for henholdsvis masse, lengde, tid og temperatur når en studerer mekaniske fenomen.[2]

I praksis kan dermed PI-teoremet utføres i følgende seks sekvenser:

1. Lag en liste og tell de n variablene som er involvert i problemet.
2. Tell dimensjonene k av de ulike variablene som er involvert i problemet.

3. Finn reduksjonen j . Gjøtt initialt på at j er lik antallet dimensjoner som er til stede og se etter j variable som ikke danner et PI-produkt.
4. Velg j skalerings parametere som ikke danner et PI-produkt. Disse j variablene vil være representert i alle PI-gruppene.
5. Legg til en ekstra variabel til de j repeterende variablene og dann et eksponentielt produkt.
6. Skriv deretter ut til slutt de dimensjonsløse funksjonene.

[14, Kapittel 5.1-5.3]

6.2 Etablerte dimensjonsløse parametere i fluidmekanikk

I fluidmekanikk er det seks virkende krefter, disse er:

1. Gravitasjonskrefter
2. Indre krefter
3. Viskøse krefter
4. Overflatespenning
5. Kompressibilitet
6. Trykk

Disse kreftene har kun en fundamental dimensjon, nemlig kraft [N].

Ifølge PI-teoremet vil det derfor eksistere $6-1=5$ dimensjonsløse tall. Gjennom historien har følgende fem dimensjonsløse tall etablert seg innen fluiddynamikk [12]:

Froudetall	$Fr = \frac{v^2}{gD}$	$\frac{\text{Treghet}}{\text{Gravitasjon}}$
Reynoldstall	$Re = \frac{vD\rho}{\mu}$	$\frac{\text{Treghet}}{\text{Viskøse krefter}}$
Webertall	$We = \frac{Lv^2\rho}{\sigma}$	$\frac{\text{Treghet}}{\text{Overflate krefter}}$
Eulertall	$Eu = \frac{p}{\rho v^2}$	$\frac{\text{Trykk krefter}}{\text{Treghet}}$
Cauchytall	$Ca = \frac{\rho v^2}{K}$	$\frac{\text{Treghet}}{\text{Elastisitet}}$

Tabell 6.1: Historisk viktige dimensjonsløse tall i Fluidmekanikk

Kavitasjonstall er en form av Eulertall. Kavitasjonstall beskriver forholdet mellom trykket i sugerøret og vannets damptrykk mot treghet. Kavitasjon er ytterligere beskrevet i avsnitt 4.2.

Kavitasjonstall

$$Ka = \frac{p_{sugerør} - p_{va}}{\rho v^2}$$

$\frac{\text{Trykk krefter}}{\text{Treghet}}$

Dersom de fem dimensjonsløse tallene i tabell 6.1 er identiske for modell og prototyp vil disse to maskinene oppføre seg identisk og ha samme strømningsbilde. Men dersom en analyserer de ulike dimensjonsløse tallene kan en se at for eksempel Reynoldstallet og Froudetallet ikke kan være identiske samtidig i en Francisturbins modell og prototype.

6.3 Etablerte dimensjonsløse parametere innen vannkraftteknikk

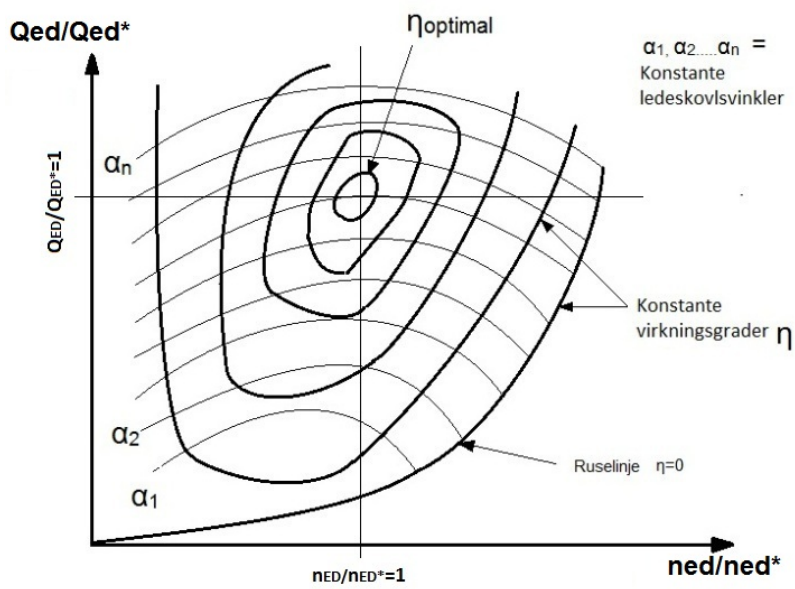
Det er etablert flere viktige dimensjonsløse parametere innen vannkraftteknikk for å beskrive tilstanden til vannkraftmaskiner. Disse dimensjonsløse parameterene blir også benyttet under design av turbiner og for sammenlikning mellom ulike turbiner.

I Francisturbiner er spesielt de dimensjonsløse parameterene spesifikk hastighet, n_{ED} se likning 6.2 [4, side 55], og spesifikk volumstrøm, Q_{ED} se likning 6.1 [4, side 55], viktige. Disse parameterene beskriver hvilket driftspunkt turbinen befinner seg på, og sammen med virkningsgraden til turbinen danner disse det som kalles for Hilldiagram, eller Musseltdiagram, se figur 6.1. Når en sammenlikner en modellturbin med sin korresponderende prototypeturbin vil de ha samme Hilldiagram. Dersom de to turbinene kjører på samme n_{ED} og Q_{ED} befinner de seg på eksakt samme driftspunkt og oppførselen i begge turbinene er identiske, sett bort i fra ulikhetene beskrevet i avsnitt 4.2.

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \times \sqrt{g \times H}} \quad (6.1)$$

$$n_{ED} = \frac{n \times D^2}{\sqrt{g \times H}} \quad (6.2)$$

Q_{ED}^* og n_{ED}^* refererer til designpunktet til turbinen og de korresponderende verdiene for Q_{ED} og n_{ED} ved turbinens bestpunkt.



Figur 6.1: Hilldiagram - representert av n_{ED} og Q_{ED} . Fritt tegnet etter Brekke [3]

6.4 Dimensjonsanalyse av trykkpulsasjoner i Francisturbiner

Det er nødvendig for dimensjonsanalysen å anta at strømningsforholdene i hele modellen og prototypen er identisk like. I den videre dimensjonsanalysen er det sett bort fra ulikhetene mellom modell og prototyp beskrevet i avsnitt 4.2. Med denne antagelsen kan en finne hvilke faktorer amplituden til trykkpulsasjonene i Francisturbiner avhenger av. Denne sammenhengen tar utgangspunkt i likning 6.3.

$$A = f(\rho, \mu, D_1, D_2, H, n, a, Q, g) \quad (6.3)$$

Hvor tabell 6.2 definerer parameterene i likning 6.3, og viser dimensjonene til de ulike variablene som er benyttet i den påfølgende dimensjonsanalyse.

#	Variable	Enhet	Dimensjon	Forklaring
1.	A	mVs (meter vannsøyle)	L	Amplitude
2.	ρ	$\frac{kg}{m^3}$	ML^{-3}	Tetthet
3.	μ	$\frac{kg}{s*m}$	$ML^{-1}T^{-1}$	Viskositet
4.	D_1	m	L	Innløpsdiameter turbin
5.	D_2	m	L	Utløpsdiameter turbin
6.	H	mVs (meter vannsøyle)	L	Fallhøyde
7.	n	$\frac{omdreininger}{s}$	T^{-1}	Omdreiningshastighet
8.	a	$\frac{m}{s}$	LT^{-1}	Lydhastighet
9.	Q	$\frac{m^3}{s}$	L^3T^{-1}	Volumstrøm
10.	g	$\frac{m}{s^2}$	LT^{-2}	Gravitasjon

Tabell 6.2: Dimensjonsvariable

Det er flere måter å uttrykke enheten til trykk på. Innen vannkraftteknikk er det vanlig praksis å uttrykke trykk med meter vannsøyle, mVs. For enkelhets skyld er dette også enheten som er brukt i denne dimensjonsanalysen. Senere i denne masteroppgaven forekommer trykk også i SI-enheten kilo pascal, kPa.

Dette gir i følge Buckingham PI-teorem $n = 10$ variable og $j = 3$ dimensjoner. Dermed vil det være $k = n - j = 7$ π -grupper.

Ved hjælp av Buckingham PI-teorem finner vi følgende π -grupper med $Q [L^3T^{-1}]$, $D_2 [L]$ og $\rho [ML^{-3}]$ som repeterende variabler.

$\pi_1 = Q^a \rho^b D_2^c A = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (L)$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a = 0$ Lengde: $3a - 3b + c + 1 = 0 \Rightarrow c = -1$	$\pi_{1*} = \frac{A}{D_2}$ $\pi_1 = \frac{\pi_{1*}}{\pi_{3*}} = \frac{A/D_2}{H/D_2}$ $\pi_1 = \frac{A}{H}$
$\pi_2 = Q^a \rho^b D_2^c D_1 = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (L)$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a = 0$ Lengde: $3a - 3b + c + 1 = 0 \Rightarrow c = -1$	$\pi_2 = \frac{D_1}{D_2}$
$\pi_3 = Q^a \rho^b D_2^c H = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (L)$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a = 0$ Lengde: $3a - 3b + c + 1 = 0 \Rightarrow c = -1$	$\pi_{3*} = \frac{H}{D_2}$ $\pi_3 = \frac{1}{\pi_{3*} \times \pi_{4*}}$ $\pi_3 = \frac{Q^2}{D_2^3 g H}$ $\pi_3 = \sqrt{\frac{Q^2}{D_2^3 g H}}$ $\pi_3 = \frac{Q}{D_2 \sqrt{g H}} = Q_{ED}$
$\pi_4 = Q^a \rho^b D_2^c g = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (LT^{-2})$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a - 2 = 0 \Rightarrow a = -2$ Lengde: $3a - 3b + c + 1 = 0 \Rightarrow c = 5$	$\pi_{4*} = \frac{D_2^5 g}{Q^2}$ $\pi_4 = \frac{\pi_{4*}}{\pi_{3*}} = \frac{Hg D_2^4}{Q}$ $\pi_4 = \frac{Hg D_2^4}{Q} \times \frac{\pi^2}{16}$ $\pi_4 = \frac{gH}{c_2^2} = \frac{\rho g H}{\rho c_2^2}$ $\pi_4 = Eu$
$\pi_5 = Q^a \rho^b D_2^c a = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (LT^{-1})$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a - 1 = 0 \Rightarrow a = -1$ Lengde: $3a - 3b + c + 1 = 0 \Rightarrow c = 2$	$\pi_5 = \frac{a D_2^2}{Q}$ $\pi_5 = \frac{a D_2^2}{Q} \times \frac{\pi}{4}$ $\pi_5 = \frac{a}{c_2} = \frac{1}{Ma}$ $\pi_5 = Ma$

$\pi_6 = Q^a \rho^b D_2^c n = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (T^{-1})$ Masse: $b = 0$ Tid: $-a - 1 = 0 \Rightarrow a = -1$ Lengde: $3a - 3b + c = 0 \Rightarrow c = 3$	$\pi_{6*} = \frac{D_2^3 n}{Q}$ $\pi_6 = \frac{\pi_{6*}^2}{\pi_{4*} \times \pi_{3*}}$ $\pi_6 = \frac{D_2^6 n^2}{Q^2} \times \frac{Q^2}{D_2^3 g H}$ $\pi_6 = \frac{D_2^2 \times n^2}{g H}$ $\pi_6 = \sqrt{\frac{D_2^2 \times n^2}{g H}}$ $\pi_6 = \frac{n D_2}{\sqrt{g H}} = n_{ED}$
$\pi_7 = Q^a \rho^b D_2^c \mu = (L^3 T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (ML^{-1} T^{-1})$ Masse: $b + 1 = 0; \Rightarrow b = -1$ Tid: $-a - 1 = 0 \Rightarrow a = -1$ Lengde: $3a - 3b + c - 1 = 0 \Rightarrow c = 1$	$\pi_{7*} = \frac{\mu D_2}{Q \rho}$ $\pi_7 = \frac{\pi_{3*}}{\pi_{7*}}$ $\pi_7 = \frac{Q H \rho}{\mu D_2} \times \frac{4}{\pi}$ $\pi_7 = \frac{c_2 H \rho}{\mu}$ $\pi_7 = Re$

Tabell 6.3: PI-gruppene

Dette gir sammenhengen:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7) \quad (6.4)$$

$$\frac{A}{H} = f\left(\frac{D_1}{D_2}, Q_{ED}, Eu, Ma, n_{ED}, Re\right) \quad (6.5)$$

π -gruppen $\frac{D_1}{D_2}$ innebærer geometrisk likdannethet for turbinen. Fordi det antas at modellturbinen og prototypeturbinen er geometrisk like holder det å kun benytte en π -gruppe for å beskrive maskinen. Alle andre geometriske forhold vil gi den samme faktoren.

