

# Virkningsgrads- og trykkpulsasjonsmålinger ved lavtrykks vannkraftverk

**Anders Jensen Aas**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT

Medveileder: Torbjørn K. Nielsen, EPT  
Chirag Trivedi, EPT  
Peter Joachim Gogstad, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



EPT-M-2015-1

**MASTEROPPGAVE**

for

Student Anders Jensen Aas

Våren 2015

Virkningsgrads- og trykkpulsasjons-målinger ved lavtrykks vannkraftverk  
*Efficiency- and pressure pulsation measurements at low head hydropower plants*

**Bakgrunn og målsetting**

Ved Leirfossene i Trondheim har Statkraft tre småkraftverk. Dette er Øvre Leirfossen, Nedre Leirfossen og Leirfossene Kraftverk. Disse tar alle vann fra Nidelva og er alle lavtrykks kraftverk. I alle kraftverkene skal det gjennomføres virkningsgradsmålinger og trykkpulsasjonsmålinger. Virkningsgradsmålingene skal gjennomføres med termodynamisk metode, Gibsons metode og vha Pitot.

**Mål**

Gjennomføre virkningsgrad- og trykkpulsasjonsmåling ved kraftverkene i Leirfossene.

**Opgaven bearbeides ut fra følgende punkter**

1. Det skal gjennomføres et litteratursøk som finner status på FoU-aktivitet for virkningsgradsmålinger på lavtrykks vannkraftverk.
2. Studenten skal sette seg inn i det teoretiske grunnlag for både den termodynamiske metode, Gibsons metode for virkningsgradsmålinger og volumstrømsmålinger vha Pitot. Studenten skal også gjennomgå teorien for falltapsmålinger.
3. Studenten skal gjennomføre virkningsgradsmålinger vha Pitot ved Øvre og Nedre Leirfossen Kraftverk. Her skal det også gjennomføres trykkpulsasjonsmålinger. Disse målingen skal gjennomføres i samarbeide med PhD-studenter ved Vannkraftlaboratoriet.
4. Studenten skal gjennomføre virkningsgradsmålinger vha den termodynamiske metode og Gibsons metode ved Leirfossene Kraftverk. De termodynamiske målingene skal gjennomføres med minimum 3 temperatur og 3 hastighetsmålinger i avløpet på sugerøret. Her skal det også gjennomføres trykkpulsasjonsmålinger. Disse målingen skal gjennomføres i samarbeide med PhD-student Joachim Gogstad og Joel Sundström.
5. Resultatene fra forsøkene skal evalueres og sammenlignes med tilsvarende målinger fra andre kraftverk dersom dette er tilgjengelig data
6. Det skal gjennomføres falltapsmålinger dersom tiden tillater dette
7. Dersom det er mulig å delta/bistå andre virkningsgradsmålinger i løpet av våren skal studenten delta på dette om tiden tillater dette.
8. Dersom det er tid skal studenten skal gjennomføre CFD-analyse for innløpsrør med hovedventil på Øvre og Nedre Leirfossen kraftverk for å korrigere resultatene fra Pitot-målingene

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.

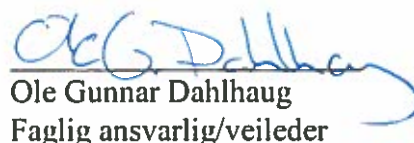
Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i Vannkraftlaboratoriet
- Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 6. januar 2015



Olav Bolland  
Instituttleder



Ole Gunnar Dahlhaug  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e):

- Torbjørn K. Nielsen      [torbjorn.nielsen@ntnu.no](mailto:torbjorn.nielsen@ntnu.no)
- Chriag Trivedi            [chirag.trivedi@ntnu.no](mailto:chirag.trivedi@ntnu.no)
- Peter Joachim Gogstad    [peter.j.gogstad@ntnu.no](mailto:peter.j.gogstad@ntnu.no)

# 1 Forord

Denne masteroppgaven ble gjennomført ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU), Institutt for Energi- og Prosessteknikk, Vannkraftlaboratoriet av Anders Jensen Aas.

Oppgaven omfatter virkningsgrads- og trykkpulsasjonsmålinger på turbinene ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk og på turbin 2 ved Leirfossene kraftverk. Målingene ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk ble utført sammen med stipendiatene Magni Fjørtoft Svarstad, Carl Bergan, Rakel Ellingsen, Peter Joachim Gogstad og postdoktor Chirag Trivedi. Målingene ved Leirfossene kraftverk ble utført sammen med Peter Joachim Gogstad og student Frode Kristoffer Amundsen Kjøsnes.

Jeg ønsker å rette en stor takk til mine veiledere professor Ole G. Dahlhaug og stipendiat Peter Joachim Gogstad for god hjelp og regelmessig oppfølging gjennom hele oppgaveskrivingen.

Anders Jensen Aas  
15.06.15, Trondheim

## 2 Abstract

Out of all the ways to produce electric power, both renewable and non-renewable, hydropower is by far the easiest to regulate production. While wind and solar power can only produce when the wind is blowing or the sun is shining, and power plants run on fossil or nuclear fuel take a long time to change their power production, hydropower can be regulated to the preferred operation point in mere minutes.

After the new energy legislation of 1991 made it possible for producers to speculate in when and how much power to produce, it has become more and more regular to let the hydroturbines run outside of the designed best efficiency point (BEP). To run a turbine on a lower or higher load than the BEP can, in a worst case scenario, damage the turbine and reduce its operating time drastically. The unstable flow pattern that arises may also create noise and vibrations on the site, which in turn may bother both the workers on the site and the people living nearby.

To be able to achieve the most cost-effective operation of the power plant it is vital to have a good overview of the efficiency curve of the turbine. How much the efficiency goes down when the turbine is running outside of the BEP has to be accounted for to optimize the operation.

In this thesis there have been performed efficiency measurements with Pitot-tube at Øvre and Nedre Leirfoss power station, efficiency measurements with the thermodynamical method at Leirfossene power station and pressure pulsations measurements in the draft tube at all three power stations. There have also been performed efficiency measurements with Gibson's method at Leirfossene power station to compare with the thermodynamical measurements, but these measurements turn out to not be valid. Instead, the thermodynamical measurements were compared with older Gibson-measurements performed on the same turbine.

The measurements done with the Pitot-tube was carried out together with PhD students Magni Fjørtoft Svarstad, Carl Bergan, Rakel Ellingsen and postdoc. Chirag Trivedi. The results from these measurements can be found in the appendix of this thesis as a separate report written for Statkraft.

At all three power stations the efficiency measurements were done in the range from half of the load at BEP and up to maximum load.

At Øvre Leirfoss power station the maximum efficiency was found to be 92.4 % with an uncertainty of  $\pm 2.35\%$  at the generator load of 2602 *kW*. At Nedre Leirfoss power station the maximum efficiency was found to be 93.5 % with an uncertainty of  $\pm 5.14\%$  at the maximum generator load of 2399 *kW*. At Leirfossene power station the maximum efficiency was found to be 94.98 % with an uncertainty of  $\pm 1.37\%$  at the generator load of 14.45 *MW*.

Pressure pulsation measurements were conducted at the same loads as the efficiency measurements. At Øvre Leirfoss the draft tube swirl was observed at all loads, though well reduced at the BEP. The runner frequency was also observed at some operating points. At Nedre Leirfoss the draft tube swirl was only observed at the two lowest loads of operation, while the runner frequency was observed at all loads. At

Leirfossene the draft tube swirl was observed at the four lowest points of operation and at the overload operation point of 16 MW generator load. The runner frequency and the runner blade frequency were observed at all operation points.

### 3 Sammendrag

Av alle måter å produsere elektrisk kraft på, både fornybare og ikke-fornybare, er vannkraft den som lettest lar seg regulere. Mens vind- og solkraft kun produserer kraft når vind og sol er til stede og kraftverk som går på fossile brensel eller kjernekraft bruker lang tid på å endre effektproduksjonen kan et vannkraftverk reguleres til ønsket driftspunkt i løpet av svært kort tid.

Etter den nye energiloven som kom i 1991 gjorde det mulig å spekulere i når og hvor mye kraft man burde produsere, har det blitt mer og mer vanlig å kjøre turbinene utenfor bestpunktet (BEP). Dette kan i verste fall være skadelig for turbinen, og senke dens levealder drastisk. Det ustabile strømningsbilde som oppstår når man kjører ved last utenfor bestpunktet kan også være plagsomt for omgivelsene i form av støy eller vibrasjoner.

For å kunne oppnå best mulig kosteffektiv drift av et vannkraftverk er det viktig å ha god oversikt over turbinens virkningsgradskurve. Hvor mye virkningsgraden faller når man beveger seg utenfor bestpunktet må bli tatt med i beregningene for å finne ut om det er hensynsmessig å kjøre ved denne driften.

I denne oppgaven har det blitt utført virkningsgradsmålinger med pitot-rør ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk, virkningsgradsmåling med den termodynamiske metode ved Leirfossene kraftverk og trykkpulsasjonsmålinger i sugerøret ved alle disse tre kraftverkene. Det var også gjennomført målinger for å måle virkningsgraden med Gibsons målemetode for å kunne sammenligne med den termodynamiske metode, men disse målingene var ikke valide. I stedet ble de termodynamiske målingene sammenlignet med tidligere Gibson-målinger utført på turbinen.

Målingene med pitot-rør ble gjennomført sammen med stipendiatene Magni Fjørtoft Svarstad, Carl Bergan, Rakel Ellingsen og postdoktor Chirag Trivedi. Resultatene fra disse målingene er gitt en egen rapport til Statkraft som er lagt med som vedlegg.

Ved alle tre kraftverkene ble det gjennomført virkningsgradsmåling fra den lasten som på forhånd var antatt å være halvparten av bestpunktet og opp til maksimal last. Ved Øvre Leirfoss kraftverk ble det funnet en maksimal virkningsgrad på 92,4 % med  $\pm 2,35\%$  usikkerhet ved 2602 kW generatorlast. Ved Nedre Leirfoss ble det funnet en maksimal virkningsgrad på 93,5 % med  $\pm 5,14\%$  usikkerhet ved maksimal generatorlast 2399 kW. Ved Leirfossene kraftverk ble det funnet en maksimal virkningsgrad på 94,98 % ved 14,45 MW generatorlast. Ved denne målingen ble det funnet en systematisk usikkerhet på  $\pm 1,27\%$  og en tilfeldig usikkerhet på  $\pm 0,53\%$  noe som ga en total usikkerhet på  $\pm 1,37\%$ .

Trykkpulsasjonsmålingene ble utført på de samme driftspunktene som virkningsgradsmålingene. Ved Øvre Leirfoss ble det observert sugerørsfrekvens ved alle driftspunkt, dog veldig redusert ved antatt BEP. Løpehjulsfrekvensen ble også observert ved enkelte av målingene. Ved Nedre Leirfoss ble sugerørsfrekvensen observert ved de to laveste driftspunktene, mens løpehjulsfrekvensen ble observert ved alle driftspunktene. Ved Leirfossene kraftverk ble sugerørsfrekvensen observert ved de fire laveste driftspunktene og ved overlastpunktet 16 MW. Det ble også observert både løpehjulsfrekvens og løpehjulsskovlfrekvens ved alle driftspunktene.



# Innholdsfortegnelse

<b>1</b>	<b>Forord</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Abstract</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>Sammendrag</b>	<b>6</b>
<b>4</b>	<b>Bakgrunn</b>	<b>14</b>
4.1	Virkningsgradsmålinger på vannkraftverk . . . . .	14
4.1.1	Forskjellige typer virkningsgradsmålinger . . . . .	14
4.2	Trykkpulsasjoner . . . . .	15
4.3	Om kraftverkene . . . . .	17
<b>5</b>	<b>Teori og litteratursøk</b>	<b>20</b>
5.1	Virkningsgradsmålinger . . . . .	20
5.1.1	Falltap . . . . .	20
5.1.2	Pitot-rør . . . . .	20
5.1.3	Termodynamisk metode . . . . .	22
5.1.4	Gibsons metode . . . . .	24
5.1.5	Affinitetsligningene . . . . .	25
5.2	Trykkpulsasjoner . . . . .	26
5.2.1	Løpehjulsfrekvensen . . . . .	26
5.2.2	Rotor-stator interaksjon, RSI . . . . .	26
5.2.3	Sugerørsvirvelfrekvens . . . . .	27
5.2.4	Luftinjeksjon . . . . .	29
5.3	Usikkerhet . . . . .	29
5.3.1	Termodynamisk metode . . . . .	30
5.4	Frekvensanalyse . . . . .	30
<b>6</b>	<b>Oppsett og målemetode</b>	<b>32</b>
6.1	Pitot . . . . .	32
6.1.1	Strømningsinduserte svingninger og egenfrekvenser . . . . .	32
6.2	Termodynamisk metode . . . . .	32
6.2.1	Målinger . . . . .	32
6.2.2	Utrekninger . . . . .	33
6.3	Gibsons metode . . . . .	35
6.4	Trykkpulsasjoner . . . . .	37
<b>7</b>	<b>Resultater og analyse</b>	<b>38</b>
7.1	Pitot-rør . . . . .	38
7.2	Termodynamisk metode . . . . .	38
7.3	Gibsons metode . . . . .	40
7.4	Falltap . . . . .	40
7.5	Trykkpulsasjonsmålinger . . . . .	42
7.5.1	Nedre Leirfoss kraftverk . . . . .	42
7.5.2	Øvre Leirfoss kraftverk . . . . .	43
7.5.3	Leirfossene kraftverk . . . . .	45

---

<b>8</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>49</b>
8.1	Trykkpulsasjoner . . . . .	49
8.2	Virkningsgrad . . . . .	49
<b>9</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>51</b>
<b>10</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>52</b>
<b>11</b>	<b>Vedlegg</b>	<b>55</b>
11.1	Usikkerheten i den termodynamiske metode . . . . .	55
11.1.1	Systematisk usikkerhet . . . . .	55
11.1.2	Tilfeldig usikkerhet . . . . .	59
11.2	Rapport om Virkningsgrad- og falltapsmålinger ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk . . . . .	61
11.3	Trykkpulsasjonsmålinger ved Leirfossene Kraftverk . . . . .	125
11.4	Kalibreringer . . . . .	132

## Figurliste

1	Øvre Leirfoss kraftverk [9] . . . . .	17
2	Nedre Leirfoss kraftverk [8] . . . . .	18
3	Inngangen til Leirfossene kraftverk [10] . . . . .	19
4	Eksempel på isentropisk og virkelig prosess.[6] . . . . .	22
5	Eksempel på måling av trykket mellom to punkter under lukking.[2] .	24
6	Løpeskovlpulsasjon[14] . . . . .	26
7	Strømning gjennom ledeskovelene[14] . . . . .	27
8	Sugerørspisk, dellast[15] . . . . .	28
9	Sugerørssøyle, overlast[15] . . . . .	28
10	Hastighetsdiagrammer for utløp av løpehjulet til en Francisturbin ved bestpunkt ( $Q = Q^*$ ), overlast ( $Q > Q^*$ ), og dellast ( $Q < Q^*$ ). [11] . .	28
11	Sugerørspisk ved lav last som slår borti sugerørsveggen.[13] . . . . .	29
12	Eksempel på FFT-analyse av et signal.[7] . . . . .	30
13	Eksempel på aliassignal.[18] . . . . .	31
14	Ubehandlet trykkmåling gjort med PTX 610-trykkmåling ved Leirfossene kraftverk. . . . .	35
15	Trykkdifferansen mellom de to måletverrsnittene ved stenging ved 8 MW. . . . .	36
16	PTX-trykksensorer montert på sugerøret ved Nedre Leirfoss . . . . .	37
17	Virkningsgradskurve for turbin 2 ved Leirfossene kraftverk med systematisk usikkerhet. . . . .	38
18	Virkningsgradskurve for turbin 2 ved Leirfossene kraftverk med både systematisk og tilfeldig usikkerhet. . . . .	39
19	Sammenligning av systematisk og total usikkerhet. . . . .	40
20	Falltapskurve for Leirfossene kraftverk, $K = 0,001017$ . . . . .	41
21	FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss. . . . .	42
22	FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss. . . . .	43
23	FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss. . . . .	44
24	FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss. . . . .	44
25	Sugerørssøyle og løpehjulsfrekvens ved overlast. . . . .	46
26	Sugerørsvirvelfrekvensen og dens harmonier ved 7 MW effekt. . . . .	47
27	Trykkpulsasjonsmåling ved 7 MW nederst i sugerøret. . . . .	47
28	Den systematiske usikkerheten ved termodynamisk virkningsgradsmåling ved Leirfossene kraftverk . . . . .	57
29	Virkningsgradskurve for Leirfossene kraftverk . . . . .	58
30	Mekanisk energi ved Leirfossen kraftverk . . . . .	58
31	Tilfeldig usikkerhet for virkningsgraden ved Leirfossen kraftverk . . .	60
32	Total usikkerhet for virkningsgraden ved Leirfossen kraftverk . . . . .	60