π -gruppene Q_{ED} og n_{ED} innbærer dynamisk likdannethet for turbinene. Dette er fordi den reduserte absolutte vannhastigheten, definert i likning 6.6 [3] og den reduserte rotasjonshastigheten til vannet, definert som i likning 6.7 [3], er som følger:

$$\underline{c} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{2gH}} = \frac{Q_{ED}}{\sqrt{2}} = \text{konstant} \times Q_{ED} \quad (6.6)$$

$$\underline{u} = \frac{\omega \times \frac{D}{2}}{\sqrt{2gH}} = \frac{\frac{2\pi n}{60} \frac{D}{2}}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi}{60\sqrt{2}} \times n_{ED} = \text{konstant} \times n_{ED} \quad (6.7)$$

Likning 6.5 uttrykker dermed hvilke parametere som må være identisk like for modell- og prototypeturbinen for at trykkpulsasjoner i Francisturbiner skal være riktig skalert med $\frac{A}{H}$. Der A er amplituden på trykkpulsasjonene gitt i mVs eller kPa og H er fallhøyden, eller mer korrekt innløpstrykket til turbinen, gitt i samme enhet som amplituden.

7 Resultater

Når modellturbiner testes har en mulighet til å la den operere over et større område i Hilddiamgrammet enn det prototypeturbinen kan. Mens modellturbinen har mulighet til å justere innløps- og utløpsstrykket, altså fallhøyden, turtallet og volumstrømmen, er prototypen bundet av sitt synkrone turtall og fyllingsgraden av magasinet den dagen det testes. Synkront turtall er det turtallet turbinen må gå på når den er tilkoblet det eksterne strømmettet for å levere en nettfrekvens på 50 Hz. Det vil si at turbinen ikke kobles på nett for å levere effekt før den har nådd dette turtallet. Målingene som er utført på prototypeturbinen er derfor kun utført ved én turbinhastighet, her ved $n_{ED}/n_{ED*} = 1.0131$. For modellen er det utført trykkpulsasjonsmålinger over et langt større område i Hilddiamgrammet.

Videre vil alle trykkpulsasjonsmålinger utført på både modell- og prototypeturbin bli presentert. Deretter vil trykkpulsasjonsmålingene fra prototypen bli sammenliknet mot de trykkpulsasjonsmålingene som er utført i modellen og som korresponderer best med hensyn på n_{ED}/n_{ED*} og Q_{ED}/Q_{ED*}

Fra teorien forventer vi å observere følgende frekvenser i modellturbinen og prototypeturbinen:

Antall løpeskovler	Antall ledeskovler	Turtall modell	Turtall prototyp
$z_{l\phi}$	z_{le}	n_{modell} [rpm]	$n_{prototyp}$ [rpm]
30	24	695.3	374.5

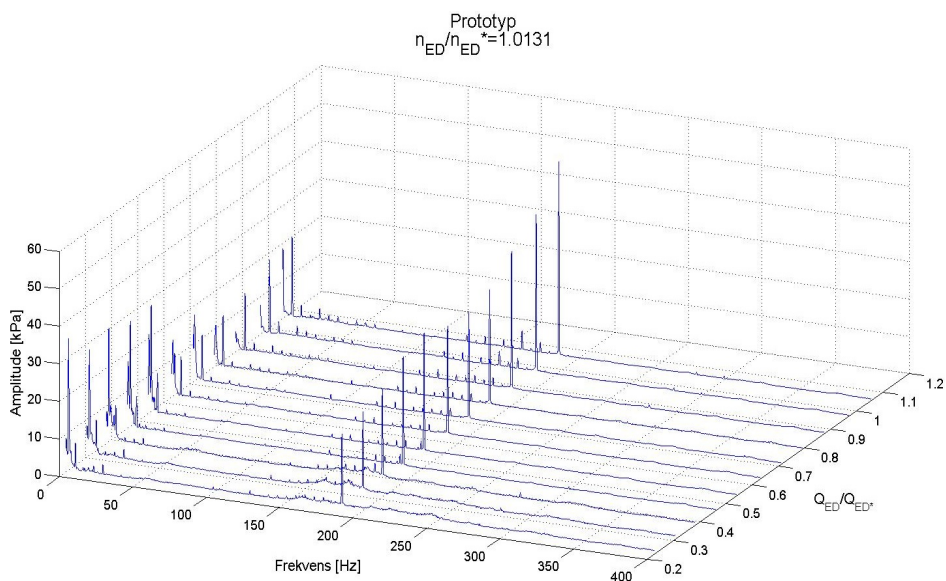
Frekvens	Modell [Hz]	Prototyp [Hz]
Løpehjulsfrekvens	11.6	6.2
Løpeskovlfrekvens	347.7	187.3
Ledeskovlfrekvens	278.1	149.8
Sugerørvirvelfrekvens	3.22	1.73

Tabell 7.1: Forventede frekvenser

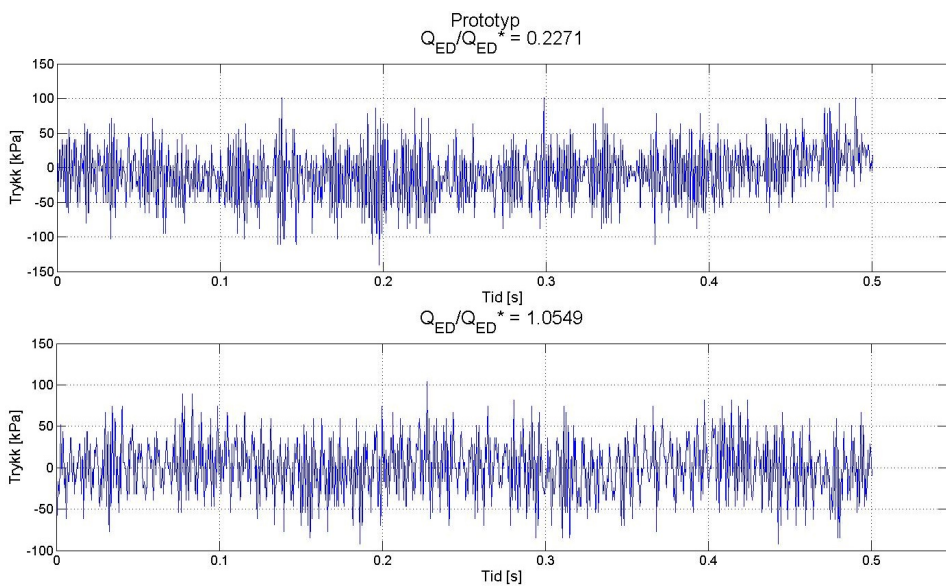
7.1 Frekvensdiagram

Det er valgt å presentere frekvensanalysen i tre ulike frekvensdiagram, et tredimensjonalt, et todimensjonalt punktplott og et todimensjonalt linjeplott. I det tredimensjonale frekvensdiagrammet kan alle frekvensene observeres for alle driftspunktene. En kan enkelt lokalisere hvilke frekvenser som dominerer i det aktuelle driftspunktet. TidsploTTene er tatt med for å verifisere at frekvensdiagrammene stemmer. I punktplottene representerer størrelsene på sirklene størrelsen på amplituden til den aktuelle frekvensen. I punktplottene er det enkelt å få oversikt over hvordan hver enkelt frekvens utvikler seg over hele Hilldiagrammet for modellen og på det gitte n_{ED}/n_{ED*} -nivået for prototypen. Linjeplottet blir referert til som forløpet for trykkpulsasjonene. Dette er en representasjon av hvordan trykkpulsasjonene utvikler seg med økende volumstrøm. Det er viktig å huske at måledataene er diskret innsamlet, og det finnes ingen informasjon om det som skjer mellom disse punktene.

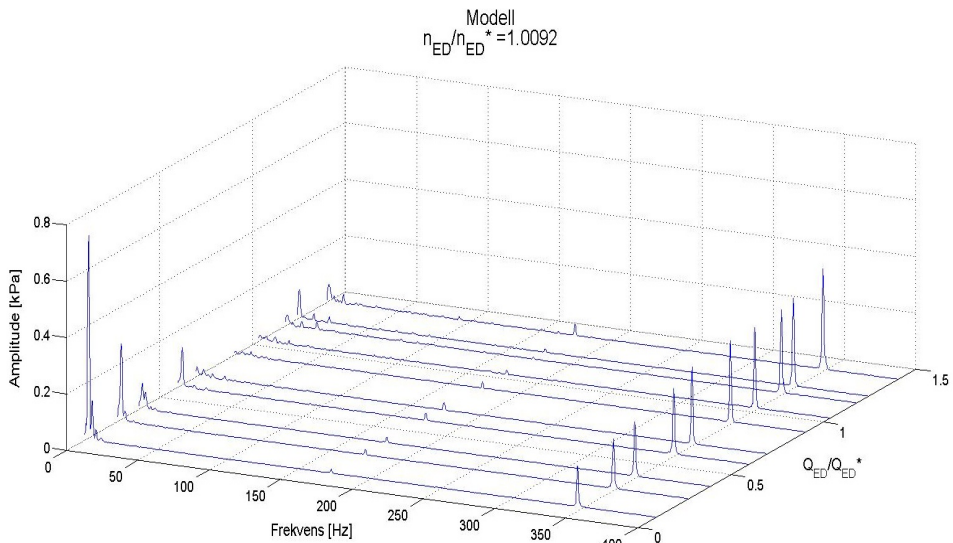
7.1.1 Tredimensjonale frekvensdiagram



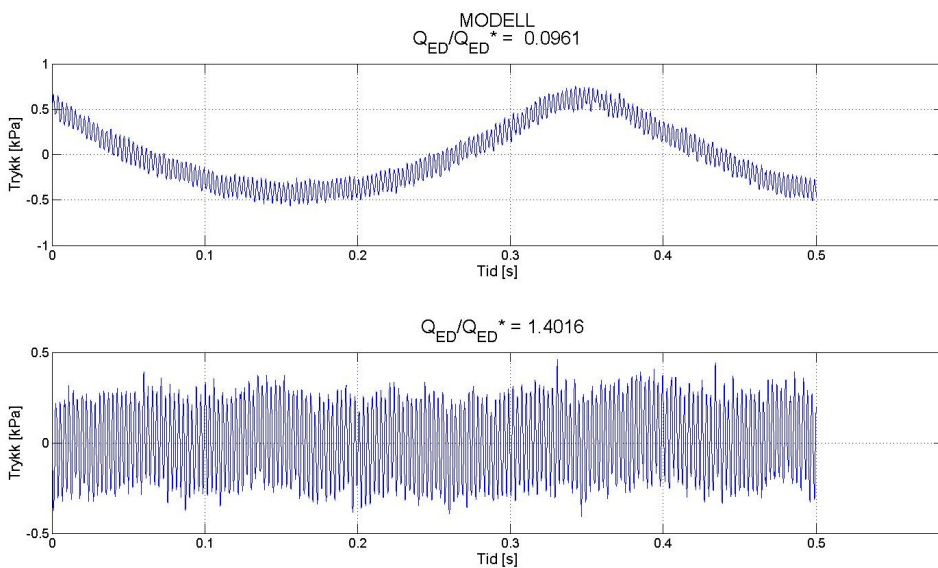
Figur 7.1: Frekvensdiagram fra omdreiningshulerom i prototypmåling



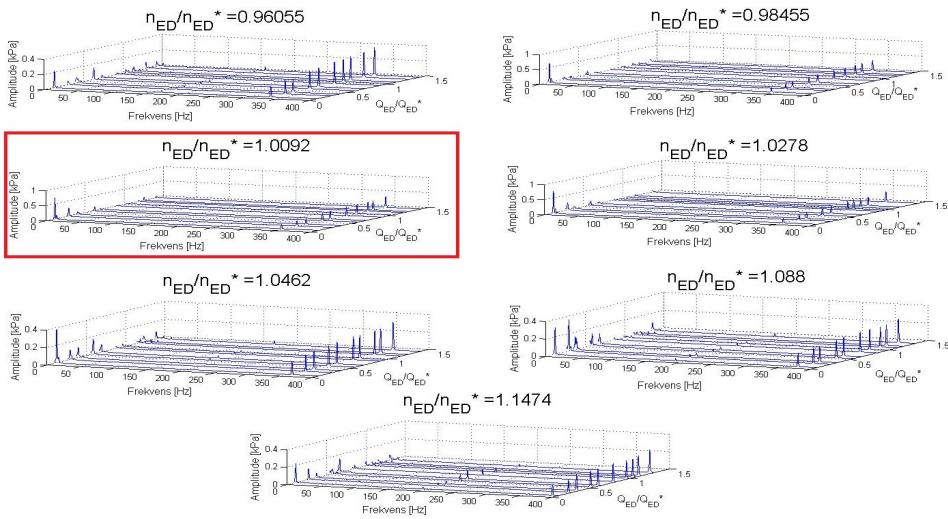
Figur 7.2: Utdrag av tidsplottet fra omdreiningshulerom i prototypmåling



Figur 7.3: Det korresponderende frekvensdiagrammet fra omdreiningshulerom i modellmålingen



Figur 7.4: Utdrag av tidsplottet fra omdreiningshulerom i modellmåling



Figur 7.5: Frekvensdiagram fra omdreiningshulerom i modellmåling. Frekvensdiagrammet i den røde firkanten er gjengitt i figur 7.3.

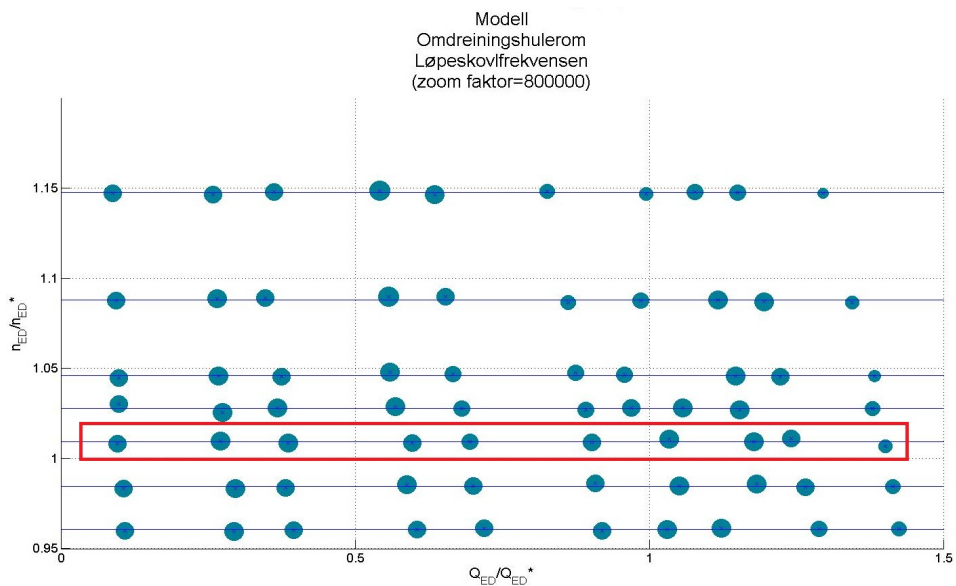
En kan se at frekvensene som observeres i frekvensdiagrammene stemmer godt med de som forventes fra teorien, se tabell 7.1. Det er verdt å merke seg at løpeskovlfrekvensen i de to frekvensdiagrammene ikke forekommer ved samme frekvens. Dette stemmer med det som var forventet siden modellen og prototypen opererer med ulik rotasjonshastighet selv om n_{ED}/n_{ED}^* - og Q_{ED}/Q_{ED}^* -verdiene er tilnærmet identiske.

Det er tydelig to frekvenser som skiller seg ut som de dominerende frekvensene både for modell- og prototypeturbinen. Fra tabell 7.1 ser en at disse to trykkpulsasjonene er løpeskovlfrekvensen og sugerørsvirvelfrekvensen. Videre i resultatene vil derfor kun disse to frekvensene bli presentert i punktplottene og brukt for sammenlikning.

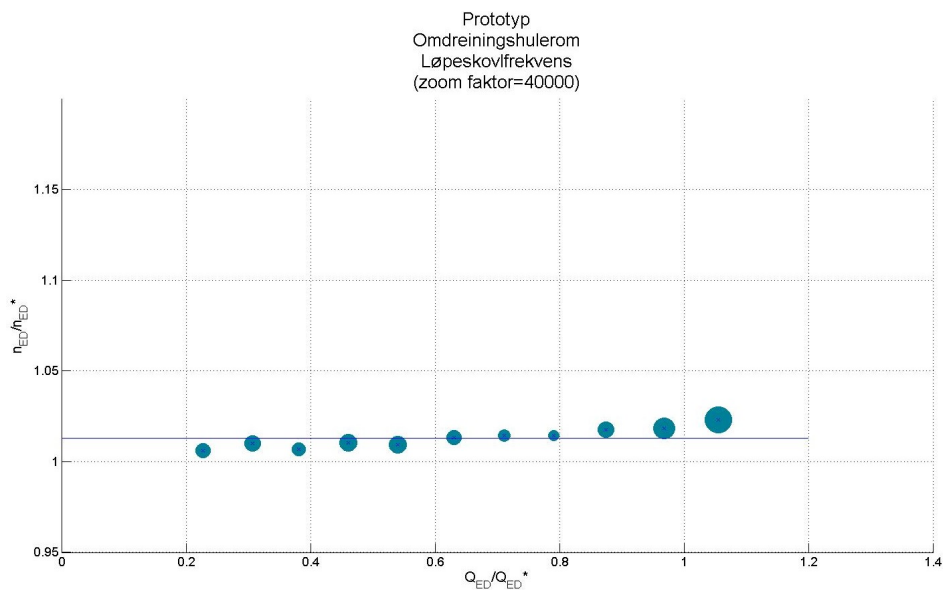
Utdragene av tidsplottene er henholdsvis den laveste og høyeste Q_{ED}/Q_{ED}^* -verdien fra prototyp- og modellmålingene. Det er ved disse punktene det er enklest å lokalisere de ulike frekvensene i tidsplottet. Tidsplottene viser at amplitudene fra FFT-analysen er i størrelsesorden riktig, og det er rimelig å anta at FFT-analysen gir en troverdig gjengivelse av virkeligheten.

7.1.2 Todimensjonale frekvensdiagram

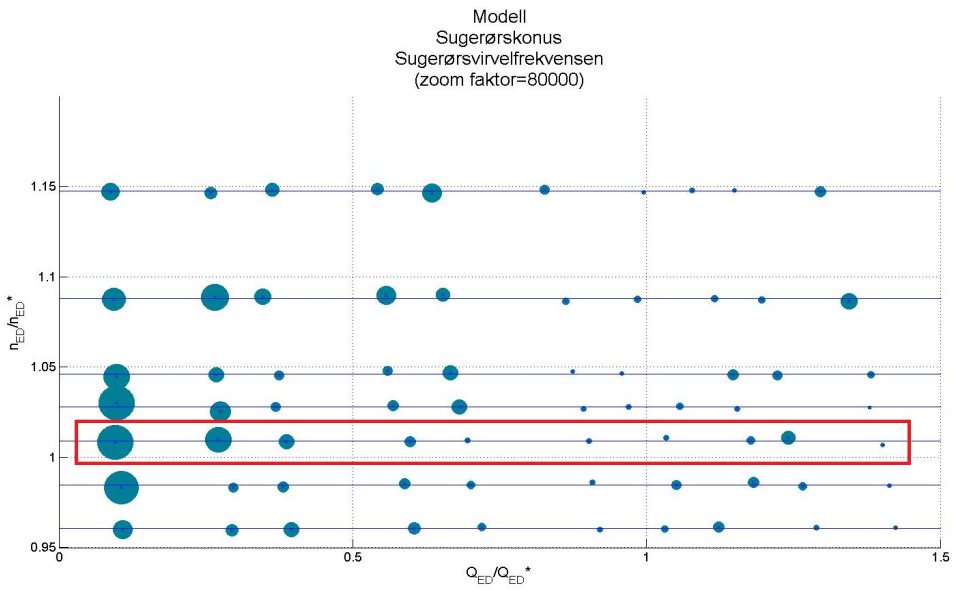
De todimensjonale punktplottene tar kun for seg en trykkpulsasjon ved en gitt frekvens, henholdsvis løpeskovlfrekvensen og sugerørsvirvelfrekvensen. De neste fire punktplottene viser hvordan trykkpulsasjonene endres i Hilldiagrammet. I følge dimensjonsanalysen burde amplitudene til trykkpulsasjoner skaleres mot fallhøyden, det vil si innløpstrykket. I de påfølgende diagrammene er amplituden skalert mot innløpstrykket ved hvert enkelt målepunkt. Det er verdt å merke seg at punktene er forstørret ulikt i de ulike diagrammene. Forstørrelsen er kalt "zoom faktor".



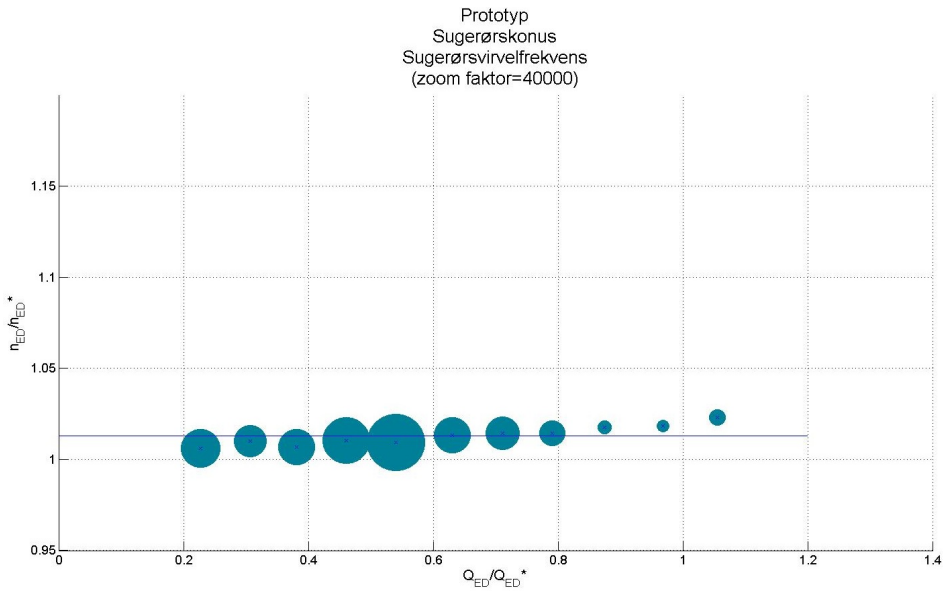
Figur 7.6: Punktplott for løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulerommet MODELL. Den røde firkanten er den korresponderende modellmålingen.