## Tabelliste

1	Informasjon om turbin og generator ved Øvre Leirfoss . . . . .	17
2	Informasjon om turbin og generator ved Nedre Leirfoss . . . . .	18
3	Informasjon om turbin og generator ved Leirfossene . . . . .	19
4	Trykksensorer brukt til gibson-målinger ved Leirfossen kraftverk . . .	35
5	Trykksensorer brukt til trykkpulsasjonsmålinger ved Leirfossene kraftverk	37
6	Virkningsgrad og usikkerhet turbin 2 ved Leirfossene kraftverk . . . .	38
7	Sugerørsvirvelfrekvensene ved Nedre Leirfoss . . . . .	43
8	Sugerørsvirvelfrekvensene ved Øvre Leirfoss . . . . .	44
9	Sugerørsvirvelfrekvensene ved Leirfossene kraftverk turbin 2, uten luft- injeksjon. . . . .	45
10	Sugerørsvirvelfrekvensene ved Leirfossene kraftverk turbin 2, med luft- injeksjon. . . . .	46
11	Konstante usikkerhetsverdier . . . . .	55
12	Standardavvik fra målte verdier . . . . .	59

## Symboler

$A$	- Areal	$[m^2]$
$a$	- Vannets isotermiske faktor	$[m^3kg^{-1}]$
$C_p$	- Vannets spesifikke varmekoeffisient	$[Jkg^{-1}]$
$c$	- Vannets hastighet	$[ms^{-1}]$
$c_0$	- Vannets inntakshastighet	$[ms^{-1}]$
$c_1$	- Vannets innløpshastighet	$[ms^{-1}]$
$c_2$	- Vannets utløpshastighet	$[ms^{-1}]$
$c_{1-1}$	- Vannets hastighet i temperaturproben oppstrøms	$[ms^{-1}]$
$c_{2-1}$	- Vannets hastighet i temperaturproben nedstrøms	$[ms^{-1}]$
$D$	- Diameter	$[m]$
$E$	- Spesifikk energi	$[Jkg^{-1}]$
$E_h$	- Spesifikk hydraulisk energi	$[Jkg^{-1}]$
$E_m$	- Spesifikk mekanisk energi	$[Jkg^{-1}]$
$F$	- Kraft	$[N]$
$f_{led}$	- Ledeskovlfrekvens	$[Hz]$
$f_{l\emptyset}$	- Løpeskovlfrekvens	$[Hz]$
$f_m$	- Høyeste målte frekvens	$[Hz]$
$f_n$	- Løpehjulsfrekvens	$[Hz]$
$f_r$	- Sugerørsvirvelfrekvensen	$[Hz]$
$f_s$	- Loggehastigheten	$[Hz]$
$g$	- Tyngdeakselerasjon	$[ms^{-2}]$
$H$	- Fallhøyde	$[mVs]$
$H_{design}$	- Designfallhøyde	$[mVs]$
$H_{tap}$	- Falltap	$[mVs]$
$h_{1-1}$	- Entalpi innløp	$[Jkg^{-1}]$
$h_{2-1}$	- Entalpi utløp	$[Jkg^{-1}]$
$K$	- Falltapskoeffisient	$[-]$
$L$	- Lengde	$[m]$
$P_{aksel}$	- Effekt levert til turbinens aksling	$[MW]$
$P_{design}$	- Designeffekt	$[MW]$
$P_{gen}$	- Generatoreffekt	$[MW]$
$P_{løpehjul}$	- Mekanisk effekt levert fra turbinens løpehjul	$[MW]$
$P_h$	- Total hydraulisk effekt tilført løpehjulet	$[MW]$
$p_{atm}$	- Atmosfæretrykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_{stagnasjon}$	- Stagnasjonstrykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_{statisk}$	- Statisk trykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_0$	- Inntakstrykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_1$	- Innløpstrykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_2$	- Utløpstrykk	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_{1-1}$	- Probetrykk oppstrøms	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$p_{2-1}$	- Probetrykk nedstrøms	$[kgs^{-2}m^{-1}]$
$Q_{Antatt}$	- Antatt volumstrøm	$[m^3s^{-1}]$
$Q_{design}$	- Designvolumstrøm	$[m^3s^{-1}]$
$Q$	- Volumstrøm	$[m^3s^{-1}]$
$T_{1-1}$	- Probetemperatur oppstrøms	$[^{\circ}C]$
$T_{2-1}$	- Probetemperatur nedstrøms	$[^{\circ}C]$
$t$	- Tid	$[s]$

$z_0$	-	Inntakshøyde	[ $m$ ]
$z_1$	-	Innløpshøyde	[ $m$ ]
$z_2$	-	Utløpshøyde	[ $m$ ]
$z_{1-1}$	-	Probehøyde oppstrøms	[ $m$ ]
$z_{2-1}$	-	Probehøyde nedstrøms	[ $m$ ]
$\eta_{gen}$	-	Generatorvirkningsgrad	[-]
$\eta_h$	-	Hydraulisk virkningsgrad	[-]
$\eta_{Turbin}$	-	Turbinens virkningsgrad	[-]
$\eta_m$	-	Mekanisk virkningsgrad	[-]
$\rho$	-	Vannets massetetthet	[ $kgm^{-3}$ ]
$\omega_{ef}$	-	Egenfrekvens	[ $Hz$ ]
$\omega_{vK}$	-	von Karman-frekvens	[ $Hz$ ]
$\zeta$	-	Friksjonstap	[ $kg s^{-2} m^{-1}$ ]

## Forkortelser

BEP - Best Efficiency Point

DFT - Discrete Fourier transform

FFT - Fast Fourier Transform

IEC - International Electrotechnical Commission

mVs - meter vannsøyle

NTNU - Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

RPM - Rounds Per Minute

RSS - Root of the sum of the squares

## 4 Bakgrunn

### 4.1 Virkningsgradsmålinger på vannkraftverk

Virkningsgraden til et kraftverk defineres som forholdet mellom kraft ut og kraft inn i systemet. Høyere virkningsgrad betyr dermed at man kan hente ut mer energi fra vannet og dermed også mer penger.

Det er flere grunner til at det er så viktig å kunne måle virkningsgraden nøyaktig. Virkningsgraden til et kraftverk er direkte knyttet til hvor mye penger kraftverket vil tjene inn. En god kartlegging av virkningsgraden gjør at man har en bedre kontroll over anlegget og kan optimalisere produksjonen ut ifra kraftpriser og magasinkapasitet.

En virkningsgradsmåling på et kraftverk vil også fortelle deg om tilstanden til kraftverket. Har virkningsgraden blitt redusert betraktelig siden sist måling er det et tegn på at noe er galt med anlegget. Den reduserte virkningsgraden kan skyldes en rekke fenomener som f.eks. økt lekkasje, drivgods som har festet seg i varegrinda, skade på løpehjul eller ledeskovler, kavitasjonsskader, erosjonsskader og mye mer.

Skulle det vise seg å være store skader på f.eks. løpehjul vil det måtte tas en avgjørelse om løpehjulet skal tas ut og fikses for å oppnå en økt virkningsgrad. Dette vil være et spørsmål om økonomi, og uten nøyaktige metoder for å måle virkningsgraden på vil det ikke være mulig å vite om en slik investering har vært lønnsom.

Det er også viktig å kunne gjøre såkalte *garantimålinger* hvor man gjør målinger for å sjekke om den leverte turbinen oppfyller den virkningsgraden som produsenten garanterer. Her kan det være snakk om store summer penger i bøter om ikke kravene er møtt. Disse målingene er svært viktige siden leverandøren ikke har fått gjort andre målinger enn på modell av turbinen og datasimuleringer av turbinen, og det kan ikke tas forgitt at disse stemmer overens med prototypen.

Samtidig som virkningsgradstester er viktige på mange fronter for å økonomisk optimalisere kraftverket er det også viktig å optimalisere selve testen økonomisk. Nedetid på kraftverket, enten for å sette opp måleutstyr eller for å gjøre selve målingene, er svært kostbart og er i aller høyeste grad ønskelig å redusere. Denne reduksjonen av nedetid kan igjen ikke gå på bekostning av usikkerheten i målingene, da mister målingene mye av sin verdi og sitt bruksområde.

Den vanskeligste parameteren å finne når man skal gjøre en virkningsgradsmåling er volumstrømmen. Det finnes en rekke forskjellige måter å måle virkningsgraden til et kraftverk på og hovedforskjellen på disse er hvordan man finner volumstrømmen.

#### 4.1.1 Forskjellige typer virkningsgradsmålinger

I Norge er det vanligst å benytte seg av den termodynamiske metoden når man gjør virkningsgradsmålinger på prototyper. Ved lavere fallhøyder kan det ofte være mer hensynsmessig å ta i bruk Gibsons metode for virkningsgradsmålinger. Kjennskapen til Gibsons metode i Norge er ikke like stor som for den termodynamiske metoden, og



mange vannkraftseiere og konsulenter vil derfor vegre seg for å ta metoden i bruk.[20]

De forskjellige typene virkningsgradsmålinger som er vanlige å bruke har alle sine fordeler og ulemper. Noen fungerer godt under visse forhold, mens andre kan være enkle og billige gjennomføre. Under er en oversikt over noen av de vanligste metodene og deres fordeler og ulemper ved bruk på lavtrykks vannkraftverk.

#### Termodynamisk metode

Denne metoden er den eneste som ikke trenger å måle volumstrømmen direkte. Utstyret som trengs er lett å installere på anlegget og det kreves ikke mye nedetid. Metoden er svært nøyaktig ved stor fallhøyde, men usikkerheten øker ved redusert fallhøyde og det vil være en nedre grense for hvor lavt fall det vil være forsvarlig å bruke metoden på. Metoden egner seg godt for et kaldt land som Norge, spesielt om vinteren med is på overvannet hvor vanntemperaturen vil holde seg tilnærmet konstant i løpet av døgnet.

#### Gibsons metode

Gibsons metode er rask å installere, rask å gjennomføre og har en god nøyaktighet. Men metoden er svært avhengig av geometrien oppstrøms turbinen, og kan være veldig vanskelig å gjennomføre om seksjonen som leder inn mot turbinen ikke er et rett rør.

#### Flygel

Flygel er en svært allsidig metode som vil gi gode resultater for de fleste geometrier og strømminger. Ulempen med metoden er at den er tidkrevende og vanskelig å installere, samt krever spesielle fasiliteter for å kunne kalibreres.[2]

#### Winter-Kennedy metode

Winter-Kennedy er en relativ metode, noe som betyr at den ikke gir et absolutt svar. For å finne absolutte verdier må man sammenligne med en referanse. Dette kan for eksempel være en absolutt metode som Gibsons metode eller man kan sammenligne målingene ut ifra det man antar er bestpunkt for turbinen. Metoden utføres ved å måle differansetrykket,  $h$ , over spiralrommet før turbinen, som brukes direkte i formelen:

$$Q = ah^n \quad (4.1)$$

Hvor  $a$  og  $n$  er konstanter som må finnes gjennom sammenligning med absolutte metoder.  $n$  vil vanligvis befinne seg i området mellom 0,48 og 0,52.

Denne metoden er mye brukt da den er enkel og billig å installere og kan beholdes på anlegget for kontinuerlig overvåkning av volumstrømmen.[19]

## 4.2 Trykkpulsasjoner

Trykkpulsasjoner i turbiner har alltid eksistert, men det er først i nyere tid at det har blitt rettet et stort fokus mot dette fenomenet. Dette skyldes i aller høyeste grad at mange vannkraftverk har måtte gå fra å være energiprodusenter til å bli effektprodusenter. Dette gjør at de oftere enn før må operere utenfor designpunkt, noe som igjen gir opphav til trykkpulsasjoner.

I denne oppgaven er det blitt gjort trykkpulsasjonsmålinger på tre forskjellige kraftverk. To av disse kjører som regel på designpunkt og har ikke hatt noe større problem med trykkpulsasjoner. Det siste kraftverket, Leirfossene kraftverk, var tiltenkt å kunne arbeide på et bredt spekter av driftspunkter, men har opplevd problemer tilknyttet trykkpulsasjoner ved lave driftspunkt. Det har her blitt installert luftinjeksjon i turbinens nav for å stabilisere strømmingen ved lave driftspunkt som igjen forhindrer uønsket vibrasjon på anlegget.

### 4.3 Om kraftverkene

Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk er begge vannkraftverk i Nidelva som eies og opereres av Statkraft. Øvre ble startet opp i 1901 og Nedre i 1910. Etter at Leirfossene kraftverk ble satt i drift i 2008 har kraftverkene blitt ombygget til småkraftverk som kun utnytter minstevannføringen på  $10 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  mellom Øvre og Nedre Leirfoss.

#### Øvre Leirfoss kraftverk



Figur 1: Øvre Leirfoss kraftverk [9]

Turbin	
Leverandør	Andritz Hydro
Fabrikasjonsår	2012
Type	Horisontal Francis
Nominell Fallhøyde	33 m
Nominelt turtall	375 rpm
Nominell effekt	13 MW
Generator	
Leverandør	Indar
Fabrikasjonsår	2013
Serienummer	3010000432
Nominell effekt	3750 kVA
Nominell spenning/strøm	6600 V / 328 A
Nominell effektfaktor	0,9

Tabell 1: Informasjon om turbin og generator ved Øvre Leirfoss

## Nedre Leirfoss kraftverk



Figur 2: Nedre Leirfoss kraftverk [8]

Turbin	
Leverandør	Andritz Hydro
Fabrikasjonsår	2012
Type	Vertikal Francis
Nominell Fallhøyde	34 m
Nominelt turtall	333,33 rpm
Nominell effekt	10 MW
Generator	
Leverandør	Indar
Fabrikasjonsår	2012
Serienummer	3010000433
Nominell effekt	2750 kVA
Nominell spenning/strøm	6600 V / 240,6 A
Nominell effektfaktor	0,86

Tabell 2: Informasjon om turbin og generator ved Nedre Leirfoss

## Leirfossene kraftverk

Leirfossene kraftverk er et moderne kraftverk bygget i parallell med Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk. Kraftverket ligger inne i fjellet i motsetning til Øvre og Nedre som begge ligger i vernede eldre bygg. Kraftverket har to francisturbiner og eies og driftes av Statkraft.

Turbinen til kraftverket har vist seg å ikke være optimalt utformet, og spesielt ved kjøring godt under designpunkt har det oppstått store vibrasjoner i anlegget. Disse

vibrasjonen skyldes i hovedsak lavfrekvente trykkpulsasjoner som oppstår i sugerøret og har vært en plage for naboer. Det har derfor blitt installert utstyr for luftinjeksjoner gjennom turbinens nav for å dempe disse pulsasjonene ved drift på lav last.



Figur 3: Inngangen til Leirfossene kraftverk [10]

Turbin	
Leverandør	Andino
Fabrikasjonsår	2008
Type	Vertikal Francis
Nominell Fallhøyde	58 m
Nominelt turtall	333 rpm
Nominell effekt	29 MW
Generator	
Leverandør	VG Power
Fabrikasjonsår	2008
Serienummer	61035
Nominell effekt	34 000 kVA
Nominell spenning/strøm	9500 V / 2066 A
Nominell effektfaktor	0,86

Tabell 3: Informasjon om turbin og generator ved Leirfossene

## 5 Teori og litteratursøk

### 5.1 Virkningsgradsmålinger

Virkningsgraden for en hydraulisk turbin er definert som[3][4]:

$$\eta_{Turbin} = \frac{\text{Produsert effekt}}{\text{Tilgjengelig effekt}} \quad (5.1)$$

Som igjen kan deles inn i to hovedkomponenter, mekanisk og hydraulisk virkningsgrad:

$$\eta_m = \frac{P_{aksel}}{P_{løpehjul}} \quad (5.2)$$

$$\eta_h = \frac{P_{løpehjul}}{P_h} \quad (5.3)$$

Hvor den hydraulisk effekten er definert som:  $P_h = \rho g H Q$

Turbinens virkningsgrad blir dermed produktet av den mekaniske og den hydraulisk virkningsgraden:

$$\eta_{Turbin} = \eta_m \eta_h = \frac{P_{aksel}}{P_h} = \frac{P_{gen}}{\eta_{gen} P_h} = \frac{P_{gen}}{\eta_{gen} \rho g H Q} \quad (5.4)$$

#### 5.1.1 Falltap

Fallhøyden  $H$  er høydeforskjellen mellom overvannet og innløpet til turbinen. Denne høyden forteller oss hvor mye potensiell energi vi har tilgjengelig for turbinen. Når et kraftverk skal dimensjoneres må det tas med at noe av denne høyden vil forsvinne, i hovedsak som friksjon til rørgaten. For å finne falltapet  $H_{tap}$  tar vi utgangspunkt i *Bernoullis ligning* og får:

$$H_{tap} = \frac{p_0 - p_1}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_1^2}{2g} + (z_0 - z_1) \quad (5.5)$$

Hvor  $\rho$  er vannets tetthet,  $g$  er gravitasjonskonstanten,  $p$  er trykket,  $c$  er hastigheten og  $z$  er stedshøyden.  $0$  viser til inntaket og  $1$  viser til turbinens innløp.