Figur 7.7: Punktplott for løpeskovlfrekvens i omdreiningshulerommet PROTOTYP



Figur 7.8: Punktplott for sugerørsvirvelfrekvensen i sugerøret MODEL. Den røde firkanten er den korresponderende modellmålingen.



Figur 7.9: Punktplott for sugerørsvirvelfrekvensen i sugerøret PROTOTYP

Det er verdt å merke seg at siden det er fluktasjoner i fallhøyden vil n_{ED}/n_{ED^*} -verdiene endres noe selv om turbinen kjører på samme turtall. Dette er grunnen til at målingene ikke ligger på identisk likt n_{ED}/n_{ED^*} -nivå for alle driftspunktene. Spesielt endres n_{ED}/n_{ED^*} -verdiene seg for prototypmålingene fordi falltapet i de lange tunnelene øker betraktelig med økende volumstrøm.

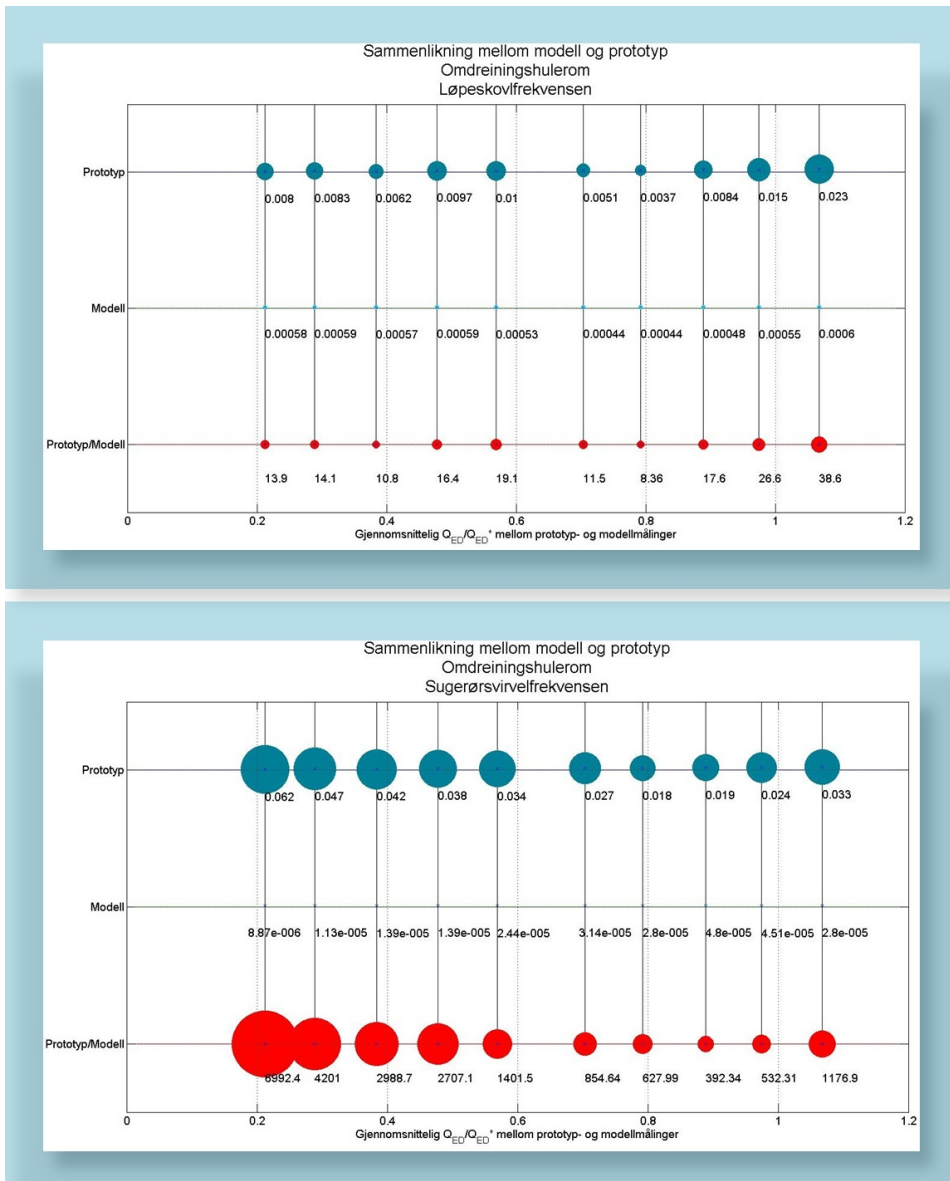
7.2 Sammenlikning av trykkpulsasjonene

I de påfølgende punktplottene representerer de røde sirklene faktorforskjellen mellom modell og prototyp. Tallene under de røde sirklene er faktorforskjellen. De øvrige tallene er den tilhørende skalerte amplituden til punktet.

Både løpeskovlfrekvensen og sugerørsvirvelfrekvensen er ”synlige” i omdreiningshulerommet og i sugerørskonusen. Derfor vil begge disse trykkpulsasjonene bli sammenlignet begge steder.

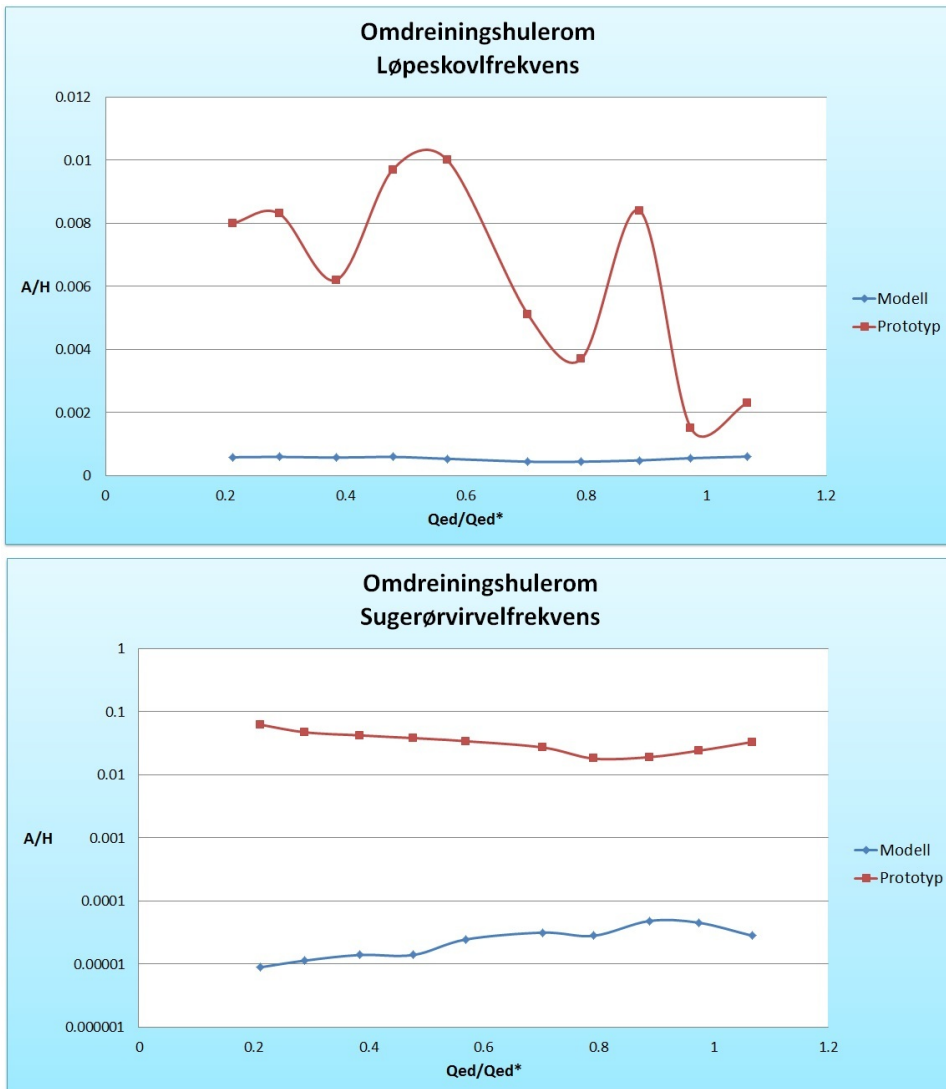
For å skille målingene utført i omdreiningshulerommet og sugerørskonusen er det lagt på rammer med ulik farge for de to tilfellene. Disse er henholdsvis blå og rød.

Punktplott som viser faktorforskjellen i omdreiningshulerommet



Figur 7.10: Sammenlikning i omdreiningshulerom. Øverst: Løpeskovlfrekvens, nederst: Sugerørvirvelfrekvens

Trykkpulsasjonsforløpet i omdreiningshulerommet



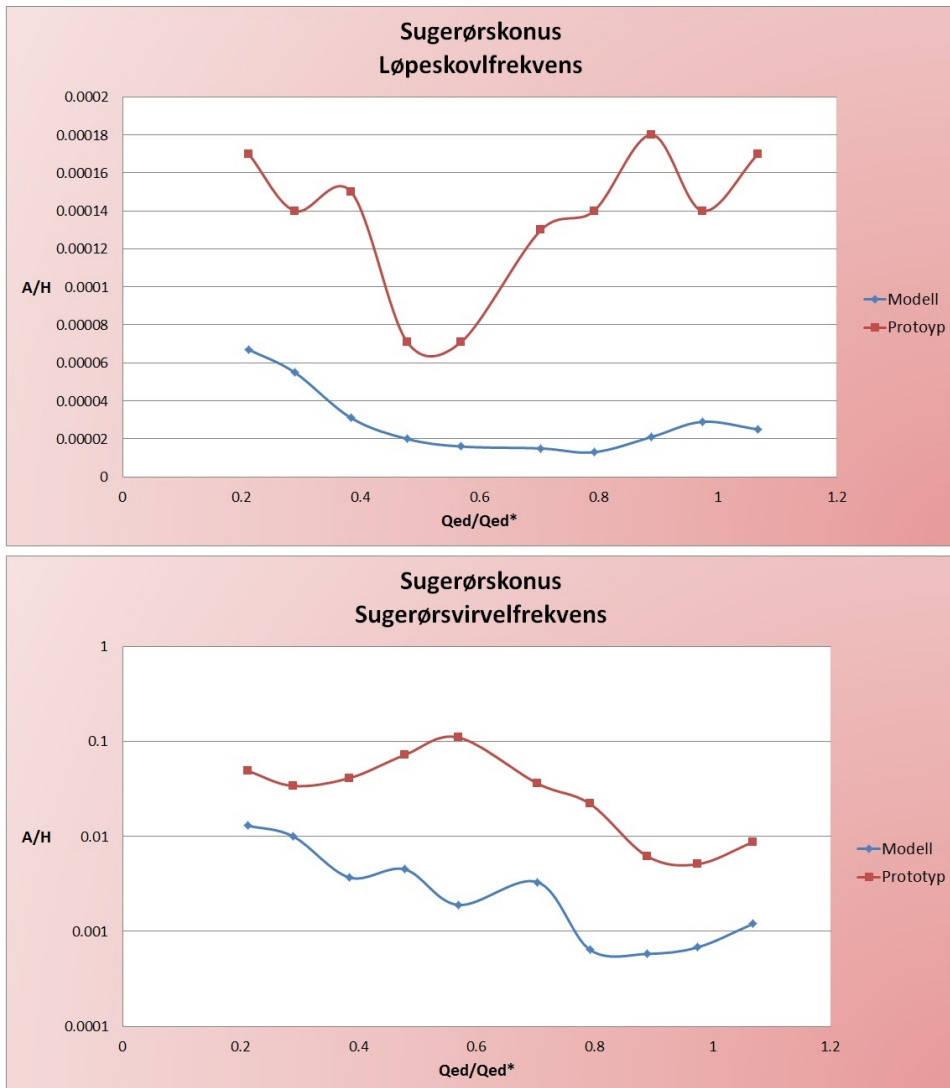
Figur 7.11: Sammenlikning av skalerte trykkpulsasjoner i omdreiningshulerom

Punktplott som viser faktorforskjellen i sugerørskonusen



Figur 7.12: Sammenlikning i sugerørskonus. Øverst: Løpeskivfrekvens, nederst: Sugerørsvirvelfrekvens

Trykkpulsasjonsforløpet i sugerørskonusen



Figur 7.13: Sammenlikning av skalerte trykkpulsasjoner i sugerørskonus

8 Diskusjon

Det er viktig å bemerke at denne diskusjonen er basert på sammenlikning av kun en modell og prototypeturbin. Denne masteroppgaven er forhåpentligvis begynnelsen på innsamling og sammenlikning av trykkpulsasjonsdata mellom modell- og prototypeturbiner. Det var ambisjonen angående denne masteroppgaven også, men tilfeldighetene ville det ikke slik.

Når det er sagt danner resultatene i denne masteroppgaven likevel et godt grunnlag for å diskutere utviklingen av trykkpulsasjoner i modell- og prototypeturbiner.

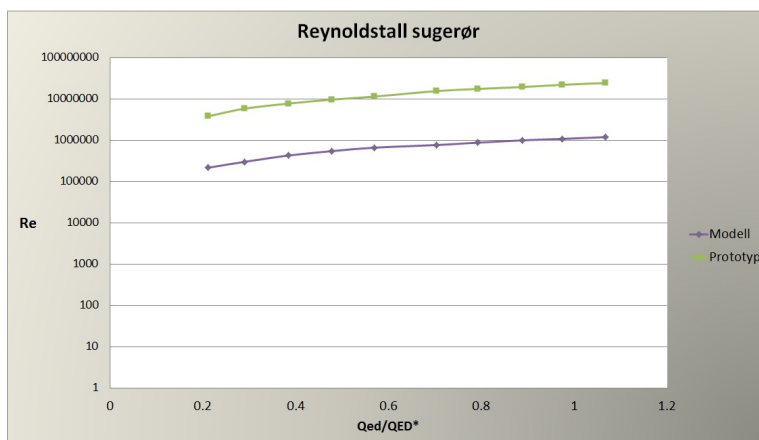
8.1 Utviklingen til π -gruppene med økende volumstrøm

Fra dimensjonsanalysen som er utført i avsnitt 6.4 er det rimelig å anta at avvikene som observeres i resultatene skyldes avvik i π -gruppene mellom modell og prototyp. π -gruppene er gitt av likning 6.5, som er gjengitt under:

$$\frac{A}{H} = f\left(\frac{D_1}{D_2}, Eu, Ma, Re, Q_{ED}, n_{ED}\right) \quad (8.1)$$

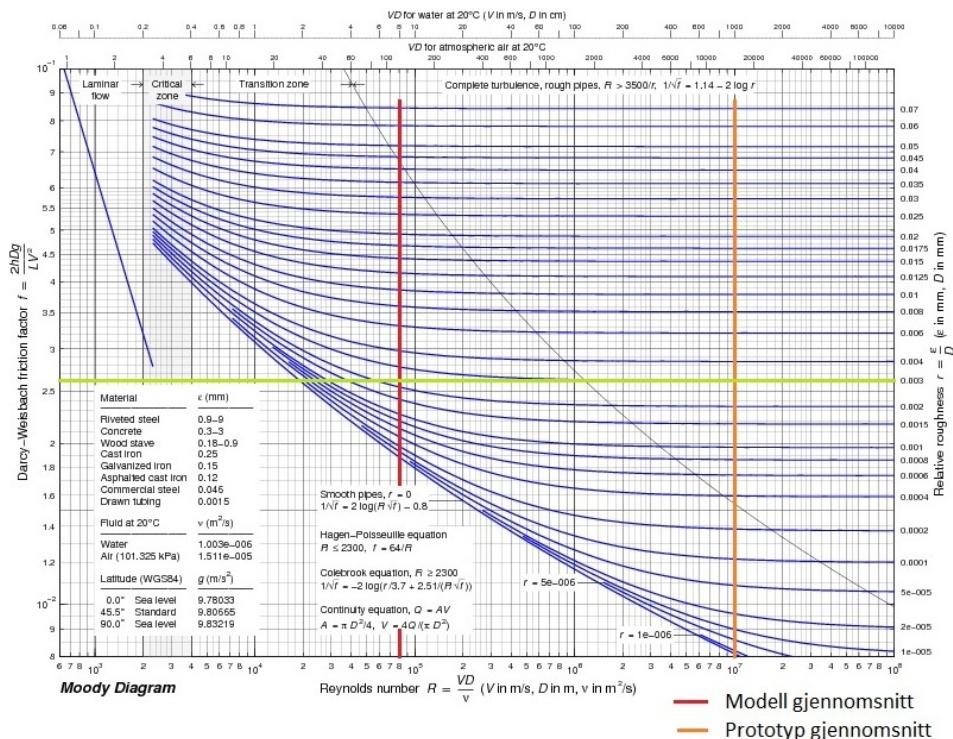
Utgangspunktet for å konstruere modellturbiner er at forholdene $\frac{D_1}{D_2}$, Q_{ED} og n_{ED} er identisk like som prototypen. Videre vil derfor Reynoldstall, Eulertall, her representert med kavitasjonstallet, og Machallet bli videre analysert for sugerøret. Det er valgt å se på sugerøret, eller utløpet av turbinen, fordi her er alle nødvendige faktorer kjent for forfatteren.

8.1.1 Reynoldstall



Figur 8.1: Utvikling av Reynoldstall i sugerøret ved økende volumstrøm

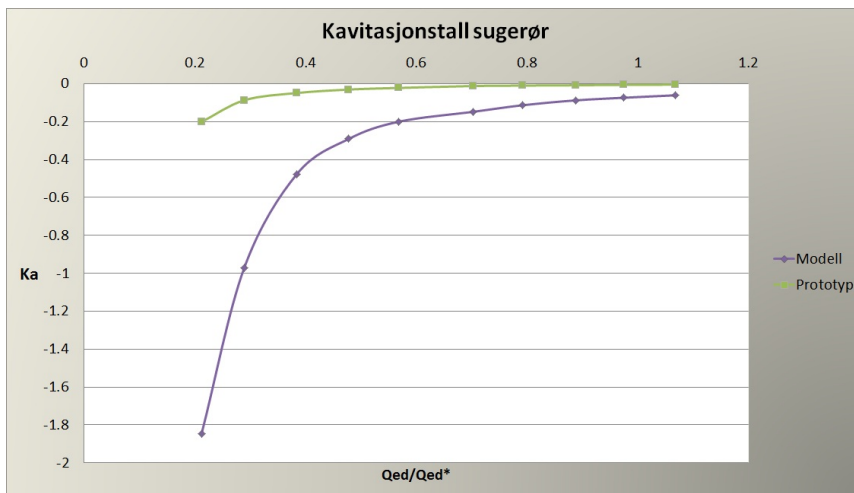
Det er allerede kjent at Reynoldstallet er ulikt mellom modell- og prototyperturbiner, men for at modellen skal oppføre seg likt som prototypen er det viktig at de følger en horisontal linje i Moody-diagrammet. Av Moody diagrammet, se figur 8.2 ser en at den relative røffheten til rørene må være rundt eller over den grønne horisontale streken i figur 8.2 for at strømningsforholdene i modellen og prototypen skal oppføre seg relativt likt. Dette inntreffer når røffhetskurene er horisontale. Det er ikke tilfelle for modellerturbiner og prototyperturbiner. Det er ikke mulig, eller ønskelig, å gjøre overflatene i modellen så ru at en oppnår likhet.



Figur 8.2: Gjennomsnittet av Re tegnet i Moody diagrammet

Det er verdt å merke seg at Reynoldstallet nærmer seg hverandre med økende volumstrøm.

8.1.2 Kavitasjonstall



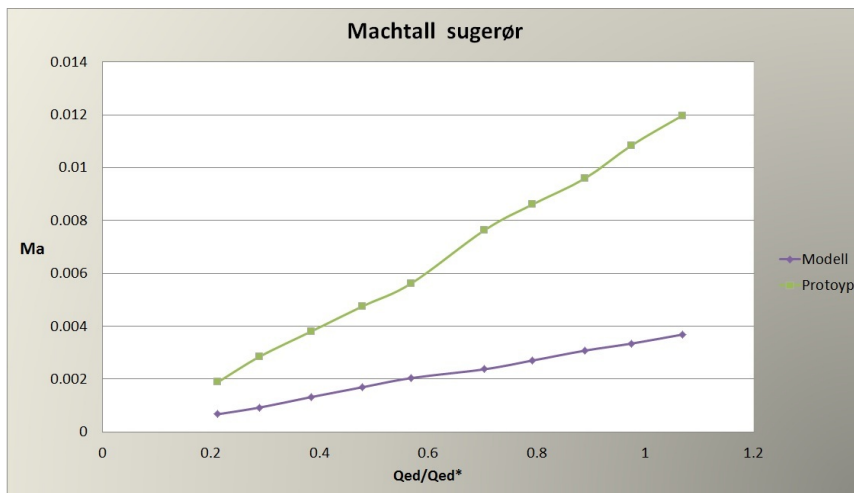
Figur 8.3: Utvikling av Kavitasjonstall i sugerøret ved økende volumstrøm

Av figur 8.3 ser en at kurvene for Kavitasjonstallet nærmer seg hverandre ved økende volumstrøm. Dette tyder på at kavitasjonstallet i modellen blir mer likt prototypen med økende volumstrøm.

En kan se fra dette og likning 4.5 i avsnitt 4.2 at strømningsforholdene ved lav Q_{ED} kan være relativt ulikt i modellen og prototypen.

8.1.3 Machtall

Hverken under modell- eller prototyp testen ble lyd hastigheten registrert i systemet. For å danne et bilde av hvordan Machtallet endrer seg er det derfor valgt å tallfeste lyd hastigheten med 1200 m/s. Det er rimelig å anta at denne lyd hastigheten er i størrelsesorden riktig, og er diskutert i samråd med veileder Torbjørn Nielsen.



Figur 8.4: Utvikling av Machtallet i sugerøret ved økende volumstrøm

Av figur 8.4 er det tydelig at Machtallet blir mer ulikt mellom modellen og prototypen med økende volumstrøm.

8.2 Avvikene i punktplottene og forløpskurvene

Det er to ting som er interessante å se på når vi analyserer avvikene som forekommer for trykkpulsasjonene i Francisturbiner. Dette er faktorforskjellen, prototyp/modell, i punktplottene og trykkpulsasjonsforløpene i grafene 7.11 og 7.13.

Hverken Reynoldstallet, Kavitasjonstallet eller Machtallet endrer seg på en slik måte at disse alene kan skyldes de avvikene som observeres. Både Reynoldstallet og Machtallet avviker relativt linært. Kavitasjonstallet avviker eksponentielt. Avvikene i trykkpulsasjonene er mer vilkårlige.

8.2.1 Sugerørsvirvelfrekvensen

Forløpet for sugerørsvirvelen i sugerørskonusen er den trykkpulsasjonen som ser ut til å være mest lik for prototyp og modell. Men som vi ser av resultatene er faktorforskjellene betydelige og ikke konstante.

Det er også tydelig at sugerørsvirvelen er mer fremtredende i omdreiningshulerommet i prototypen enn i modellturbinen. Dette er trolig fordi det er langt større volumstøm i prototypen og at det dermed oppstår mindre struping gjennom prototypen enn modellen. En annen forklaring kan være at den relative friksjonen i modellen er større enn i prototypen, og at dette fører til større demping i modellen.

8.2.2 Løpeskovlfrekvensen

Løpeskovlfrekvensen virker som er nærmest å være riktig skalert for alle volumstrømmer sett under ett. Faktorforskjellen mellom målingene er mest jevne for denne. Men forløpet for løpeskovlfrekvensen er veldig ulik i modell og prototyp. Utslagene i prototypen er langt større enn for modellen. Trendene ser heller ikke ut til å følge hverandre.