Falltapet er proporsjonalt med volumstrømmen,  $Q$ , i andre. Verdier for følgende formel kan finnes empirisk:

$$H_{tap} = K Q^2 \quad (5.6)$$

Hvor  $K$  er en konstant.

#### 5.1.2 Pitot-rør

Et pitot-rør brukes til å måle hastigheten i et punkt i en strømning ved å måle forskjellen mellom stagnasjonstrykket og det statiske trykket. Stagnasjonstrykket

måles der hastigheten er null, mens det statiske trykket måles langs rørveggene. Ligning 5.7 viser *Bernoullis ligning* for et pitot-rør når hastigheten i stagnasjonspunktet er null.

$$p_{statisk} + \frac{1}{2}\rho c^2 \approx p_{stagnasjon} \quad (5.7)$$

Ut ifra denne ligninga får vi et uttrykk for hastigheten som kan brukes til å finne volumstrømmen:

$$c = \sqrt{\frac{2(p_{stagnasjon} - p_{statisk})}{\rho}} \quad (5.8)$$

$$Q = Ac \quad (5.9)$$

Hvor  $A$  er tverrsnittarealet der målingen ble gjort.

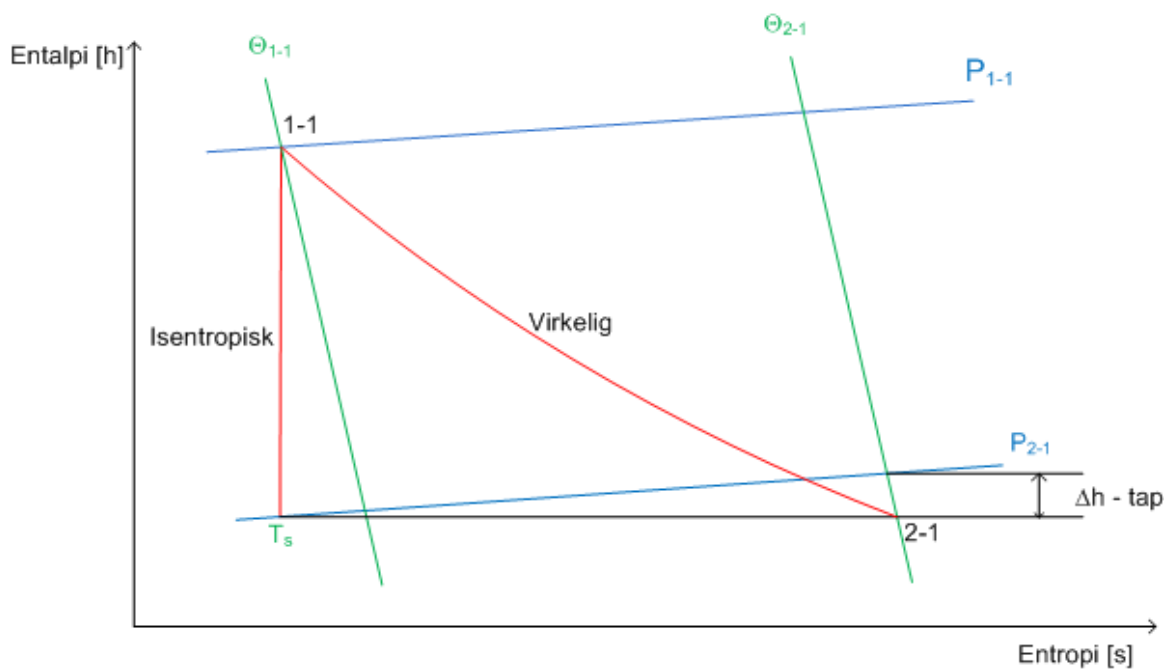
### 5.1.3 Termodynamisk metode

Det som i hovedsak skiller den termodynamiske metoden fra andre metoder for virkningsgradsmålinger er at man ikke trenger å måle volumstrømmen direkte for å finne virkningsgraden. Dette ses også ofte på som en av fordelene med metoden.

Metoden bygger på prinsippet om at strømmingstapene i systemet vil gå over til varme i vannet. Vannet vil derfor ha en høyere temperatur ved utgangen av turbinen enn ved inngangen. Den temperaturdifferansen er svært liten, men med nøyaktig nok utstyr kan den måles. Dette gir igjen mulighet til å finne de spesifikke strømmingstapene, for så å videre beregne den hydrauliske virkningsgraden[5]:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = 1 - \frac{\Delta H_{tap}}{H}, \Delta H_{tap} = \frac{E_{tap}}{g} = \frac{c_p}{g} \Delta T \quad (5.10)$$

Dette er en forenkling hvor man ser bort fra vannets kompressibilitet og temperaturutvidelse. Metoden passer best ved høye fallhøyder hvor man får en større varmeoverføring til vannet. Det vil derfor være begrensninger for ved hvor lav fallhøyde metoden kan benyttes. Et overslag for en turbin med 95 % virkningsgrad og fallhøyde 50m vil gi en temperaturdifferanse på 0,0059 °C.[5] Derfor anbefales det i IEC 41[4] at man ikke benytter metoden for anlegg med fallhøyde lavere enn 100m, med mindre forholdene er svært gunstige.



Figur 4: Eksempel på isentropisk og virkelig prosess.[6]

Figur 4 viser et eksempel på en isentropisk (teoretisk) og en virkelig prosess plottet mot hverandre. I den isentropiske prosessen blir den hydrauliske energien overført til mekanisk energi tapsfritt, mens i den virkelige prosessen vil noe av energien gå tapt. Disse tapene fører til en økning i vannets entropi, som igjen fører til en redusert entalpidifferanse i vannet. Ved å måle entalpien opp- og nedstrøms turbinen kan vi finne strømmingstapene.[5]



Fra figur 4 får vi at entalpidifferansen mellom punktene 1-1 (innløp) og 2-1 (utløp) er:

$$E_m = h_{1-1} - h_{2-1} \quad (5.11)$$

$$E_m = h_{1-1} - h_s \quad (5.12)$$

Og videre:

$$\eta_{Turbin} = \frac{E_m}{E_h} \quad (5.13)$$

Den hydrauliske energien er summen av potensiell, trykk- og hastighetsenergi, og kan skrives slik:

$$E_h = \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad (5.14)$$

Hvor  $p_1$ ,  $z_1$  og  $c_1$  representerer trykk, høyde og hastighet ved innløpet, mens  $p_2$ ,  $z_2$  og  $c_2$  representerer trykk, høyde og hastighet ved utløpet.

Tilsvarende kan vi sette opp for det mekaniske leddet som består av potensiell, trykk-, hastighets- og termisk energi:

$$E_m = a(p_{1-1} - p_{2-1}) + C_p(T_{1-1} - T_{2-1}) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) \quad (5.15)$$

Hvor  $a$  er den isotermiske faktoren for vann oppgitt i  $m^3kg^{-1}$  og  $C_p$  er vannets spesifikke varmekoeffisient målt i  $Jkg^{-1}$ . Verdier for disse finnes henholdsvis i *TABLE EV* og *TABLE EV* og i IEC 41[4].  $T_{1-1}$  og  $T_{2-1}$  er den målte temperaturen til vannet før og etter turbinen.

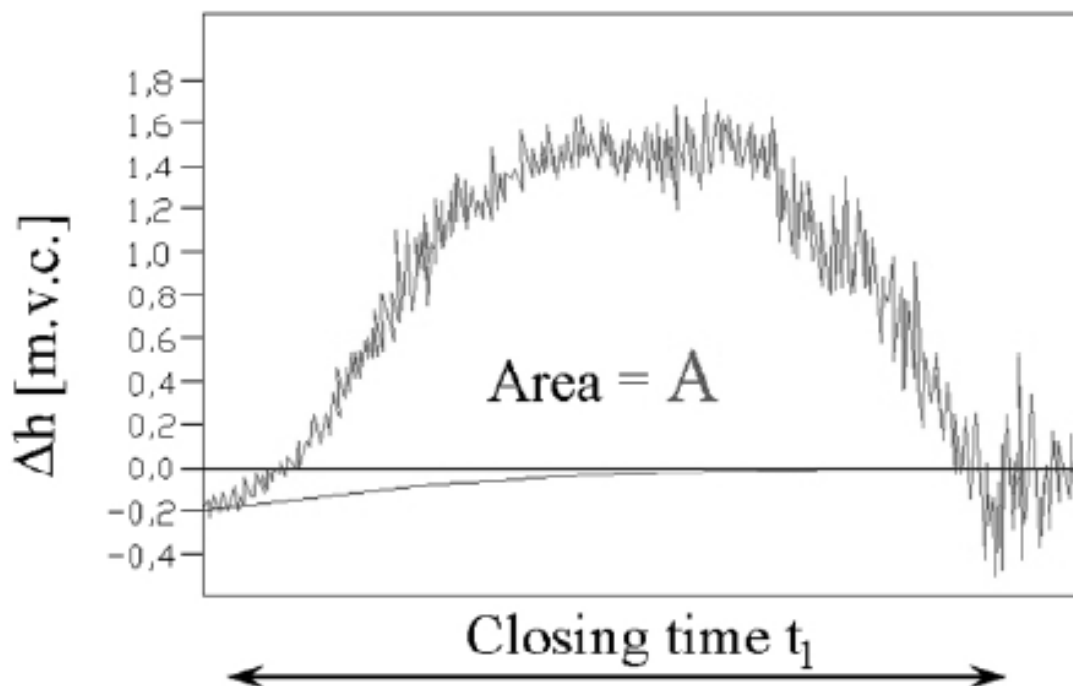
Ved å kombinere ligning 5.14 og 5.16 med 5.13 får vi:

$$\eta_{Turbin} = \frac{a(p_{1-1} - p_{2-1}) + C_p(T_{1-1} - T_{2-1}) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2)}{\frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)} \quad (5.16)$$

## 5.1.4 Gibsons metode

Gibsons metode, også kjent som *trykk-tid metoden*, går ut på å raskt stenge igjen turbinen for så å måle trykkøkningen som oppstår i røret oppstrøms turbinen på to forskjellige steder. Det ene målestedet skal være nærme turbinen, mens det andre skal være en viss avstand lenger oppstrøms i rørgaten. Siden størrelsen på trykkøkningen vil være avhengig av størrelsen på volumstrømmen, kan volumstrømmen finnes fra målingene av trykkøkningen .

Figur 5 viser et eksempel på en slik måling



Figur 5: Eksempel på måling av trykket mellom to punkter under lukking.[2]

Hvis det antas et rett rør med lengde,  $L$ , og konstant tverrsnitt,  $A$ , mellom de to målepunktene, får man med utgangspunkt i Newtons 2. lov følgende ligning:

$$F = \rho LA \frac{dv}{dt} \quad (5.17)$$

Dette er en én-dimensjonal modell hvor  $v$  er vannets hastighet og er definert som  $Q/A$ . [2]  $F$  kan også finnes fra følgende formel:

$$F = \rho g A \Delta h = A \Delta p \quad (5.18)$$

Hvis ligning 5.17 og 5.18 kombineres fås følgende uttrykk:

$$\rho g A \Delta h = \rho LA \frac{dv}{dt} \quad (5.19)$$

Som igjen gir følgende sammenheng mellom trykkgradienten og forandringen i volumstrøm:

$$\Delta h = \frac{L}{gA} \frac{dQ}{dt} \quad (5.20)$$

Denne ligningen kan igjen brukes til å utlede et uttrykk for å finne volumstrømmen som en funksjon av trykkgradientene over tid. Volumstrømmen blir dermed kalkulert gjennom å integrere trykkkurvene som ses i figur 5.

$$Q = \frac{gA}{L} \int_{t_1}^{t_2} f \Delta h dt = \frac{A}{\rho L} \int_{t_1}^{t_2} \Delta p dt \quad (5.21)$$

Dette er en teoretisk ligning som ikke tar med i betraktning verken friksjonstap eller vannlekkasje. Siden det i denne oppgaven stenges helt foran turbinen ses det bort fra vannlekkasje, men friksjonstapet må bli tatt med i betraktningen, og da blir ligningen litt annerledes:

$$Q = \frac{A}{\rho L} \int_{t_1}^{t_2} (\Delta p + \zeta) dt \quad (5.22)$$

Her er  $\zeta$  friksjonstapet mellom de to målepunktene og kan ses på figur 5 som linja som starter ved -0,2 og fortsetter opp til 0,0. Dette friksjonstapet antas som friksjonstap flest å være proporsjonal med volumstrømmen i andre:

$$\zeta = kQ^2 \quad (5.23)$$

Ligning 5.23 er et uttrykk for forholdet mellom friksjonstap og volumstrøm under stasjonære betingelser. I dette tilfellet hvor det forekommer ustasjonære betingelser må friksjonen finnes ved hvert tidsteg ved følgende ligning:

$$\zeta_i = \zeta_1 \left( 1 - \frac{\int_{t_1}^{t_2} (\Delta p_i + \zeta_{i-1}) dt}{\int_{t_1}^{t_2} (\Delta p + \zeta) dt} \right)^2 \quad (5.24)$$

Dette er en iterasjonsprosess som må gjennomføres flere ganger.  $\zeta_{i-1}$  er iterasjonsverdien fra forrige iterasjon. Som initialverdi for den første itereringen antar man at friksjonen er lineær fra stasjonær friksjon til null friksjon.  $\zeta_1$  er den stasjonære friksjonen målt før stenging.[2]

### 5.1.5 Affinitetsligningene

Alle turbiner blir designet for en nominell fallhøyde, og det er denne høyden som ligger til grunn for garantien fra leverandøren. Å gjøre målinger på nøyaktig samme høyde for å få sammenlignbare resultater kan være svært krevende. Derfor er det vanlig å justere effekten og volumstrømmen til å være relatert til en fast høyde. Høyden man velger kan enten være gjennomsnittet av alle høydene man har gjort målinger på, eller den kan være designhøyden. Fordelen med å velge designhøyden er at det blir lettere å gjøre sammenligninger med målingene fra leverandøren. Ligningene 5.25 og 5.26 benyttes til dette.[6]

$$P_{design} = P \left( \frac{H_{design}}{H} \right)^{3/2} \quad (5.25)$$

$$Q_{design} = Q \sqrt{\frac{H_{design}}{H}} \quad (5.26)$$

Dette gir videre en ny virkningsgrad justert for designhøyden:

$$\eta = \frac{P_{design}}{\rho g Q_{design} H_{design}} \quad (5.27)$$

## 5.2 Trykkpulsasjoner

Vi skiller mellom fire forskjellige trykkpulsasjoner i en francisturbin; løpehjuls-, løpehjulskovl-, ledeskovl- og sugerørsvirvelfrekvens. Løpehjulskovl- og ledeskovlfrekvensen kalles ofte for rotor-stator interaksjon.[7]

### 5.2.1 Løpehjulsfrekvensen

Løpehjulsfrekvensen, ligning 5.28, opptrer som regel ved lave amplituder, og vil kun opptre som høye amplituder om det skulle være en skade på løpehjulet, om løpehjulet eller akslingen er i ubalanse eller om strømmingen ikke er rotasjonssymmetrisk[11][12]

$$f_n = \frac{n}{60} \quad (5.28)$$

### 5.2.2 Rotor-stator interaksjon, RSI

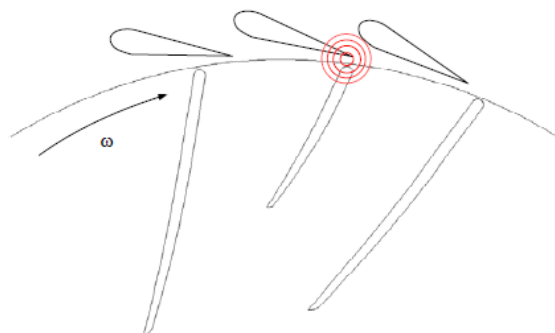
RSI er vibrasjon som oppstår av at løpeskovlene passere det inhomogene strømningsfeltet som ledeskovlene lager, se figur 7. Vibrasjonene vil bestå av både løpeskovlfrekvens og ledeskovlfrekvens. RSI danner pulser som vil avta kraftig med økende avstand mellom ledeskovlen og løpehjulet, og vil derfor være mest aktuell ved overlast hvor man har stor ledeskovlåpning.[12]