8.2.3 Modellulikhet

Som det er diskutert innledningsvis i avsnitt 4.2 er σ -nivået forskjellig mellom modell- og prototypeturbinen. Hvilke utslag dette har er vanskelig å avgjøre fra resultatene i disse testene.

Det virker ikke som egenfrekvenser i systemene har forstyrret resultatene.

8.3 Skalering

Resultatene i denne masteroppgaven gir ikke grunn til å danne en skaleringsregel for trykkpulsasjoner i Francisturbiner. Avvikene for sugerørsvirvelfrekvensen og løpeskovlfrekvensen følger ikke en bestemt kurve. Fra disse resultatene virker det som trykkpulsasjoner ikke kun kan beskrives av likning 6.5, men at det må finnes en sammenheng som det ikke er lyktes med å finne i denne masteroppgaven.

Det virker som trykkpulsasjonene er tildels vilkårlige. Både faktorforskjellene og forløpene for trykkpulsasjonene er ulike i modellen og prototypen. Det virker ikke som avvikene i trykkpulsasjonsmålingene kan relateres direkte til avvikene som observeres i π -gruppene.

9 Konklusjon

Det er viktig å bemerke at det bare lykkes å sammenlikne resultater fra en modell- og en prototyp Francisturbin, og konklusjonen må sees i lys av dette.

Målet med denne masteroppgaven var å gi en anbefaling til skalering av trykkpulsasjoner i Francisturbiner, men som resultatene viser virker det som om trykkpulsasjoner i Francisturbiner er noe vilkårlige. Det ser ikke ut til å være en direkte sammenheng mellom trykkpulsasjonene målt i modell- og prototyp-turbinen. Det lyktes heller ikke å finne en sammenheng mellom avvikene som observeres i trykkpulsasjonsmålingene og avvikene som observeres i π -gruppene fra dimensjonsanalysen.

I avsnitt 6.4 ble det angitt en teoretisk sammenheng for hvordan trykkpulsasjoner burde skaleres og at denne er en funksjon av ulike dimensjonsløse tall. Som det er vist til i diskusjonen ser det ikke ut til at forløpet for trykkpulsasjonene kan bestemmes utfra forløpet til disse dimensjonsløse tallene. Det må derfor tolkes som at likning 6.5 gjengitt under, ikke viser den fulle sannheten.

$$\frac{A}{H} = f\left(\frac{D_1}{D_2}, Eu, Ma, Re, Q_{ED}, n_{ED}\right) \quad (9.2)$$

Det virker som om trykkpulsasjoner er funksjon av noe mer. Det er ikke lykkes å finne en videre skaleringssammenheng mellom modellmålinger og prototypmålinger av trykkpulsasjoner i denne masteroppgaven.

Et annet interessant resultat i denne masteroppgaven er at de skalerte trykkpulsasjonene generelt blir større i prototyp-turbiner enn i modell-turbinene. I motsetning til hva som tidligere har vært antatt.

10 Videre arbeider

Forhåpentligvis er denne masteroppgaven starten på innsamling av trykkpulsasjonsdata fra både modell og prototyp Francisturbiner. Mye kan fortsatt læres av å sammenlikne slike data.

Dersom en fortsatt skal utføre trykkpulsasjonsmålinger i modellturbiner bør det utarbeides en bedre forståelse for hvordan trykkpulsasjonene arter seg i modellturbinen sammenliknet med prototypeturbinen. Dette arbeidet bør ende i en standardisert metode for å utføre datainnsamling, analyse og sammenlikning på.

Det har tideligere vært antatt at trykkpulsasjonene i prototypeturbiner er mindre enn i modellturbiner. Bakgrunnen for dette er at under modelltester har det ofte oppstått en del støy og risting, mens prototypen har gått stille og rolig. Intuitivt har en antatt at trykkpulsasjonene dermed er relativt mindre i prototypen enn i modellen. Denne mastergradsoppgaven har konkludert med at det motsatte er tilfellet. Det er derfor interessant å sammenlikne flere modeller og prototypeturbiner for å stadfeste hvordan dette forholder seg.

Referanser

- [1] Ahmad R. Ganji Anthony J.Wheeler. Introduction to engineering experimentation, 2010.
- [2] Grigory Isaakovich Barenblatt. *Scaling*. The Press Syndicate of the University of Cambridge, 2003.
- [3] Hermod Brekke. Pumper og turbiner. Kompendium NTNU, 1999.
- [4] International Electrotechnical Commission. *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines Model acceptance tests IEC 60193*. IEC, 1999.
- [5] R. Schilling G. Heinzl, A. Rudiger. Spectrum and spectral density estimation by the discrete fourier transform (dft), including a comprehensive list of window functions and some new flat-top windows. -, 2002.
- [6] O. Guttormsen. Vannkraftverk og vassdragsteknikk - vassdragsteknikk ii. Kompendium NTNU, 2006.
- [7] J. Haugen. *Laboratoriet - Typiske frekvenser i strømningsmaskiner*. Internt notat fra GE Turbinlaboratoriet, 1994.
- [8] Allan G. Piersol Julius S Bendat. *Random Data - Analysis and Measurement Procedures*. Wiley, fourth edition edition, 2010.
- [9] Einar Kobro. *Measurement of Pressure Pulsations in Francis Turbines*. Norwegian University of Science and Technology, 2010.
- [10] Oftebro; Lønning. Pressure oscillations in francis turbines. Notat Kværner Brug, vol 181 pt 3a, 1967.
- [11] Howard Shapiro Michael Moran. Fundamentals of engineering thermodynamics, 2006.
- [12] Torbjørn Nielsen. Dimensional analysis related to fluid machinery. -, -.
- [13] W.J. Rheingans. Power swings in hydroelectric power plants, 1940.
- [14] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, University of Rhode Island, sixth edition edition, 2008.
- [15] Øyvind Antonsen. *Unsteady flow in wicket gate and runner with focus on static and dynamic load on runner*. PhD thesis, NTNU, 2007.

A Felttest

A.1 Mål med felttest

Hovedmålet med å utføre felttest er og registrere amplitudene på trykkpulsasjonene i prototyp kraftverk og sammenlikne disse med de trykkpulsasjonsmålingene utført på modellen. For Aurland III finnes det noe, men lite materiale gjort på modell. Det vil derfor være viktig å gjøre målinger på prototyp turbiner slik at disse kan sammenliknes mot dette avgrensede materiale som finnes fra modellen.

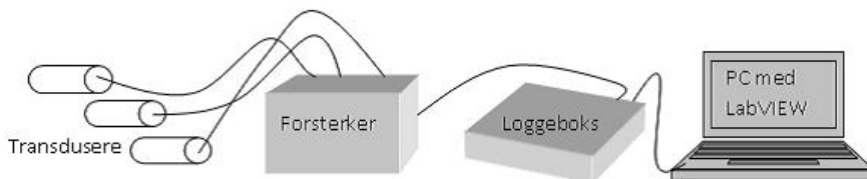
A.2 Måleutstyr og Måleoppsett

Når en utfører trykkpulsasjonsmålinger kan loggefrequensen være en viktig feilkilde. Som det er beskrevet i avsnitt 5 er det viktig å logge raskere enn to ganger Nyquistfrekvensen. Det er derfor viktig å kjenne til måleutstyret som benyttes under registreringen av trykkpulsasjoner. Begrensningen til det ulike utstyret i loggekjeden er gjengitt i tabell A.1.

Maskinvare	Type	Rekkevidde	Båndbredde
PC, med LabView	National Instruments LabView v11.0	Programerbar	50 kHz
National Instruments	NI-USB 6211	2-10 V	250 kHz
HBM, MGA-forsterker	DC volt måleforsterker	$\pm 10V$	500Hz (10kHz)
Kulite XTL-190(M) Sensor 1 og 2	Strekkklapp trykktransduser	0-7 bar	50 kHz

Tabell A.1: Maskinvare benyttet under datainnsamling

Måleoppsettet som skulle bli benyttet under felttesten i denne mastergradsoppgaven er skissert i figur A.1:



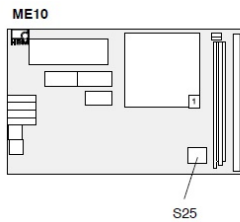
Figur A.1: Måleoppsett

Det ble konstruert en flens på Vannkraftlaboratoriet for tilpssing av trykktransdusere på Aurland III. Tegningene av flensen ble utført ved hjelp av dataprogrammet "Autodesk Inventor". Maksineringen ble utført på verkstedet i Vannkraftlaboratoriet. Tegningene av flensene kan ses i figur A.3 og figur A.4.

A.3 Kalibrering av måleutstyr

For å oppnå gode og troverdige resultater må alt måleutstyr kalibreres. Det er viktig at det utstyret som skal benyttes under testen kalibreres sammen. For felttesten som skulle blitt utført i denne mastergradsoppgaven var det tenkt å benytte to trykktransdusere. Begge disse skulle målt trykket i sugerøret og er derfor kalibrert for undertrykk i området 17-99 kPa. Kalibreringsrapporten for sugerørstrykktransduseren kan ses i figur A.5.

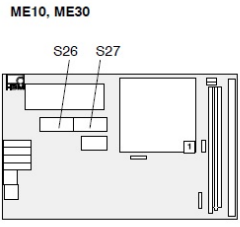
Figur A.2 viser hvilke innstillinger som er valgt for kretskortet i HBM MGA-forsterkeren. De røde rammene viser de valgte innstillingene. Det er viktig å merke seg at forsterkeren som ble benyttet har et Butterworth lav-pass filter på 500 Hz som det kan være hensiktsmessig å skru av for å oppnå en båndbredde på 10 kHz.



ME10

U_B	Bridge resistance	S25		
		1	2	3
2.5 V	$R_B \geq 60 \dots 4000 \Omega$	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5 V	$R_B \geq 110 \dots 4000 \Omega$	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
10 V	$R_B \geq 220 \dots 4000 \Omega$	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

OPEN
 CLOSED



Pre-setting of the ranges in the range 0.2 mV/V ... 4 mV/V for $U_B=5$ V (ME10, ME30) / 0.4 mV/V...8 mV/V for $U_B=2.5$ V (ME50) is possible with switches S26 and S27 as shown in the following tables:

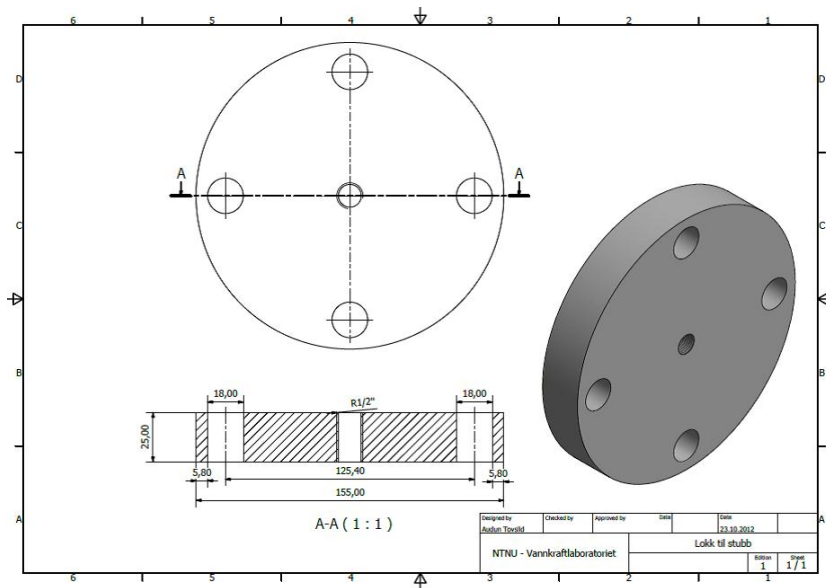
$U_B = 2.5$ V	$U_B = 5$ V	$U_B = 10$ V	MB1: S26/ MB2: S27							
mV/V	mV/V	mV/V	1	2	3	4	5	6	7	8
0.34-0.48	0.17-0.24	0.09-0.12	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
0.44-0.64	0.22-0.32	0.11-0.16	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
0.60-0.84	0.30-0.42	0.15-0.21	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
0.78-1.1	0.39-0.55	0.20-0.28	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
1.04-1.46	0.52-0.73	0.26-0.37	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
1.36-1.94	0.68-0.97	0.34-0.49	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
1.80-2.56	0.90-1.28	0.45-0.64	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2.36-3.38	1.18-1.69	0.59-0.85	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3.12-4.46	1.56-2.23	0.78-1.12	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4.14-5.88	2.07-2.94	1.04-1.47	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5.46-7.76	2.73-3.88	1.37-1.94	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7.22-10.26	3.61-5.13	1.81-2.57	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