#### Løpeskovlfrekvens

Løpeskovlfrekvensen, ligning 5.29, innebærer en puls for hver gang løpeskovlene passerer en og samme ledeskovl. Amplituden påvirkes av avstanden mellom utløp ledeskovl og innløp løpehjulskovl, og høyden på innløpet av ledeapparatet. Amplituden er størst ved stabile driftsområder, det vil si fra 50 % last og oppover. Dette er en høyfrekvent vibrasjon og vil kunne oppfattes som støy på anlegget.[11][12]

$$f_{l\sigma} = f_n \cdot z_{l\sigma} \quad (5.29)$$

Den målte vibrasjonen vil være en sammensatt frekvens av  $f_{l\sigma}$ , faseforskjøvet like mange ganger som antall ledeskovler.[12] Hvis det er både partall ledeskovler og løpehjulskovler vil amplituden bli enda høyere siden det vil skje bladplasseringer på begge sider av løpehjulet samtidig.[13]



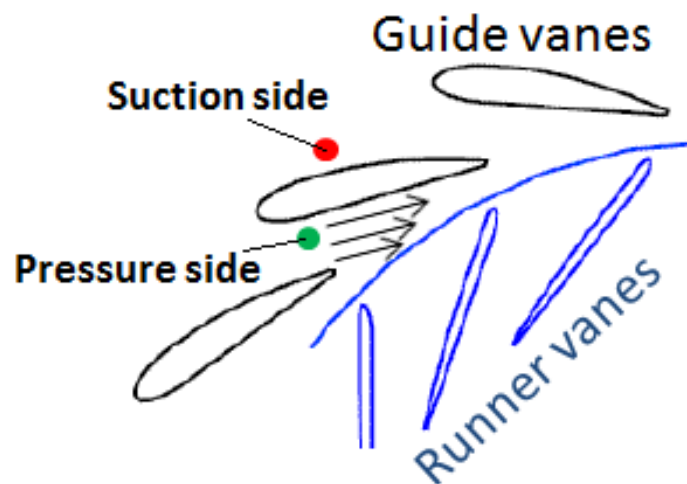
Figur 6: Løpeskovlpulsasjon[14]

### Ledeskovlfrekvens

Ledeskovlfrekvensen, ligning 5.30, oppstår hver gang en og samme løpeskovl passerer en av ledeskovlene. På grunn av trykkforskjellen over ledeskovlen vil det dannes en vake for hver av ledeskovlene, se figur 7. Når en av løpehjulsskovlene passerer gjennom en av disse vakene vil den oppleve en trykkpuls. Størrelsen på vaken vil avhenge av avstanden mellom løpe- og ledeskovlene, og kan dermed unngås ved å øke denne. Dette vil igjen føre til en større og dyrere maskin, og gjøres derfor sjeldent.[11][12] I tillegg til vakene vil ledeskovlfrekvensen også påvirkes av om løpehjulsskovlene er ødelagte eller om det er likt antall ledeskovler og løpehjulsskovler.[14]

$$f_{led} = f_n \cdot z_{led} \quad (5.30)$$

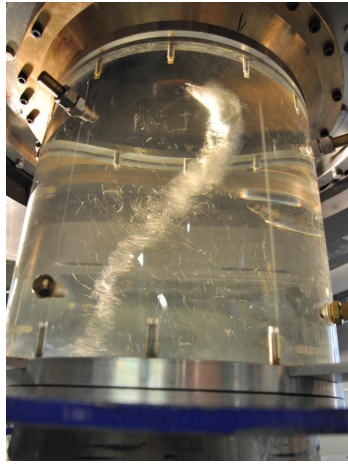
Den målte vibrasjonen vil være en sammensatt frekvens av  $f_{led}$ , faseforskjøvet like mange ganger som antall løpeskovler.[12] Ledeskovlfrekvensen vil ha høyest amplitude ved dellast og lavest ved BEP.[14]



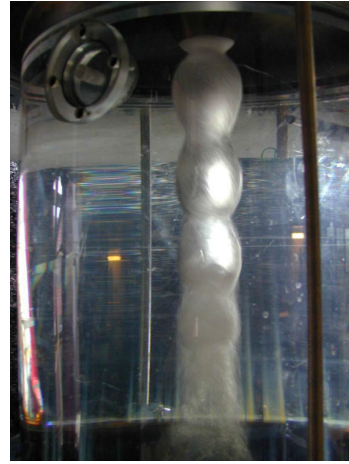
Figur 7: Strømning gjennom ledeskovlene[14]

### 5.2.3 Sugerørsvirvelfrekvens

Sugerørsvirvelfrekvens, også kalt *Rheingansfrekvens*, oppstår som følge av rotasjon på strømmingen ut av løpehjulet og ned i sugerøret. Ved spesielle driftsforhold, oftest lave, vil trykket nær utløpet av løpehjulet være så lavt at vannet fordamper, og man får en synlig kavitert virvel i sugerøret. Denne rotasjonen oppstår når man beveger seg vekk fra BEP for turbinen. Man skiller mellom to typer sugerørsvirvler, sugerørsvirvel ved dellast og sugerørsvirvel ved overlast.[11][13] Ved dellast vil som regel sugerørsvirvelfrekvensen ligge i området 0,2 - 0,4 relativ frekvens i forhold til løpehjulsfrekvensen, mens ved overlast vil den være høyere.[1]

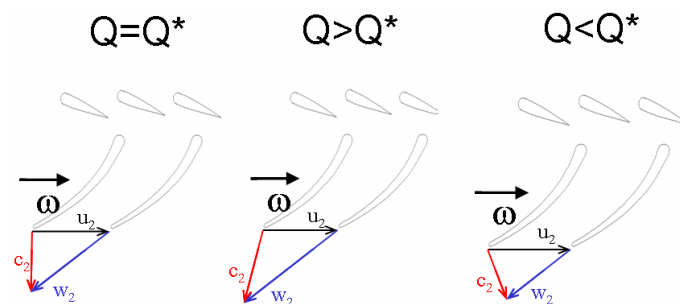


Figur 8: Sugerørspisk, dellast[15]

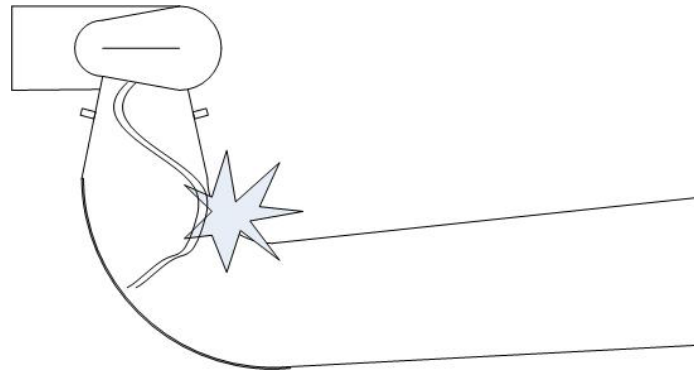


Figur 9: Sugerørssøyle, overlast[15]

Sugerørsvirvler vil, som man kan se på figur 8 og 9, kunne ses med det blotte øye i Vannkraftlaboratoriets testrigg. Ved dellast vil virvelen rotere med løpehjulet, mens den ved overlast vil rotere mot løpehjulet. Dette kan ses utfra figur 10 som viser hastighetstrekanter ut av løpehjulet. Sugerørshastigheten vil alltid være til stede til en viss grad, men amplituden blir først dominerende når vi fysisk kan se virvelen i sugerørskonusen. Sugerørsvirvelen setter opp en massesvingning, dette gjør at sugerørshastigheten kan registreres på oppstrøms og nedstrøms av løpehjulet.[11][13][15]

Figur 10: Hastighetsdiagrammer for utløp av løpehjulet til en Francisturbin ved bestpunkt ( $Q = Q^*$ ), overlast ( $Q > Q^*$ ), og dellast ( $Q < Q^*$ ). [11]

Ved lave driftspunkt kan sugerørspisken bli så stor at den slår borti veggen i sugerøret. Dette vil igjen skape store amplituder. Ved spesielle driftspunkt kan det oppstå flere sugerørspisker.[13]



Figur 11: Sugerørspisk ved lav last som slår borti sugerørsveggen.[13]

#### 5.2.4 Luftinjeksjon

Det finnes flere metoder for å dempe trykkpulsasjonene som oppstår i sugerøret når man beveger seg vekk fra designpunktet. De mest vanlige metodene er å enten installere virveldempende anretninger langs sugerørsveggen eller som en forlengelse av akslingen, eller man kan injisere vann eller luft gjennom akslingen eller fra dyser langs sugerørsveggen.[7][16]

Ved injisering av luft gjennom turbinens nav er det viktig å ha kontroll på mengden luft som injiseres. Bruker man for lite luft vil ikke pulsasjonene bli redusert i noen nevneverdig grad, men bruker man for mye luft vil man kunne risikere å bryte vannstrengen og miste mye av fallhøyden.[17]

### 5.3 Usikkerhet

Retningslinjer for hvordan man utfører usikkerhetsberegninger ved virkningsgradsmålinger er gitt i IEC 41.[4]

Usikkerheten består av to typer, tilfeldig og systematisk. Tilfeldig usikkerhet kommer som små variasjoner fra måling til måling og forstyrrelser fra omgivelsene. Disse ukontrollerbare påvirkningene rundt måleverdien er antatt å være normalfordelte, noe som gjør at usikkerheten reduseres ved å øke antall målepunkter.[6]

Systematisk usikkerhet er ikke direkte knyttet til målingene og kvaliteten av disse, men til måleutstyret. I manualer som følger med utstyret fra produsent er det oppgitt hvilken systematisk usikkerhet måleinstrumentene holder seg innenfor. For utstyr som må kalibreres før bruk, vil usikkerheten være direkte avhengig av kvaliteten av denne kalibreringen.[6]

Den totale usikkerheten vil dermed være avhengig av både den tilfeldige og den systematiske usikkerheten, og kan ved hjelp av RSS-metoden summeres sammen med bruk av følgende formel:

$$f_{total} = \pm \sqrt{f_{tilfeldig}^2 + f_{systematisk}^2} \quad (5.31)$$

### 5.3.1 Termodynamisk metode

Som vi ser fra ligning 5.13 avhenger virkningsgraden til en turbin av den totale mekaniske energien,  $E_m$  og den totale hydrauliske energien,  $E_h$ , som er tilstede. Dette gjør at usikkerheten knyttet til virkningsgraden kan, ved hjelp av RSS, skrives slik:

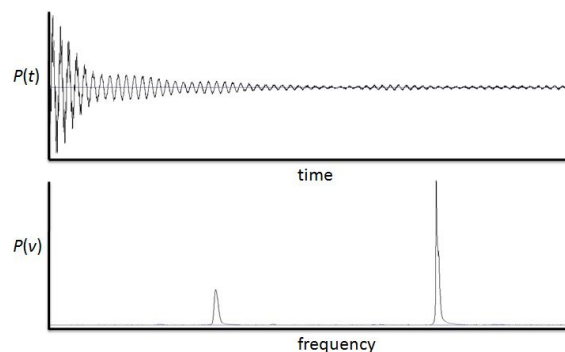
$$f_\eta = \pm \sqrt{f_{E_m}^2 + f_{E_h}^2} \quad (5.32)$$

Hvor  $f_\eta$  er den relative usikkerheten i virkningsgrad,  $f_{E_m}$  er den relative usikkerheten i mekanisk energi og  $f_{E_h}$  er den relative usikkerheten i hydraulisk energi. Se vedlegg 11.1 for en detaljert gjennomgang av hvordan usikkerheten ble funnet for den termodynamiske metoden.

## 5.4 Frekvensanalyse

I resultatene som skal analyseres vil det være flere uavhengige kilder til trykkpulsasjoner. Det vil derfor være viktig å kunne behandle disse signalene og splitte dem opp i forskjellige komponenter. Her er FFT det vanligste verktøyet å bruke for å bearbeide måledataene.[7]

Fouriertransformasjonen transformerer et signal fra tidsplanet over til frekvensplanet. I behandling av diskrete datapunkter som benyttes, er DFT den matematiske adopsjonen av fouriertransformasjonen, hvor den algoritmiske implementeringen heter FFT.[12] Figur 12 viser et eksempel på denne transformeringen.



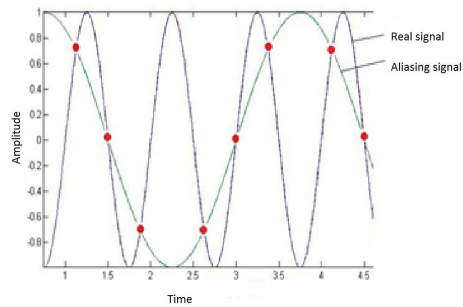
Figur 12: Eksempel på FFT-analyse av et signal.[7]

FFT er et vanlig verktøy i denne sammenhengen, så vanlig at uttrykkene DFT og FFT ofte brukes om hverandre. Men, for å kunne bruke FFT er det viktig å være klar over hvilke krav som må være oppfylt for at det skal gi gode resultater. For å få gode resultater er det viktig å samle inn nok data, altså ha lange nok loggeserier. Videre er det helt essensielt at man unngår ”hull” i dataserien, som dannes hvis dataen ikke skrives raskt nok til fil. FFT forutsetter konstante tidsintervall, og disse hullene vil kunne bli tolket som ikke-eksisterende signaler. En måte å forbedre dette på er å fylle disse hullene med null-verdier eller snittverdier, selv om dette kan hjelpe litt vil også dette føre med seg ikke-eksisterende signaler i loggeserien. Det beste her vil være å lage seg et loggeprogram som har mulighet for sette signaler i kø, så ikke data går tapt.[11][12]



En annen utfordring ved datalogging er å måle nok punkter til at man kan gjengi målingene som kontinuerlige signaler. Ved å bruke en for lav loggehastighet vil informasjon kunne gå tapt. Loggehastigheten bestemmes av loggehastighetsteoremet, se ligning 5.33. Hvis dette kravet ikke er oppfylt vil man kunne risikere aliassignaler. Aliassignaler har, som kan ses fra figur 13, en lavere frekvens enn virkeligheten.[18]

$$f_s > 2f_m \quad (5.33)$$



Figur 13: Eksempel på aliassignal.[18]

## 6 Oppsett og målemetode

### 6.1 Pitot

Se vedlegg 11.2 side 28 for oppsett og målemetode for pitot-målingene.

#### 6.1.1 Strømningsinduserte svingninger og egenfrekvenser

Pitot-røret som ble brukt i målingene er produsert av United Sensor Corp, og er av typen W-375-40-L-37-CD. Dette er røret er en hylleware og ble ikke spesialdesignet til dette formålet. Det ble heller ikke gjort noen beregninger på forhånd om dette røret ved ville kunne indusere svingninger ved enkelte av arbeidspunktene med tilsvarende frekvens som egenfrekvensen til røret.

Under målingene kunne man ved enkelte av punktene kjenne at røret vibrerte. Dette tyder på at egeninduserte svingninger, ofte kalt *von Karman-svingninger*, med samme frekvens som egenfrekvensen til røret oppstod. Siden disse egenskapene til røret ikke ble kartlagt på forhånd, og på grunn av tidsbegrensninger, ble målingene gjort ved de planlagte punktene.

Teorien brukt for å beregne frekvensen til von Karman-svingningene og egenfrekvensen er hentet fra målinger gjort i anledning utformingen av et pitot-rør til bruk i sugerøret på Svelgfoss kraftverk. Her oppgis formlene for egenfrekvens og von Karman-frekvens slik:

$$\omega_{ef} = \sqrt{\frac{EI}{ml^4}} \quad (6.1)$$

$$\omega_{vK} = \frac{Stc}{D} \quad (6.2)$$

De største problemene med vibrasjoner i pitot-røret var ved Nedre Leirfoss kraftverk. Her ble det funnet tilsvarende egenfrekvens for røret og von Karman-svingningene ved det nest innerste målepunktet ved BEP og overløst. Dette var også punktene hvor vibrasjonene var verst.