OPEN
 CLOSED

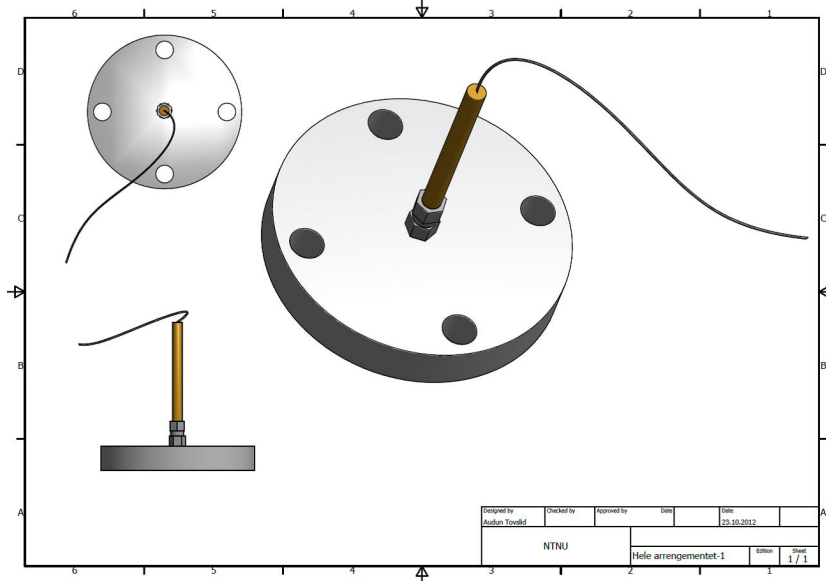
The range should be set so that the nominal value of the transducer (see identification plate) is within one range, in order thereby to obtain the greatest possible output signal.

Figur A.2: Kretskort i MGA forsterker

Det ble laget følgende flenser i tilknytning til denne masteroppgaven under forbredelsene til felttesting ved Aurland III.



Figur A.3: Flens med dimensjoner



Figur A.4: Hele arrangementet

Kalibreringsrapporten for sugerørstrykktransduseren:

CALIBRATION REPORT

CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Audun Tovslid
 Type/Producer: Kulite XTL-190(M)
 SN: z73-92
 Range: 0-7 bar a
 Unit: kPa

CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressuremets deadweight tester P3023-06
 SN: 86611
 Uncertainty [%]: 0,01

POLY FIT EQUATION:

$$Y = + 101.55198557E-0X^0 + 79.78981153E+0X^1$$

CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.498765 [%]
 Max Uncertainty : 0.160172 [kPa]
 RSQ : 0.999989
 Calibration points : 16

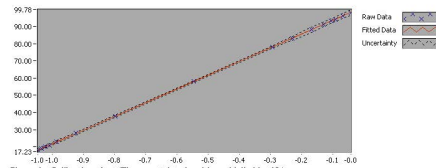


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10)

Audun Tovslid

file:///K:/Kalibreringsrapport/sugerorSensor1_uncertainty.kml[02.12.2012 14:54:50]

CALIBRATION VALUES

Value [kPa]	Voltage [V]	Best Poly Fit [kPa]	Deviation [kPa]	Uncertainty [%]	Uncertainty [kPa]
88.109381	-0.168252	88.127163	-0.017802	0.181788	0.160172
83.101807	-0.230950	83.124518	-0.022710	0.144756	0.120295
78.094254	-0.294636	78.043049	0.051204	0.109544	0.085548
58.064039	-0.545735	58.007891	0.056149	0.102054	0.059257
38.033825	-0.798333	37.853148	0.180877	0.176339	0.067068
28.018718	-0.924029	27.823934	0.194784	0.276941	0.077595
23.011185	-0.986497	22.839608	0.171556	0.363477	0.083640
21.008143	-1.007178	21.189468	-0.181325	0.408260	0.085768
20.006633	-1.020625	20.116540	-0.109907	0.435677	0.087164
19.005122	-1.033286	19.106263	-0.101142	0.465550	0.088478
18.003611	-1.045588	18.124752	-0.121141	0.498765	0.089796
98.124488	-0.042103	98.192586	-0.068118	0.161266	0.158242
98.121446	-0.067745	96.146629	-0.025182	0.152068	0.146170
94.118425	-0.093036	94.128679	-0.010254	0.146932	0.138290
93.116914	-0.105655	93.121832	-0.004918	0.138525	0.128991
91.113893	-0.130922	91.105764	0.008128	0.139429	0.127039

COMMENTS:

The uncertainty is calculated with 95% confidence. The uncertainty includes the randomness in the calibrated instrument during the calibration, systematic uncertainty in the instrument or property which the instrument under calibration is compared with (dead weight manometer, calibrated weights etc.), and due to regression analysis to fit the calibration points to a linear calibration equation. The calculated uncertainty can be used as the total systematic uncertainty of the calibrated instrument with the given calibration equation.

file:///K:/Kalibreringsrapport/sugerorSensor1_uncertainty.kml[02.12.2012 14:54:50]

Figur A.5: Kalibreringsrapport

B Matlab kode

B.1 Koden for å lage tredimensjonale frekvensdiagram - Modell

```
14.12.12 09:18 \\sambaa...\FFTfrequencySubplots MODEL.M 1 of 3

clear all
%% Important input of raw file
nSamples = 2000; %number of samples in each column in the sample raw file
nColumns = 11; %number of columns in each sample raw file
%% Load files
myFolder = 'M:\MATLAB\Master-MatLab\██████████\modell\data\txt-filer\scatterPlotQedNed';
%Input txt-files folder location
if ~isdir(myFolder)
    errorMessage = sprintf('Error: The following folder does not exist:\n%s', myFolder);
    uiwait(warndlg(errorMessage));
    return;
end
filePattern = fullfile(myFolder, '*.txt');
txtFiles = dir(filePattern); %each file should be named punkt1.txt, punkt2.txt etc.
tempArray = zeros(nSamples,nColumns); %size of input files
masterArray = zeros(nSamples,nColumns,length(txtFiles)); %size of input files * number
of files
for k = 1:length(txtFiles)
    baseFileName = txtFiles(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolder, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now reading %s\n', fullFileName);
    masterArray(:,k)=load(fullFileName); %%3D array where each input file is placed
on different pages
end %%the 3D array stack each new file in the col before the old.
%LOAD Qed point for each sample point to space the PSDs with the difference in Qed:
refArray = load('M:\MATLAB\Master-MatLab\██████████\modell\data\txt-
filer\QedNedAllPoints.txt');
QedArray = refArray(:,2);
nedArray = refArray(:,3);
%% ██████████ model input:
% 1=innløp spiraltromma, 2= 1.kvadrant omdreiningshulerom, 3= 2.kvadrant
omdreiningshulerom,
% 4=Sugerørsrskonus 90deg, 5=Sugerørsrskonus 270deg, 6= Sugerørsrskonus bend, 7-11 =uinteressant
%% ██████████ prototyp input
%%
columnNumber=2;
temp3DArray = masterArray(:,columnNumber,:); %Contains one column representing one
sensor of all the different logging points
clear masterArray;
%% Spectral analysis PWELCH
Fs = 6000; %logging frequency
nfft = nSamples;
L = nfft/2+1;
window = 256*32; %Number of points in the windows.
overlapPercent = 50; %The overlap percentige. 75%=max?
overlap = floor(0.01*overlapPercent*window); %Finds number of points which should
overlap. floor; Round off to integer
windowWeight = hann(window); %Type of window: hann(hanning), blackman, nuttallwin (flat-
top)

pwelchArray3D = zeros(L, 3, length(txtFiles));
y = zeros(L,1);
for i = 1:length(txtFiles)
    temp3DArray(:,1,i)=detrend(temp3DArray(:,1,i)); %detrend() removes the mean value.
Removes the big spike at low frequency
```

```

[pxx,f] = pwelch(temp3DArray(:,1,i),windowWeight,overlap,nfft,Fs,'oneside'); %The
spectral analysis
for j = 1:L
    y(j)=QedArray(i,1); %y = Qed1, Qed2,... Makes spaces with different Qed numbers
for each point
    end
    pwelchArray2D = [f y pxx]; %2D array z can here be changed to Q_ed or n_ed?
    pwelchArray3D(:,:,i) = (pwelchArray2D); %3D array separate the spectral analysis
with pages
end
%% Scaling - NORMALIZE to RMS output
%RMS by Parseval's theorem + pwelch scales pxx by pxx(f)=|X(f)|^2/(Fs*L*U); where
U=1/L*sum(|w(nfft)|^2)
for i = 1:length(txtFiles)
    pwelchArray3D(:,3,i) = 2*sqrt(pwelchArray3D(:,3,i));
end
%% Plot SPECTRAL ANALYSIS
fmax = 400; %Sets the maximum frequency value that are to be plotted
l=floor(L/((Fs/2)/fmax));%floor[length of pwelch3DArray()]/[nyquistFreq/xmax]
nedLevelMean = zeros(7,1);
nedStar = 0.181;
QedStar = 0.144;
pwelchArray3D(:,2,:) = pwelchArray3D(:,2,:)./QedStar;
for i =1:7
    if i == 1
        nedLevelMean(i,1) = mean(nedArray(1:10*i))/nedStar;
    else
        nedLevelMean(i,1) = mean(nedArray((10*i-9):10*i))/nedStar;
    end
end
figure(5); clf; hold on;
title('Modell')
for j = 1:4
    for i = (j*10-9):10*j
        f = pwelchArray3D(1:1,1,i);
        y = pwelchArray3D(1:1,2,i);
        pxx = pwelchArray3D(1:1,3,i);
        subplot(4,2,j)
        plot3(f,y,pxx), hold on;
        AZ=24; EL=42;
        view(AZ,EL);
        xlim([0 fmax]);
        ylim([0 1.5]);
        grid on
        title(['n_{ED}/n_{ED}* = ' num2str(nedLevelMean(j,1))]);
        xlabel('Frekvens [Hz]')
        ylabel('Q_{ED}/Q_{ED}*')
        zlabel('Amplitude [kPa/Hz]')
    end
end
for j = 3:7
    for i = (j*10-9):10*j
        f = pwelchArray3D(1:1,1,i);
        y = pwelchArray3D(1:1,2,i);
        pxx = pwelchArray3D(1:1,3,i);
    end
end

```

```
subplot(4,2,j)
plot3(f,y,pxx), hold on;
AZ=24; EL=42;
view(AZ,EL);
xlim([0 fmax]);
ylim([0 1.5]);
grid on
title(['n_{ED}/n_{ED}* = ' num2str(nedLevelMean(j,1))]);
xlabel('Frekvens [Hz]')
ylabel('Q_{ED}/Q_{ED}*')
zlabel('Amplitude [kPa/Hz]')
end
clear AZ EL Fs f y pxx windowWeight nfft L window overlap overlapPercent
clear pwelchArray3D pwelchArray2D pwelchArray3D pwelchArray2D masterArray QedArray
```