### 6.2 Termodynamisk metode

#### 6.2.1 Målinger

Ved termodynamisk måling av virkningsgraden ble det gjennomført følgende målinger:

##### Temperatur

- Innløp,  $T_{1-1}$ , målt oppstrøms turbinen med én temperatursensor
- Avløp,  $T_{2-1}$ , målt nedstrøms turbinen i sugerøret med tre temperatursensorer

Temperatursensorene var av typen Seabird electronics 38.

##### Trykkmålinger

- Innløpstrykk,  $p_1$ , målt ved innløpet til turbinen
- Probetrykk,  $p_{1-1}$ , målt i temperaturproben oppstrøms turbinen
- Atmosfæretrykk,  $p_{atm}$

## Høyder

- Høyde på vannspeilet nedstrøms turbinen, målt med lasermåler.

### 6.2.2 Utregninger

Utregningene brukt for å finne virkningsgraden ved termodynamisk metode i denne oppgaven er basert på utregningene brukt på målingene gjort ved Ulvik kraftverk av representanter fra Vannkraftlaboratoriet, 7. desember 2004.

En av fordelene med den termodynamiske metoden er at volumstrømmen ikke trengs og måles, man kan i stedet anta en volumstrøm for så iterer oss fram til en nøyaktig nok volumstrøm siden. Den antatte volumstrømmen finnes slik:

$$Q_{Antatt} = \frac{P_{Turbin}}{p_1 - p_{atm}} \quad (6.3)$$

Etter den første verdien for  $E_m$  er funnet kan man iterere seg frem til en mer nøyaktig verdi med følgende formel:

$$Q = \frac{P_{Turbin}}{\rho E'_m} \quad (6.4)$$

#### Mekanisk trykkenergiledd

$$E_{m-trykk} = a(p_{1-1} - p_{2-1}) \quad (6.5)$$

Hvor  $a$  finnes i tabell,  $p_{1-1}$  måles på anlegget og  $p_{2-1}$  finnes ved ligning 6.6.

$$p_{2-1} = p_{atm} + \frac{\rho g h_{2-1}}{1000} \quad (6.6)$$

#### Mekanisk termisk energiledd

$$E_{m-termisk} = C_p(T_{1-1} - T_{2-1}) \quad (6.7)$$

Hvor  $C_p$  finnes i tabell og  $T_{1-1}$  og  $T_{2-1}$  måles på anlegget.

#### Mekanisk potensielt energiledd

$$E_{m-potensiell} = g(z_{1-1} - z_{2-1}) \quad (6.8)$$

Hvor  $z_{1-1}$  og  $z_{2-1}$  finnes på plantegninger for anlegget og  $g$  finnes ved bruk av følgende formel[4]:

$$g = 9,7803(1 + 0,0053\sin^2\phi) - 3 \cdot 10^{-6}z \quad (6.9)$$

hvor  $\phi$  er breddegraden og  $z$  er høyden over havet.

#### Mekanisk kinetisk energiledd

$$E_{m-kinetisk} = \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) \quad (6.10)$$

Dette leddet vil stå for en liten del av den totale mekaniske energien, så selv om man her vil få en relativ høy usikkerhet for dette leddet vil ikke det påvirke totalregnskapet altfor mye.  $c_{1-1}$  er hastigheten på vannet inn i temperaturproben. Dette

vannet ble igjen tatt med videre ut av systemet, noe som gjorde det mulig å måle volumstrømmen ved å fylle opp en bøtte å ta tiden.

$$c_{1-1} = \frac{Q_{probe}}{A_{probe}} \quad (6.11)$$

Videre ble det antatt  $c_{2-1}$  er tilnærmet lik  $c_2$ , altså hastigheten på vannet nedstrøms turbinen. Dette gir:

$$c_{2-1} \approx c_2 = \frac{Q_{Antatt}}{A_2} \quad (6.12)$$

Hydraulisk trykkledd

$$E_{h-trykk} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} \quad (6.13)$$

Hvor  $p_1$  måles,  $\rho$  finnes i tabell og  $p_2$  finnes via:

$$p_2 = p_{atm} + \frac{\rho g h_2}{1000} \quad (6.14)$$

$h_2$  finnes fra plantegninger.

Hydraulisk potensielt energiledd

$$E_{h-potensiell} = g(z_1 - z_2) \quad (6.15)$$

Hvor  $z_1$  og  $z_2$  finnes på plantegningene.

Hydraulisk kinetisk energiledd

$$E_{h-kinetisk} = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad (6.16)$$

Hvor  $c_1$  og  $c_2$  finnes fra volumstrømmen som ble funnet tidligere.

$$c_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (6.17)$$

$$c_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (6.18)$$

Hvor  $A_1$  og  $A_2$  er tverrsnittet før og etter turbinen hvor målingene ble gjort, disse finnes fra plantegningene.

Rekalkulering av virkningsgraden

Til slutt ble affinitetsligningene brukt for gjøre om alle målingene til samme fallhøyde, slik at de lettere kunne sammenlignes. Designfallhøyden,  $H_{design}$  som ble brukt var 58 mVs, denne var oppgitt av produsenten.

### 6.3 Gibsons metode

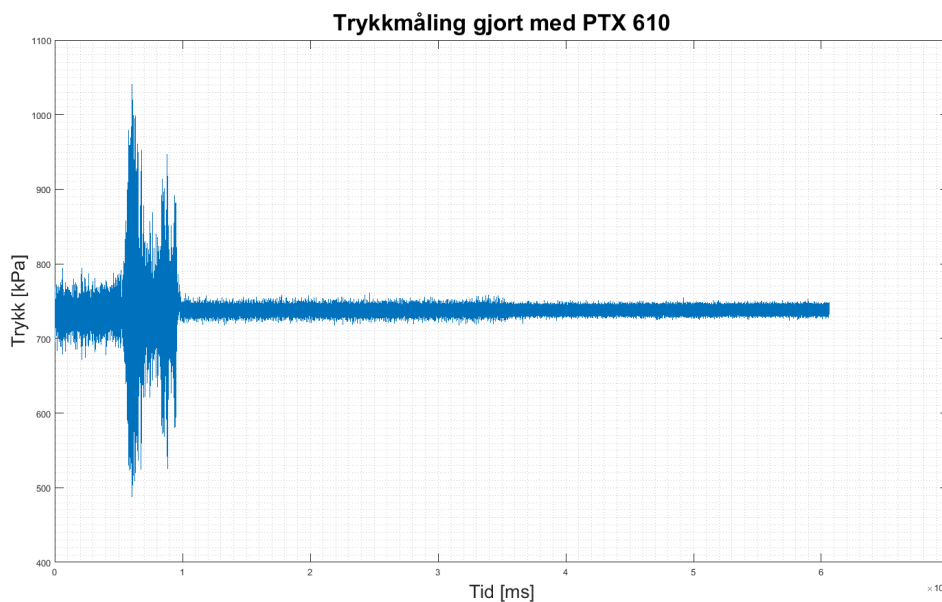
Rørgaten er utstyrt med to trykkmålingssektorer med fire måleutganger hver. Lengde mellom disse to måleseksjonene er 21,2 meter og tverrsnittet er  $6,1575 \text{ m}^2$ , noe som gir en rørfaktor på  $3,443 \text{ m}^{-1}$ . [21]

Åtte trykksensorer, se tabell 5, ble montert på uttakene. Sensorenes målinger ble gjort samtidig og behandlet i et spesiallagd LabVIEW-program. Sensorene ble kalibrert både før og etter målingene, da det kunne se ut som det var noe feil med kalibreringene fra før målingene. Målingene varte i 10 minutter for å være sikker på at man hadde en stor nok sikkerhetsmargin både før og etter stengingen. Samplingsfrekvensen ble satt til  $1000 \text{ Hz}$ .

Utstyrstype	Serienummer	Plassering
PTX 610 Trykksensor	2184827	Nedstrøms
PTX 610 Trykksensor	2184824	Nedstrøms
PTX 1830 Trykksensor	2867612	Nedstrøms
PTX 1830 Trykksensor	2867610	Nedstrøms
PTX 610 Trykksensor	2184832	Oppstrøms
PTX 610 Trykksensor	4091551	Oppstrøms
PTX 1830 Trykksensor	2867611	Oppstrøms
PTX 1830 Trykksensor	2867613	Oppstrøms

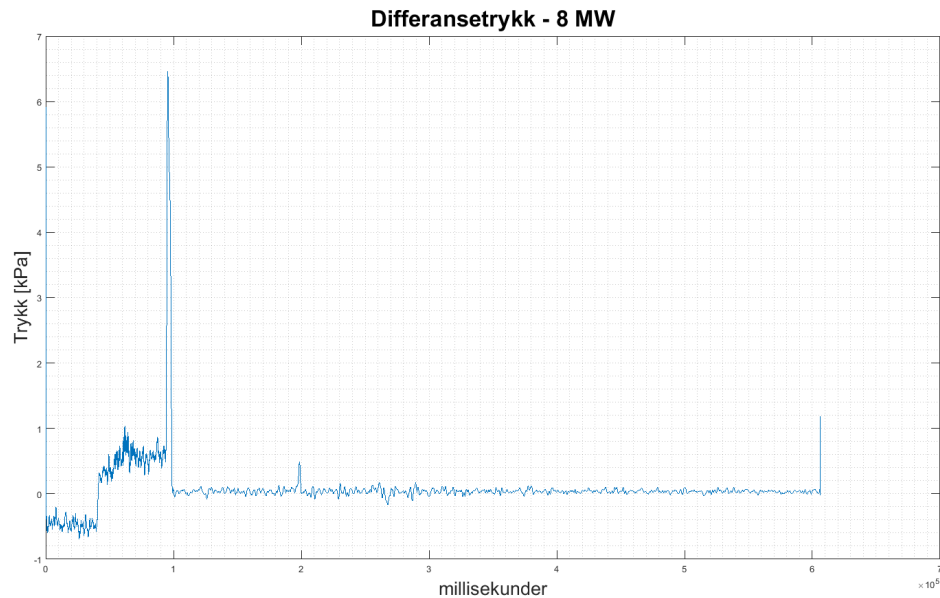
Tabell 4: Trykksensorer brukt til gibson-målinger ved Leirfossen kraftverk

Målingene ble så behandlet i spesiallagde MATLAB-programmer. Figur 14 viser en ubehandlet trykkmåling. Som man kan se er det vanskelig å få noen god oversikt over når stengingen startet og sluttet.



Figur 14: Ubehandlet trykkmåling gjort med PTX 610-trykkmåling ved Leirfossene kraftverk.

For å lettere kunne kartlegge hvor stengingen startet og sluttet ved de forskjellige driftspunktene ble det benyttet et *moving average filter* i MATLAB som heter *smooth*. Som man kan se i figur 15 er det mye tydeligere hvor stengingen starter og stopper. Mens figur 14 kun viser måling fra én sensor, viser figur 15 forskjellen i trykk mellom gjennomsnittet av trykksensorene oppstrøms og nedstrøms.

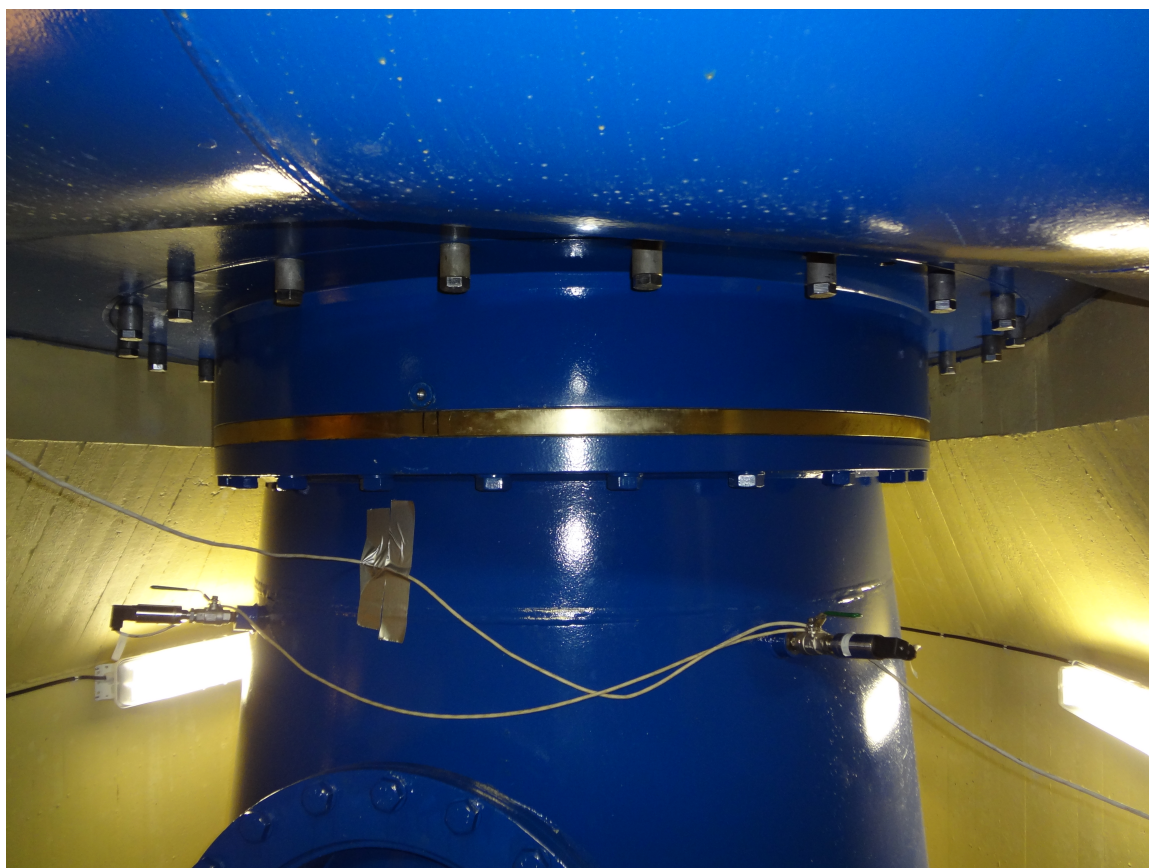


Figur 15: Trykkdifferansen mellom de to måletverrsnittene ved stenging ved 8 MW.

## 6.4 Trykkpulsasjoner

Det ble brukt forskjellige typer PTX-trykksensorer til målingene, se tabell 5. Disse ble plassert i sugerøret. Målingene gjort ved Leirfossene kraftverk ble viet mest oppmerksomhet, siden det har vært en del problemer knyttet til drift utenfor designpunktet. På Leirfossene ble trykksensorene plassert to og to i fire forskjellige horisontale plan.

Målingene ble behandlet i egenkomponerte MATLAB-programmer hvor det utført filtrering med et Savitzky-Golayfilter for å få vekk høyfrekvent støy før det så ble utført FFT-analyse.



Figur 16: PTX-trykksensorer montert på sugerøret ved Nedre Leirfoss

Utstyrstype	Serienummer	Plassering
PTX 5072 Trykksensor	3725345	Sugerøret
PTX 610 Trykksensor	4091553	Sugerøret
PTX 610 Trykksensor	2184828	Sugerøret
PTX 1830 Trykksensor	2313105	Sugerøret
PTX 1830 Trykksensor	2313101	Sugerøret
PTX 5072 Trykksensor	4347341	Sugerøret
PTX 5072 Trykksensor	4347344	Sugerøret
PTX 5072 Trykksensor	4286543	Sugerøret
PTX 5072 Trykksensor	4295592	Sugerøret
PTX 1830 Trykksensor	2309837	Innløpet

Tabell 5: Trykksensorer brukt til trykkpulsasjonsmålinger ved Leirfossene kraftverk

## 7 Resultater og analyse

### 7.1 Pitot-rør

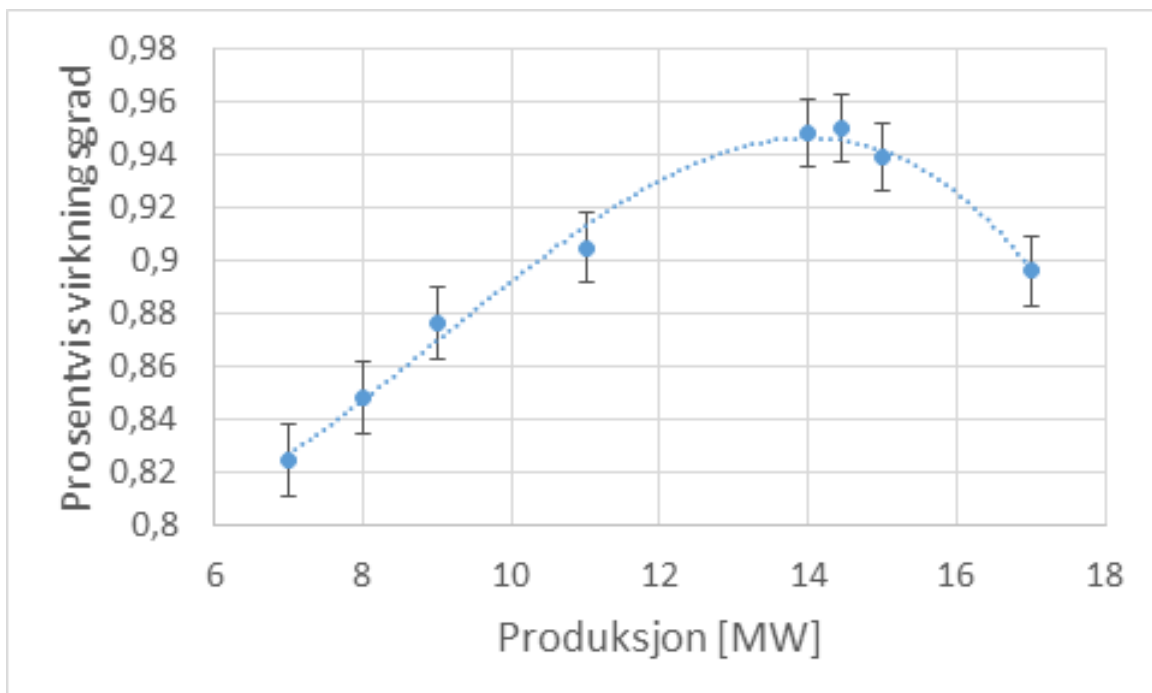
Se vedlegg 11.2, side 10.

### 7.2 Termodynamisk metode

Virkningsgradsmåling med termodynamisk metode på Leirfossene kraftverk ble utført 16. mars 2015.

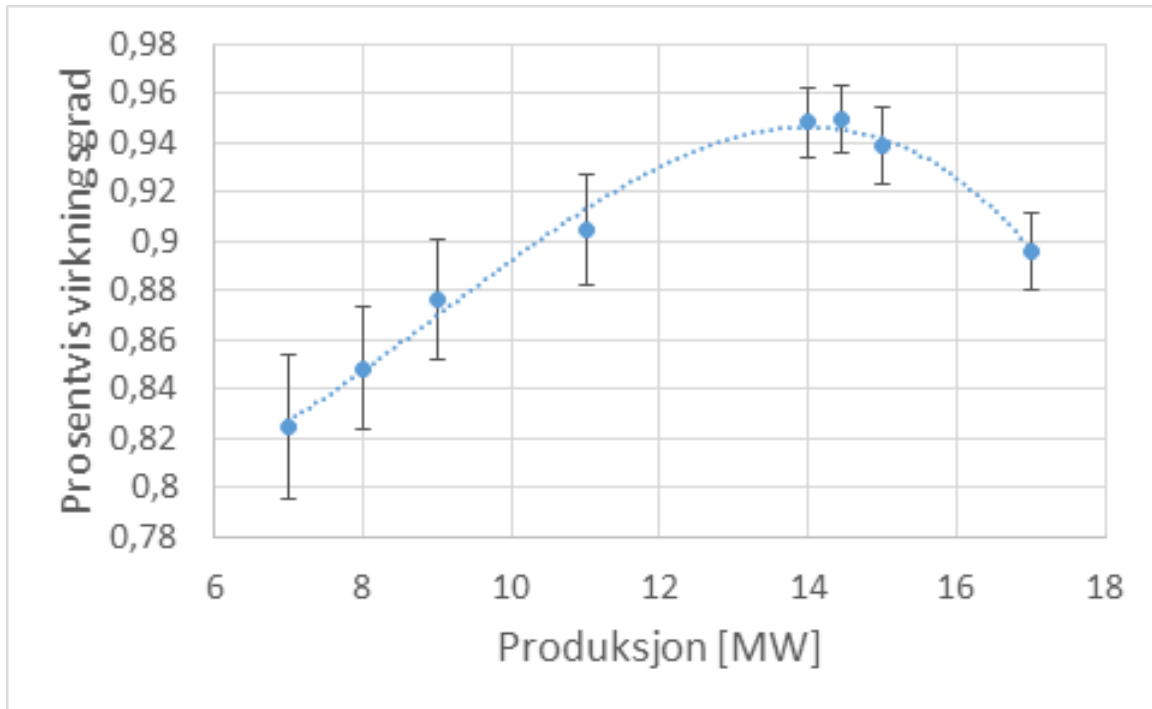
Driftspunkt [MW]	7	8	9	11	14	14,45	15	17
Virkningsgrad [ % ]	82,48	84,85	87,65	90,51	94,84	94,98	93,91	89,63
Systematisk usikkerhet [ % ]	1,39	1,36	1,33	1,30	1,27	1,27	1,28	1,33
Tilfeldig usikkerhet [ % ]	2,60	2,11	2,06	1,83	0,59	0,53	0,87	0,84
Total usikkerhet [ % ]	2,95	2,51	2,45	2,24	1,40	1,37	1,55	1,58

Tabell 6: Virkningsgrad og usikkerhet turbin 2 ved Leirfossene kraftverk



Figur 17: Virkningsgradskurve for turbin 2 ved Leirfossene kraftverk med systematisk usikkerhet.

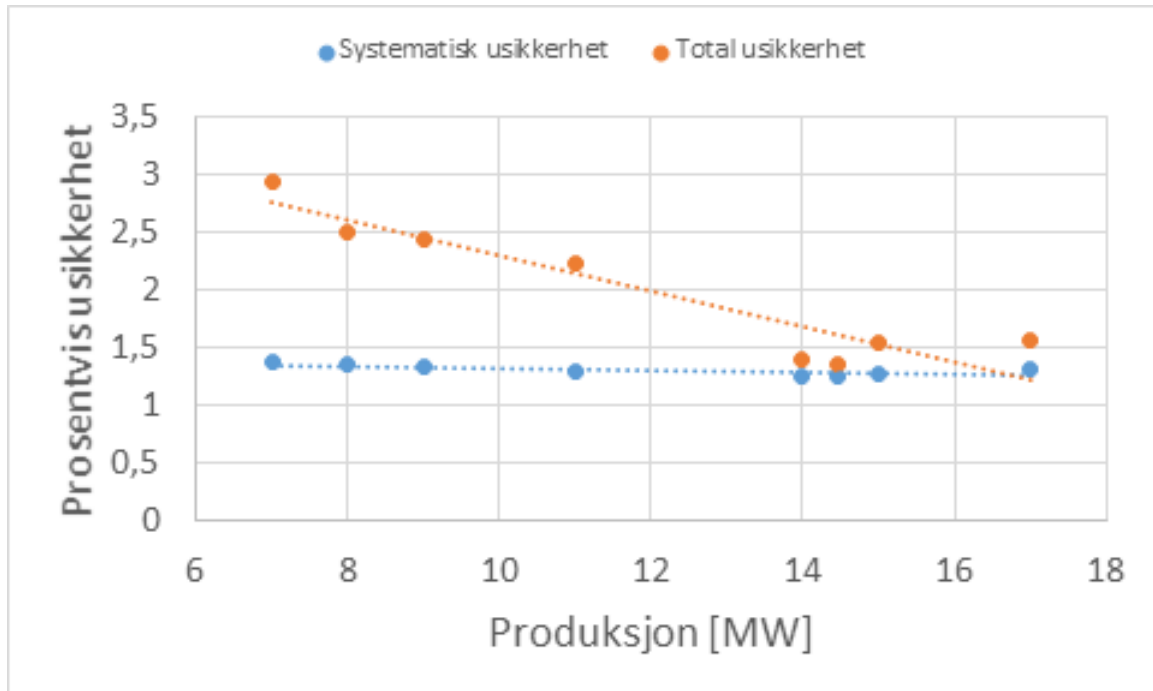




Figur 18: Virkningsgradskurve for turbin 2 ved Leirfossene kraftverk med både systematisk og tilfeldig usikkerhet.

Figur 17 og 18 viser virkningsgraden for turbin 2 ved Leirfossene kraftverk med henholdsvis den systematiske og den totale usikkerheten. Tabell 6 og figur 17 viser at det er liten variasjon i den systematiske usikkerheten, noe som var forventet siden denne usikkerheten er for det meste avhengig av utstyret som blir benyttet.

I området rundt designpunktet hvor strømmingen er stabil utgjorde den tilfeldige usikkerheten en liten del av den totale usikkerheten. Ved lave laster, langt unna designpunktet, blir strømningsbildet mer ustabil, og det ble en større usikkerhet i både trykk- og temperaturmålingene. Ved disse driftspunktene utgjorde den tilfeldige usikkerheten en større del av den totale usikkerhet, og steg jo lenger vekk fra designpunktet turbinen opererte. Dette kommer tydelig frem i figur 19.



Figur 19: Sammenligning av systematisk og total usikkerhet.

### 7.3 Gibsons metode

Resultatene fra Gibson-målingene viste seg å ikke være gyldige, grunnet for lang stengtidsperiode.

### 7.4 Falltap

Øvre Leirfoss kraftverk

Se Vedlegg 11.2, side 14.

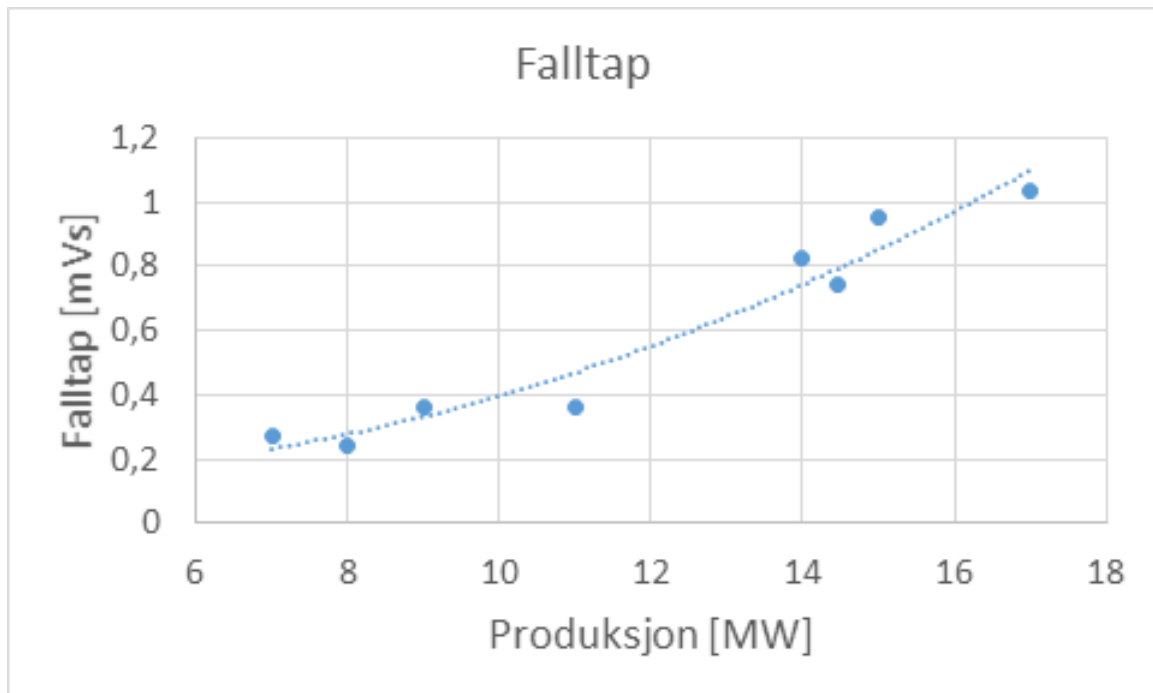
Nedre Leirfoss kraftverk

Se Vedlegg 11.2, side 14.

Leirfossene kraftverk

Falltaptet ble funnet fra ligning 5.5.  $P_0$  ble antatt å være atmosfæretrykket, og  $c_0$  ble antatt å være  $0 \text{ ms}^{-1}$ . Falltapskoeffisienten ble funnet med ligning 7.1. I området rundt BEP ligger falltaptet rundt  $0,8 \text{ mVs}$ , dette tilsvarer omtrent 1,4 % av nominell fallhøyde på 58 m.

$$K = \frac{H_{tap}}{Q^2} \quad (7.1)$$



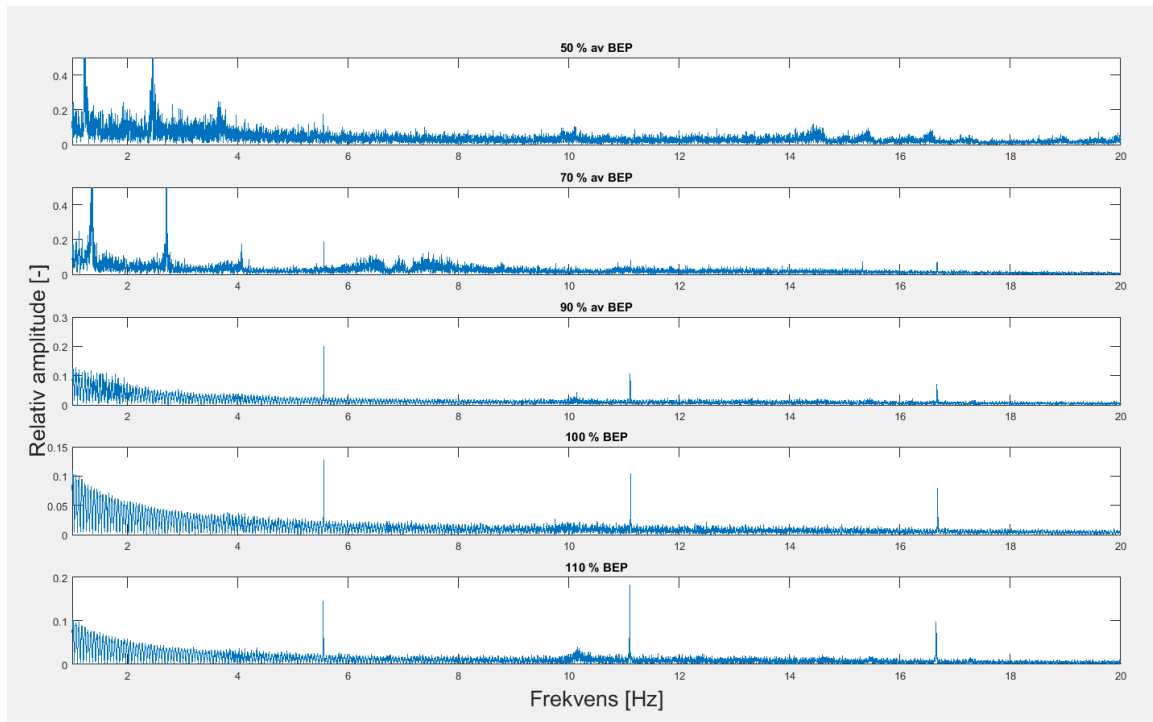
Figur 20: Falltapskurve for Leirfossene kraftverk,  $K = 0,001017$ .

## 7.5 Trykkpulsasjonsmålinger

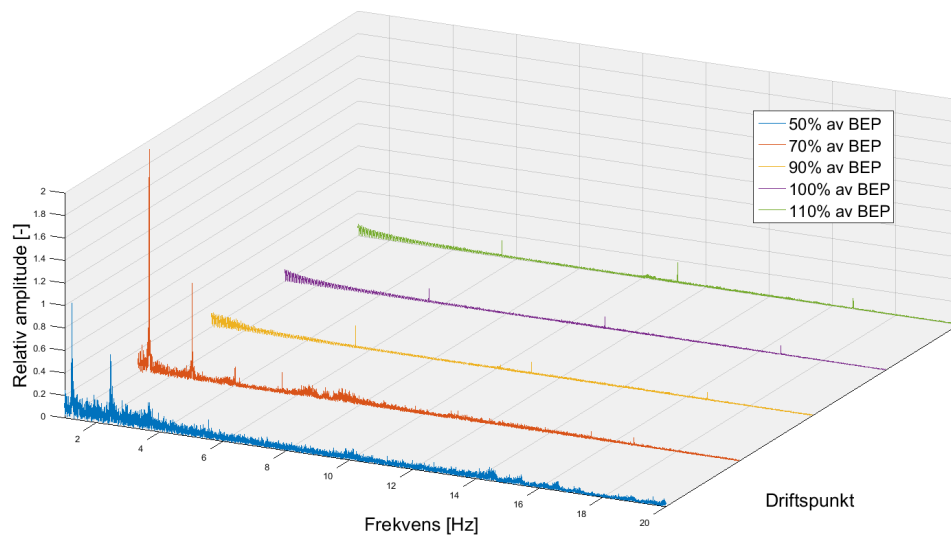
Målingene av trykkpulsasjoner ble foretatt i sugerøret etter turbinen.