B.2 Koden for å lage todimensjonale punktplott for sammenlikning

14.12.12 09:19 \\sambaad.stu...\FFTscatter COMPARE M P.m 1 of 5

```
clear all
%% Important input of raw file
nSamplesP = 262144;
nColumnsP = 13;
nSamplesM = 20000;
nColumnsM = 11;
%% Load files
myFolderP = 'M:\MATLAB\Master-MatLab\██████████_prototypdata\TilSammenlikning';
if ~isdir(myFolderP)
    errorMessage = sprintf('Error: The following folder does not exist:\n%s', myFolderP);
    uiwait(warndlg(errorMessage));
    return;
end
filePattern = fullfile(myFolderP, '*.txt');
txtFilesP = dir(filePattern);
masterArrayP = zeros(nSamplesP,nColumnsP,length(txtFilesP));
for k = 1:length(txtFilesP)
    baseFileName = txtFilesP(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolderP, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now reading %s\n', fullFileName);
    masterArrayP(:,k)=load(fullFileName);
end
myFolderM = 'M:\MATLAB\Master-MatLab\██████████_modelldata\txt-filer\24-38Compare';
if ~isdir(myFolderM)
    errorMessage = sprintf('Error: The following folder does not exist:\n%s', myFolderM);
    uiwait(warndlg(errorMessage));
    return;
end
filePattern = fullfile(myFolderM, '*.txt');
txtFilesM = dir(filePattern);
masterArrayM = zeros(nSamplesM,nColumnsM,length(txtFilesM));
for k = 1:length(txtFilesM)
    baseFileName = txtFilesM(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolderM, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now reading %s\n', fullFileName);
    masterArrayM(:,k)=load(fullFileName);
end
%LOAD Qed point for each sample point to space the PSDs with the difference in Qed:
refArrayM = load('M:\MATLAB\Master-MatLab\██████████_modelldata\txt-filer\QedNedCompare.
txt');
QedArrayM = refArrayM(:,2);
nedArrayM = refArrayM(:,3);
Hmodel = refArrayM(:,4);
%% ██████████ prototyp input:
% 1=Relativ tid, 2= Trykk innløp,
% 3= Oppe ytre oppstrøms, 4= Oppe indre oppstrøms, 5= Nedre ytre oppstrøms, 6= Nedre
indre oppstrøms,
% 7= Oppe ytre nedstrøms, 8= Oppe indre nedstrøms, 9= Nedre ytre nedstrøms, 10= Nedre
indre nedstrøms,
% 11= Trykk sugerør, 12= Speed, 13= Speed2 (NaN)
%% ██████████ model input:
% 1=innløp spiraltromma, 2= 1.kvadrant omdreiningshulerom, 3= 2.kvadrant
omdreiningshulerom,
% 4=Sugerørskonus 90deg, 5=Sugerørskonus 270deg, 6= Sugerørsbend, 7-11 =uintressant
%%
```



```

columnNumberP=1;%6 og 11
columnNumberM=4;%3 og 4
ConvertingFactor = 9.80665; %converting from mWc to kPa = 9.80665 standard gravity
temp3DArrayP = masterArrayP(:,columnNumberP,:).*ConvertingFactor;
temp3DArrayM = masterArrayM(:,columnNumberM,:);

QedArrayP = [0.0327; 0.0442; 0.0549; 0.0663; 0.0778; 0.1024; 0.1139; 0.1260; 0.1395;%
0.1519]; %0.0908; 0.1024; 0.1139; 0.1260; 0.1395; 0.1519];
nedArrayTemp = masterArrayP(1,[2 12],:);
nedArrayP = zeros(length(txtFilesP),1);
diameterP = 2.200;
g = 9.814;
for i = 1:length(txtFilesP)
    nedArrayP(i,1) = nedArrayTemp(1,2,i)*diameterP/(sqrt(nedArrayTemp(1,1,i)*g)*60); %✓
end
Add one to space model and prototyp
end
clear masterArrayP masterArrayM refArrayM;
%% Spectral analysis PWELCH
FsP = 2561;
FsM = 6000;
nfftP = nSamplesP;
nfftM = nSamplesM;
LP = nfftP/2+1;
LM = nfftM/2+1;
windowP = 256*32;
windowM = 256*32;
overlapPercentP = 50;
overlapPercentM = 50;
overlapP = floor(0.01*overlapPercentP*windowP);
overlapM = floor(0.01*overlapPercentM*windowM);
windowWeightP = hann(windowP);
windowWeightM = hann(windowM);

pwelchArray3DP = zeros(LP, 4, length(txtFilesP));
QedP = zeros(LP,1);
nedP = zeros(LP,1);
for i = 1:length(txtFilesP)
    temp3DArrayP(:,1,1)=detrrend(temp3DArrayP(:,1,1));
    [pxxP,fP] = pwelch(temp3DArrayP(:,1,1),windowWeightP,overlapP,nfftP,FsP,'oneside');
    for j = 1:LP
        QedP(j)=QedArrayP(i,1);
        nedP(j)=nedArrayP(i,1);
    end
    pwelchArray2DP = [QedP nedP fP pxxP];
    pwelchArray3DP(:,:,i) = (pwelchArray2DP);
end
%%MODELL
pwelchArray3DM = zeros(LM, 4, length(txtFilesM));
QedM = zeros(LM,1);
nedM = zeros(LM,1);
for i = 1:length(txtFilesM)
    temp3DArrayM(:,1,1)=detrrend(temp3DArrayM(:,1,1));
    [pxxM,fM] = pwelch(temp3DArrayM(:,1,1),windowWeightM,overlapM,nfftM,FsM,'oneside');
    for j = 1:LM
        QedM(j)=QedArrayM(i,1);
    end
end

```

```

        nedM(j)=nedArrayM(i,1);
    end
    pwelchArray2DM = [QedM nedM fM pxxM];
    pwelchArray3DM(:, :, i) = (pwelchArray2DM);
end
%% Scaling
for i = 1:length(txtFilesP)
    pwelchArray3DP(:, 4, i) = 2*sqrt(pwelchArray3DP(:, 4, i));
end
for i = 1:length(txtFilesM)
    pwelchArray3DM(:, 4, i) = 2*sqrt(pwelchArray3DM(:, 4, i));
end
%%
freqStartP = 0;%0:150;
freqEndP = 10;%10:200;
freqStartM = 0;%0: 300;
freqEndM =10;%10:400;
%PROTOTYP
freqStartRowNumP = floor(freqStartP*(nSamplesP/2)/(FsP/2));
freqEndRowNumP = floor(freqEndP*(nSamplesP/2)/(FsP/2));
nFreqIntervalSamplesP =freqEndRowNumP-freqStartRowNumP;
freqArray3DP = zeros(nFreqIntervalSamplesP,4,length(txtFilesP));
plotArray3DP = zeros(1,4,length(txtFilesP));
for i = 1:length(txtFilesP)
    if freqStartP>0
        for j = 1:nFreqIntervalSamplesP
            freqArray3DP(j, :, i) = pwelchArray3DP((freqStartRowNumP-1)+j, :, i);
        end
    else
        for j = 1:nFreqIntervalSamplesP
            freqArray3DP(j, :, i) = pwelchArray3DP((freqStartRowNumP)+j, :, i);
        end
    end
    % Finds max in the specified frequency interval:
    [numP idxP] = max(freqArray3DP(:, 4, i));
    plotArray3DP(1, :, i) = freqArray3DP(idxP, :, i);
end
%MODELL
freqStartRowNumM = floor(freqStartM*(nSamplesM/2)/(FsM/2));
freqEndRowNumM = floor(freqEndM*(nSamplesM/2)/(FsM/2));
nFreqIntervalSamplesM =freqEndRowNumM-freqStartRowNumM;
freqArray3DM = zeros(nFreqIntervalSamplesM,4,length(txtFilesM));
plotArray3DM = zeros(1,4,length(txtFilesM));
for i = 1:length(txtFilesM)
    if freqStartM>0
        for j = 1:nFreqIntervalSamplesM
            freqArray3DM(j, :, i) = pwelchArray3DM((freqStartRowNumM-1)+j, :, i);
        end
    else
        for j = 1:nFreqIntervalSamplesM
            freqArray3DM(j, :, i) = pwelchArray3DM((freqStartRowNumM)+j, :, i);
        end
    end
    % Finds max in the specified frequency interval:
    [numM idxM] = max(freqArray3DM(:, 4, i));

```

```

    plotArray3DM(1, :, i) = freqArray3DM(idxM, :, i);
end
%% Plot
QedStar = 0.144;
nedStar = 0.181;
plotArray3DP(:, 1, :) = plotArray3DP(:, 1, :)/QedStar;
plotArray3DP(:, 2, :) = 2+(plotArray3DP(:, 2, :))./nedStar;
plotArray3DM(:, 1, :) = plotArray3DM(:, 1, :)/QedStar;
plotArray3DM(:, 2, :) = 1+(plotArray3DM(:, 2, :))./nedStar; %+1 to space model from
prototyp
%Scattman
figure(9); clf;
%plot horrisontal lines:
x = [0 1.5];
yP = [3 3];
yM = [2 2];
yS = [1 1];
plot(x, yP, x, yM, x, yS), hold on;
zoomFactorP = 60000;
zoomFactorM = 60000;
zoomFactorS = 1;
digit1=2;
digit2=3;
digit3=2;
Hprototyp=[580.13; 579.41; 578.43; 577.39; 575.90; 574.36; 572.25; 570.40; 567.89;
565.15; 562.96];
for i = 1:length(txtFilesP)
    plotArray3DP(1, 4, i) = plotArray3DP(1, 4, i)/Hprototyp(i, 1);
end
for i = 1:length(txtFilesP)
    QedP = (plotArray3DP(:, 1, i)+plotArray3DM(:, 1, i))/2;
    nedP = plotArray3DP(:, 2, i);
    peaksPxxP = plotArray3DP(:, 4, i);
    scatter(QedP, nedP, zoomFactorP*peaksPxxP, [0 0.5 0.6], 'filled'); hold on;
    grid on;
    plot (QedP, nedP, 'marker', 'x'); hold on;

    text (QedP, nedP-0.2, num2str (plotArray3DP(:, 4, i), digit1), 'FontSize', 14)
end
for i = 1:length(txtFilesM)
    plotArray3DM(1, 4, i) = plotArray3DM(1, 4, i)/Hmodel(i, 1);
end
for i = 1:length(txtFilesM)
    QedC = (plotArray3DP(:, 1, i)+plotArray3DM(:, 1, i))/2;
    nedC = 1;
    peaksPxxC = plotArray3DP(:, 4, i)/ plotArray3DM(:, 4, i);
    scatter(QedC, nedC, zoomFactorS*peaksPxxC, [1 0 0], 'filled'); hold on;
    grid on;
    plot (QedC, nedC, 'marker', 'x'); hold on;
    text (QedC, nedC-0.25, num2str (plotArray3DP(:, 4, i)/ plotArray3DM(:, 4, i),
digit2), 'FontSize', 14)
end
for i = 1:length(txtFilesM)
    QedM = (plotArray3DP(:, 1, i)+plotArray3DM(:, 1, i))/2;
    nedM = plotArray3DM(:, 2, i);

```

```
peaksPxxM = plotArray3DM(:,4,i);
scatter(QedM, nedM, zoomFactorM*peaksPxxM, [0 1 1], 'filled'); hold on;
grid on;
plot (QedM,nedM,'marker','x'); hold on;
text (QedM,nedM-0.2,num2str(plotArray3DM(:,4,i),digit3),'FontSize',14)
end
h = gridxy((plotArray3DF(:,1,1:10)+plotArray3DM(:,1,1:10))/2,[],'Color',[0 0 0],
'linewidth',0.05);
ylim([0.5 3.5]);
xlim([0 1.2]);
set(gca,'FontSize',14)
set(gca,'YTick',1:1:3)
set(gca,'YTickLabel',{'Prototyp/Modell' 'Modell' 'Prototyp'})
xlabel('Gjennomsnittelig Q_{ED}/Q_{ED}* mellom prototyp- og modellmålinger')
title({'Sammenlikning mellom modell og
prototyp';'Sugerørsrskonus';'Sugerørsrskonus'},'FontSize',20)

clear AZ EL Fs y windowWeight nfft L window overlap overlapPercent myFolder
baseFileName fullFileName
clear pwelchArray2D pwelchArray3D masterArray QedArray tempArray temp3DArray
clear idx j k ned Qed QedLevel columnNumber
```