### 7.5.1 Nedre Leirfoss kraftverk

Figur 21 og 22 viser grafiske fremstilling av FFT-analysene gjort på målingene fra Nedre Leirfoss kraftverk. Begge figurene viser de samme dataene men på forskjellig måte for å lettere kunne analysere dem og se sammenhenger.



Figur 21: FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss.



Figur 22: FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss.

Løpehjulsfrekvensen,  $f_n = 5,55\text{Hz}$ , ble observert ved alle driftspunktene. Det ble i tillegg observert 2. og 3. harmoni på målingene ved 90%, 100% og 110% av antatt BEP.

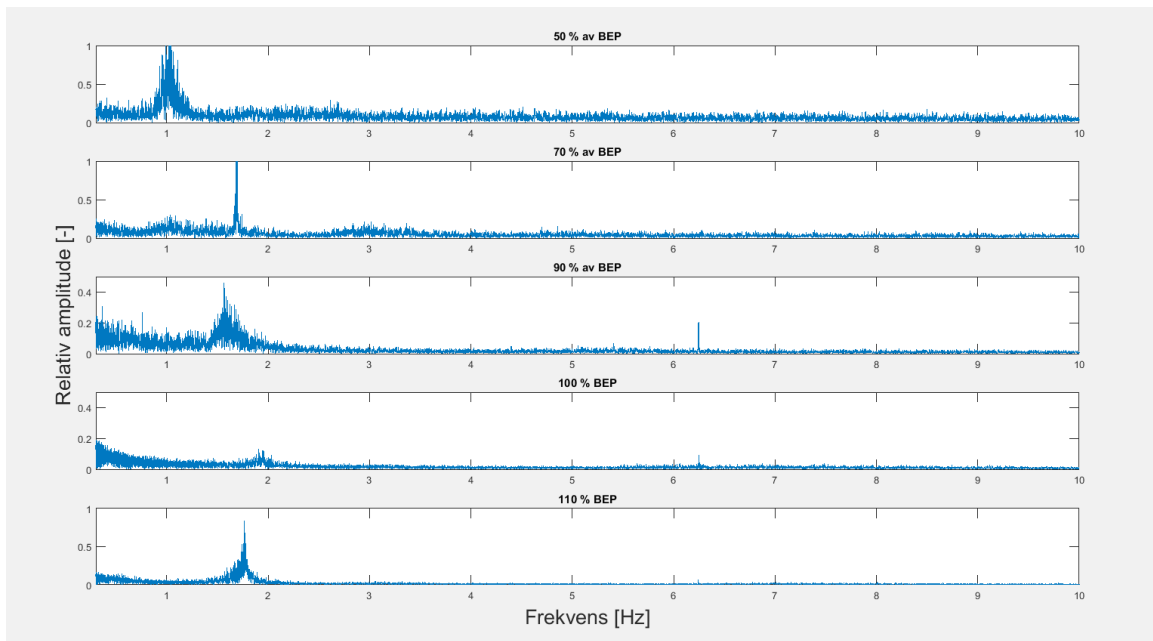
Sugerørsvirvelfrekvensen ble observert ved de to laveste driftspunktene, 50% og 70% av antatt BEP. Det ble også observert 2. og 3. harmoni ved begge målingene.

Driftspunkt	0,5*BEP	0,7*BEP	0,9*BEP	BEP	1,1*BEP
Sugerørsvirvelfrekvens [Hz]	1,22	1,36	-	-	-
Relativ frekvens, $f_r/f_n$ [-]	0,22	0,25	-	-	-

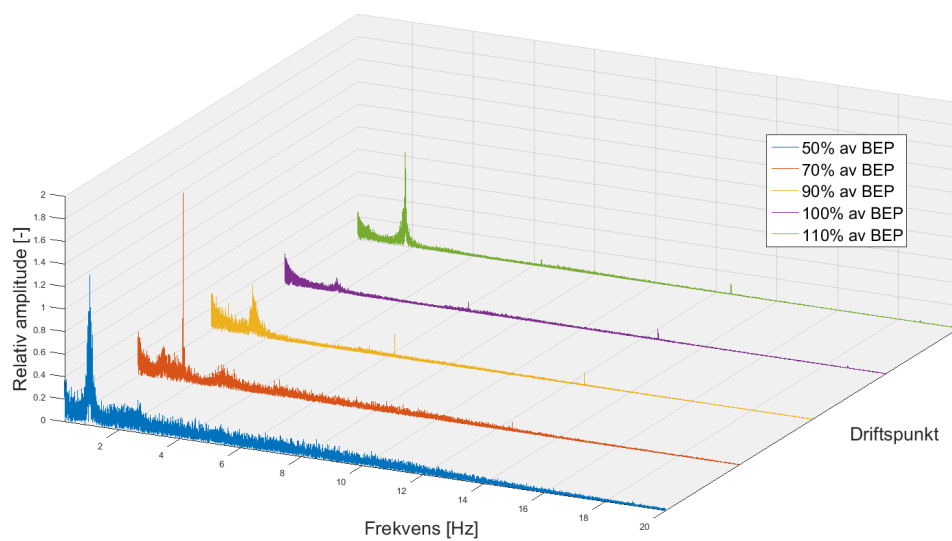
Tabell 7: Sugørsvirvelfrekvensene ved Nedre Leirfoss

### 7.5.2 Øvre Leirfoss kraftverk

Figur 23 og 24 viser grafiske fremstilling av FFT-analysene gjort på målingene fra Nedre Leirfoss kraftverk. Begge figurene viser de samme dataene men på forskjellig måte for å lettere kunne analysere dem og se sammenhenger.



Figur 23: FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss.



Figur 24: FFT-analyse av trykkpulsasjonsmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss.

Driftspunkt	0,5*BEP	0,7*BEP	0,9*BEP	BEP	1,1*BEP
Sugerørsvirvelfrekvens [Hz]	0,93-1,11	1,70	1,57	1,95	1,76
Relativ frekvens, $f_r/f_n$ [-]	0,15-0,18	0,27	0,25	0,31	0,28

Tabell 8: Sugerørsvirvelfrekvensene ved Øvre Leirfoss

Den samme tendensen som man så på de lavere driftspunktene ved Nedre Leirfoss kan man også se ved Øvre Leirfoss kraftverk. Den største forskjellen er at man her

kan se sugerørsvirvelfrekvensen ved alle driftspunktene.

Ved antatt BEP ble det observert små pulsasjoner med en frekvens like under 2Hz. Dette gir grunn til å tro at det også ved dette punktet vil være noe roterende energi igjen i strømmingen etter turbinen, noe som igjen tyder på at punktet som ble antatt BEP ikke helt var det.

Den store toppen ved 1,76 Hz ved maksimal last kommer av at vi ved dette driftspunktet har beveget oss forbi BEP og vil derfor oppleve en sugerørssøyle i sugerøret. Pulsasjonene som ble målt kommer av at denne søylen vil stå å pulsere.

### 7.5.3 Leirfossene kraftverk

Målingene av trykkpulsasjoner ble tatt i sammenheng med virkningsgradsmålingene. Det ble foretatt målinger ved driftspunktene 7 MW, 8 MW, 9 MW, 11 MW, 14 MW, 14,45 MW, 15 MW og 16 MW. Det ble i tillegg foretatt målinger med luftinjeksjon i sugerøret ved driftspunktene 7 MW, 8 MW, 9 MW og 11 MW.

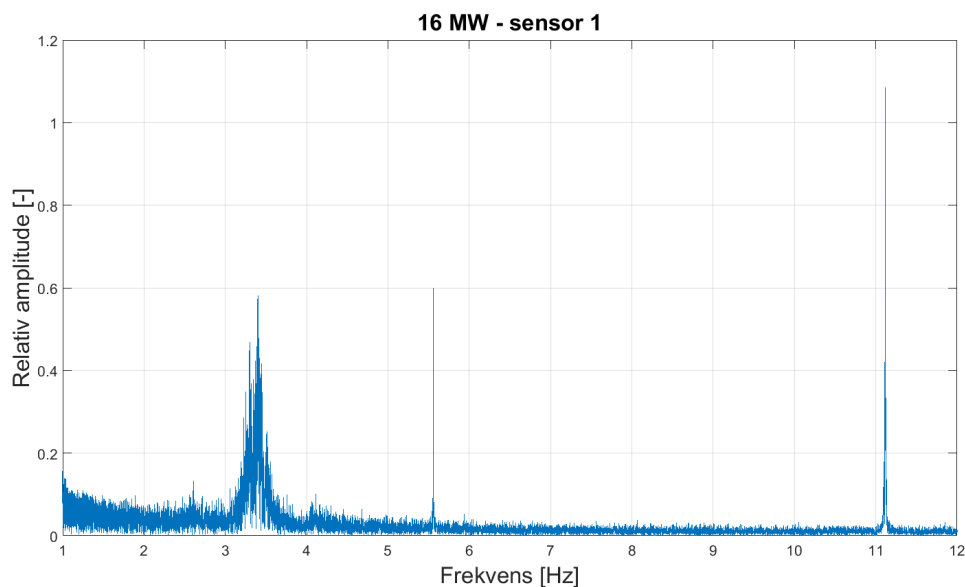
Løpeskovlfrekvensen på 61,05 Hz, løpehjulsfrekvensen på 5,55 Hz og løpehjulsfrekvensens 2. harmoni gikk igjen ved alle målepunktene, men var klart sterkest i målingene gjort nærmest turbinen og forsvant lenger ned i sugerøret. Ved driftspunktene rundt BEP, hvor strømmingen var veldig stabil, ble det også observert 3. og 4. harmoni av løpehjulsfrekvensen.

Sugerørsfrekvensen ble observert ved dellastpunktene 7 MW, 8 MW, 9 MW og 11 MW, samt overlastpunktet 16 MW. I tabell 9 er det gitt en oversikt over de observerte sugerørsfrekvensene. Ved alle dellastpunktene ble det også observert 2. og 3. harmoni av sugerørsfrekvensen, disse ble tydeligere jo lenger ned i sugerøret målingen ble gjort.

Driftspunkt [MW]	7	8	9	11	16
Sugerørsvirvelfrekvens [Hz]	1,186	1,154	1,144	1,093	3,1 - 3,6
Relativ frekvens, $f_r/f_n$ [-]	0,21	0,21	0,21	0,20	0,56-0,65

Tabell 9: Sugerørsvirvelfrekvensene ved Leirfossene kraftverk turbin 2, uten luftinjeksjon.

Ved 16 MW ble det observert en frekvenstopp som må antas å være en sugerørssøyle, i motsetning til sugerørspiskene ved dellast ble det ikke observert noen tegn til harmonier. Frekvenstoppene ved dellast var også mye spissere, mens frekvenstoppen ved overlast strakk seg utover et bredere frekvensområde, se figur 25. Målingene fra de forskjellige sensorene viste ved dette driftspunktet en tilnærmet identisk frekvenstopp, uavhengig av posisjon, se vedlegg 11.3 side 4. Ved dellast derimot viste målingene fra de forskjellige sensorene både forskjellige amplituder og harmonier avhengig av i hvilket av de fire planene sensoren stod, se vedlegg 11.3 side 1 og 2. Figur 8 og figur 9 gir en forklaring på dette, her ser vi at sugerørssøylen ved overlast holder sammen formen nedover i sugerøret, mens sugerørspisken ved dellast svinger rundt i konusen og vil derfor gi varierende målinger avhengig av posisjonen til sensoren.



Figur 25: Sugerørssøyle og løpehjulsfrekvens ved overlast.

Ved 9 MW og 11 MW økte amplituden jo lenger ned i sugerøret målingen ble gjort, mens ved de lavest driftspunktene, 7 MW og 8 MW, var amplituden forholdsvis lik ved alle målingene. I vedlegg 11.3 finnes en komplett oversikt over alle målingene gjort ved de forskjellige driftspunktene.

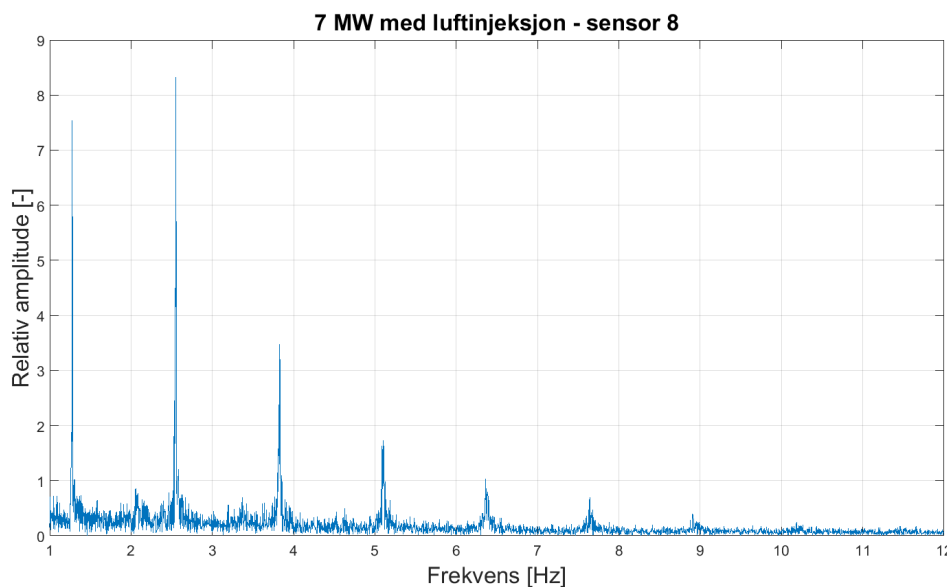
Ved driftspunktene hvor det oppstå sugerørsvirvel ble det også foretatt målinger hvor luft ble injisert i sugerøret gjennom navet til turbinen, se vedlegg 11.3 side 5 og 6. Målingene viser at denne luftinjeksjonen hadde liten effekt på sugerørsvirvelen, med unntak av driftspunktet 9 MW.

Driftspunkt [MW]	7	8	9	11
Sugerørsvirvelfrekvens [Hz]	1,278	1,232	1,038	0,952 og 1,078
Relativ frekvens, $f_r/f_n$ [-]	0,23	0,22	0,19	0,17 og 0,19

Tabell 10: Sugerørsvirvelfrekvensene ved Leirfossene kraftverk turbin 2, med luftinjeksjon.

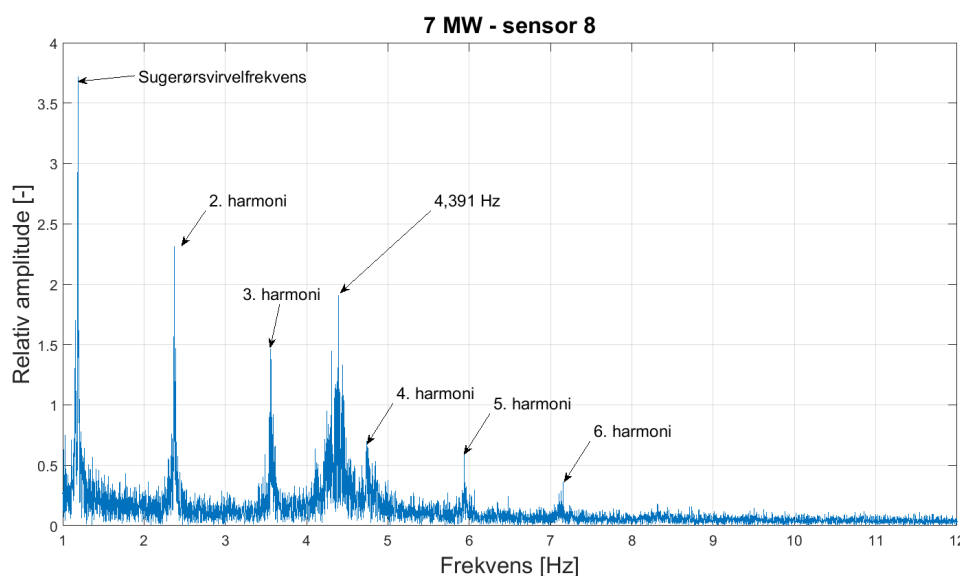
Ved 9 MW var sugerørsvirvelen kraftig redusert, men fortsatt til stede. Ved de andre driftspunktene var derimot sugerørsvirvelen fortsatt klart til stede, og målingene gjort lengst nede i sugerøret viste ved noen tilfeller helt opp til 7. harmoni av sugerørsvirvelfrekvensen, se figur 26.





Figur 26: Sugerørsvirvelfrekvensen og dens harmonier ved 7 MW effekt.

I tillegg til løpehjulsfrekvensen, løpehjulsskovlfrekvensen, sugerørsvirvelfrekvensen og deres harmonier ble det observert en frekvens ved driftspunktene 7 MW og 8 MW uten luftinjeksjon som skilte seg fra disse, se figur 27. Ved 7 MW var den 4,391 Hz og ved 8 MW var den 4,381 Hz. Ved hver av de to målingene var frekvenstoppen identisk hos alle sensorene og kan derfor ikke skyldes en sugerørspisk, se vedlegg 11.3 side 1.



Figur 27: Trykkpulsasjonsmåling ved 7 MW nederst i sugerøret.

Ved å se på svingningene som oppstod etter stenging ved Gibson-målingene viste det seg at trykkstøtfrekvensen både oppstrøms og nedstrøms lå rundt 0,1 Hz. Dette utelukker at frekvenstoppen stammer fra u-rørssvingninger i systemet.

Lignende frekvenser omtales i [Dröfler et al., 2013][1] som *selveksiterte oscillasjoner* og har blitt observert ved flere anledninger ved lav last. I de observerte

tilfellene lå den relative frekvensen i området 0,7 - 1 av løpehjulsfrekvensen, i dette tilfelle lå den rundt 0,8. Ved et av tilfellene som nevnes i [Dröfler et al., 2013] forsvant denne frekvenstoppen da det ble injisert luft i sugerøret gjennom navet på turbinen, det samme ble observert i dette tilfellet.

## 8 Diskusjon

### 8.1 Trykkpulsasjoner

Trykkpulsasjonsmålingene ved Nedre Leirfoss kraftverk viste at turbinen opererer fint ved designpunktet og ved driftspunktene like under og over. Ved svært lave laster oppstår det en sugerørsvirvelfrekvens, men dette er å forvente. Turbinen er godt designet for den bruk den er tiltenkt.

Trykkpulsasjonsmålingene ved Øvre Leirfoss viste et mer ustabil strømningsbilde enn målingene ved Nedre Leirfoss kraftverk. Det ble observert sugerørsvirvelfrekvens ved alle målepunktene, dog svært redusert ved antatt BEP. Konstant drift på designpunktet vil ikke by på særlig problemer, men turbinen er dårlig designet til å kjøre på andre driftspunkt.

Trykkpulsasjonsmålingene ved Leirfossene kraftverk viste sugerørsvirvelfrekvens, både ved injeksjon av luft og ikke, ved driftspunktene fra 7 MW og opp til 11 MW samt ved overlast. Luftinjeksjon viste ikke noen særlig forbedring av strømningsbilde ved disse driftspunktene, med unntak av den *selveksiterende* frekvenstoppen ved 7 og 8 MW som forsvant helt. I [Dröfler et al., 2013] nevnes det at flere lignende fenomener er blitt observert, og det gis flere mulige forklaringer. Siden denne frekvenstoppen kun ble observert ved to målepunkter og forsvant ved luftinjeksjon ble det ikke viet mye tid til å gå dette fenomenet i dybden.

Måleområdene som ble valgt var fra halvlast til maksimal last. Det kunne vært interessant å gå enda lenger ned i last og gjort målinger der. Spesielt ved Leirfossene ville det vært interessant å se om luftinjeksjonen har en større effekt ved lavere driftspunkt. Det hadde også vært ønskelige å gjort noen målinger mellom driftspunktene på 11 og 14 MW, her ble det et litt stort sprang fra dellast og opp til BEP og det hadde vært interessant å kartlegge dette området bedre for å finne maksimal last hvor det fortsatt var en tydelig sugerørspisk til stedet.

Det kom også tydelig fram fra målingene ved Leirfossene hvor viktig det er å måle trykkpulsasjoner flere steder i sugerøret, både nærme turbinen hvor frekvenstopper forårsaket direkte av turbinen kan fanges opp, og lengre ned i sugerøret hvor sugerørspisken er kraftigere.

### 8.2 Virkningsgrad

Ved pitot-rørmålingene gjort ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk ble usikkerhetene i målt virkningsgrad høye, spesielt ved Nedre Leirfoss hvor den ved enkelte tilfeller oversteg 5 %. Målingene med pitot-rør var også svært tidkrevende og til dels vanskelige å få til rent praktisk. Det ble mye krabbing rundt innløpsrøret for å få til målingene, og noen av målepunktene lot seg fysisk ikke gjennomføre. Målemetoden ga mye lærdom og kreves nok en del erfaring for å mestres fullt ut. Det hadde nok gitt en lavere usikkerhet og en mer nøyaktig virkningsgradskurve om man hadde foretatt en annen type måle, som for eksempel Gibsons metode.

Gibson-målingene ved Leirfossene kraftverk ble ikke tatt med i denne oppgaven, da de ikke var gyldige. Det ble brukt for lang tid på lukkingen og trykkoppbygningen

skjedde over et såpass stort tidsrom at mye av informasjonen forsvant. Dette gir et bilde på at kunnskapen knyttet til denne metoden i Norge ikke er god nok og hvor viktig det er å gjennomføre stengingen riktig. En måte dette kunne vært unngått på hadde vært om trykkmålingene ble behandlet underveis for å sjekke om de var gode nok, for så utbedre stengingsprosessen om resultatene ikke var tilfredsstillende.

Virkningsgradskurven som ble oppnådd med den termodynamiske metoden hadde en form som forventet med en topp i området rundt 14 MW effekt. Garantert virkningsgrad for turbinen er 94,2 % [21], noe som ble oppnådd ved de tre driftspunktene 14, 14,45 og 15 MW hvis man tar hensyn til usikkerheten i målingene.

Mye av bakgrunnen for denne oppgaven var å sammenligne bruken av Gibsons metode og den termodynamiske metode ved lav fallhøyde for å se om den termodynamiske metoden kan brukes i stedet for Gibson selv ved høyder under 100 meter fallhøyde. Siden Gibson-målingene gjort i anledning denne oppgaven ikke var brukende til dette formålet blir heller målingene fra den termodynamiske metode sammenlignet med tidligere Gibson-målinger.

I 2009 ble det utført virkningsgradsmålinger med Gibsons metode på begge turbinene ved Leirfossene kraftverk. [21] Under disse målingene ble virkningsgraden for turbin 2 kun kartlagt for 11 MW effekt og opp til 17 MW effekt, denne målingen ga derfor intet sammenligningsgrunnlag for målingene gjort ved 7, 8 og 9 MW effekt. I 2009-målingene ble det funnet en virkningsgrad innenfor garantien med en total usikkerhet på  $\pm 1,6\%$ , som ble antatt å gjelde for hele arbeidsområdet. De termodynamiske målingene utført i denne oppgaven hadde en systematisk usikkerhet i området  $\pm 1,3\%$ . Gibson-målingen fra 2009 og den termodynamiske målingen gjort i denne oppgaven gir veldig likt resultat og ligger godt innenfor hverandres usikkerhetsmargin.

Tar man også hensyn til den tilfeldige usikkerheten holder fortsatt målepunktene fra 14 MW effekt og opp til 17 MW effekt seg innenfor den samme usikkerhetsmarginen som i 2009-målingene ble brukt for hele arbeidsområdet. Ved lavere last blir den tilfeldige usikkerheten mer og mer dominerende og den totale usikkerheten blir nesten dobbelt så stor som usikkerheten beregnet i 2009-målingene på det verste. Dette setter spørsmålsteget ved hvorvidt den termodynamiske metoden er forsvarlig å benytte ved lav last og lav fallhøyde.

Det er vanskelig å sammenligne usikkerhetene i denne oppgaven med den funnet i 2009-målingene. I 2009-målingene ble det antatt én usikkerhet for hele arbeidsområdet, mens usikkerheten i denne oppgaven var veldig avhengig av driftspunktet. Det setter spørsmålsteget ved hvorvidt det er tilstrekkelig å beregne kun én usikkerhet for hele turbinens arbeidsområde, slik det ble gjort ved 2009-målingene.

## 9 Konklusjon

I Norge er det stor kunnskap rundt bruken av den termodynamiske metoden, både i bransjen og akademien. Dette gjør metoden attraktiv å benytte ved gunstige forhold. Kunnskapen rundt Gibsons metode er ikke like stor, så å arbeide for å utvide virkeområde for hvor den termodynamiske metoden er høyst ønskelig.

Et av målene i denne oppgaven var å sammenligne den termodynamiske metode og Gibsons metode ved lave fallhøyder. Siden Gibson-målingene i denne oppgaven ikke var gyldige ble derfor de termodynamiske målingene sammenlignet med tidligere Gibson-målinger fra den samme maskinen.

Resultatene fra denne oppgaven og resultatene fra Norconsult sine målinger i 2009[21] viser at den termodynamiske metoden presterer jevnt med Gibsons metode ved en fallhøyde på 58 meter, i området rundt designpunkt. Dette er en betraktelig lavere fallhøyde enn den som oppgis som minstefallhøyde for den termodynamiske metoden i IEC 41.

Usikkerhetsanalysen i denne oppgaven viste at den totale usikkerheten knyttet til virkningsgraden økte drastisk ved lavere last, sammenlignet med den konstante usikkerheten som ble antatt i 2009-målingene gjør dette den termodynamiske metoden lite egnet til å kartlegge hele arbeidsområdet til turbiner ved lave fallhøyder. Men, hvis man gjør som det ble gjort i 2009-målingene og baserer usikkerheten i hele arbeidsområdet på den funnet ved BEP presterer den termodynamiske metoden jevngodt med Gibsons metode.

Foruten virkningsgradsmålingene ble det foretatt målinger av trykkpulsasjoner i sugerøret ved de tre kraftverkene. Ut fra disse målingene kom det fram at turbinen ved Nedre Leirfoss kraftverk er godt designet og kan kjøre utenfor driftspunktet sitt uten store problemer knyttet til sugerørsvirvel i sugerøret. Turbinen ved Øvre Leirfoss var derimot vesentlig dårligere designet for variert drift, og det virker ikke som det er lagt altfor mye arbeid i å designe turbinen til drift utenfor BEP. Dette vil derimot ikke være noe stort problem siden disse to turbinene i all hovedsak kun skal kjøre på minstevannsføringa som er satt i denne delen av Nidelva, og vil derfor ikke måtte kjøre mye på variert last.

Ved Leirfossene kraftverk ble trykkpulsasjonsmålingen gått mer i dybden enn ved de to andre kraftverkene. Dette ble gjort siden dette kraftverket er ment å kunne kjøre på en variert last og fordi det har vært en del problemer knyttet til kjøring på dellast. Målingene fra Leirfossene viste at sugerørspisken var kraftig til stedet ved alle de målte dellast punktene, og at injeksjon av luft hadde liten effekt på dette.

## 10 Videre arbeid

Nye metoder for å bedre kunne beregne temperaturfordelingen i avløpet vil kunne gi lavere usikkerhet og en høyere nøyaktighet i virkningsgradsmålingene utført med den termodynamiske metoden.

Hvordan den tilfeldige usikkerheten påvirkes av driftspunktet burde gås mer i dybden. Det bør ikke være nok å kun finne usikkerheten ved et driftspunkt, og la dette gjelde for hele arbeidsområdet. En nøyaktig kartlegging av hele turbinens arbeidsområde er viktig for å optimalisere driften.

Ved Leirfossene kraftverk bør man gå mer i dybden angående pulsasjonsdempende tiltak, kanskje kan en forlengelse av turbinens kjerne eller finner langs veggen i sugerøret være en løsning.

Frekvenstoppen funnet ved 7 og 8 *MW* last ble ikke undersøkt i noen stor grad i denne oppgaven. For å forstå denne bedre bør det tas utgangspunkt i de tilfeller hvor lignende frekvenstopper har forekommet tidligere og sammenligne med dette tilfellet.

## References

- [1] Peter, Dröfler, Mirjam Sick, André Coutu. *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery*. Springer, 2013.
- [2] Jørgen Ramdal. *Efficiency measurements in low head hydro power plants*. NTNU, 2011.
- [3] Arne Kjølle. *Hydraulisk Måleteknikk*. NTNU, 2003.
- [4] International Electrotechnical Commission (IEC). *International standard IEC 41. Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*. Third Edition 1991.
- [5] Håkon Hjort Francke, Erik Jacques Wiborg. *Falltaps- og virkningsgradsmålinger ved Svean Kraftverk*. NTNU, 2005.
- [6] Arild Høydal. *Virkningsgradsmåling av en høytrykks Francis turbin*. NTNU, 2011.
- [7] Anders Jensen Aas. *Trykkpulsasjoner i høytrykks Francisturbiner*. NTNU, 2014.
- [8] <http://www.tu.no/nyheter/energi/2005/11/17/kraft-tabbe-for-trondheim>. Lesedato: 29.04.15
- [9] <http://bit.ly/1HZ9x29>. Lesedato: 29.04.15
- [10] <http://bit.ly/1PX3eNI>. Lesedato 29.04.15
- [11] Kari Haugan. *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*. NTNU, 2007
- [12] Carl Bergan. *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*. NTNU, 2013
- [13] Einar Kobro. *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*. NTNU, 2006
- [14] Sigurd Tangerud Haga *Dynamic load on High Head Francis turbines during start/stop*. NTNU, 2014
- [15] Audun Tovslid. *Trykkpulsasjoner i francisturbiner - sammenligning av modell og prototypmålinger*. NTNU, 2012

- [16] Håkon Hjort Francke. *Increasing hydro turbine operation range and efficiencies using water injection in draft tube*. NTNU, 2010
- [17] Mitsukiyo Murakami. *Vibration of Water Turbine when Air is admitted to its Draft Tube*. 1958
- [18] Ingeborg Lassen Bue. *Pressure pulsations and stress in a high head turbine - comparison between model and geometrically similar prototype*. NTNU, 2013
- [19] Øyvind Haukland Andresen. *Virkningsgradsmåling av vannturbiner*. NTNU, 2011
- [20] Harald Hulaas, Ole G. Dahlhaug. *Uncertainty analysis of Pressure-Time measurements*. 6<sup>th</sup> International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements, 2006
- [21] Harald Hulaas. *Turbinvirkningsgradsmålinger 8. - 12. desember 2009*. Norconsult, 2009



## 11 Vedlegg

### 11.1 Usikkerheten i den termodynamiske metode

Fremgangsmåten for å finne usikkerheten i den termodynamiske metoden er basert på standarden IEC 41. I dette vedlegget er det vist hvordan usikkerheten ble funnet for målingen utført ved 14 MW produksjon, som på forhånd ble antatt å være BEP. Metoden ble utført på samme viset ved de andre driftspunktene, bare med andre målte verdier. De usikkerhetsverdiene som ble antatt å være konstante for hvert driftspunkt er gitt i tabell 11.

Navn	Symbol	Usikkerhet	Kilde
Vannets tetthet	$\rho$	0,0 %	IEC 41
Trykk før turbinen	$p_1$	0,1 %	Produktmanual
Atmosfæretrykket	$p_{atm}$	0,01 %	Produktmanual
Vannstand nedstrøms	$h$	5 %	Antatt
Gravitasjonskonstanten	$g$	0,0 %	IEC 41
Høyde for trykkmåling $p_1$	$z_1$	0,05 m	Antatt
Høyde for trykkmåling $p_2$	$z_2$	0,05 m	Antatt
Vannets hastighet oppstrøms	$v_1$	1 %	Antatt
Vannets hastighet nedstrøms	$v_2$	1 %	Antatt
Isotermisk faktor for vann	$a$	0,20 %	IEC 41
Trykket i temp.proben oppstrøms	$p_{1-1}$	0,01 %	Produktmanual
Temperatur oppstrøms turbinen	$T_{1-1}$	0,001 K	Produktmanual
Temperatur nedstrøms turbinen	$T_{2-1}$	0,001 K	Produktmanual
Vannets hastighet oppstrøms temp.probe	$v_{1-1}$	5 %	Antatt
Vannets hastighet nedstrøms i temp.probe	$v_{2-1}$	5 %	Antatt
Høyde for trykkmåling $p_{1-1}$	$z_{1-1}$	0,05 m	Antatt
Høyde for trykkmåling $p_{2-1}$	$z_{2-1}$	0,05 m	Antatt
Energifordeling i vannet før turbinen	$E_{10}$	0,20 %	IEC 41
Energifordeling i vannet etter turbinen	$E_{20}$	0,60 %	IEC 41

Tabell 11: Konstante usikkerhetsverdier

#### 11.1.1 Systematisk usikkerhet

Ved en produksjon på 14 MW ble følgende systematiske usikkerhet beregnet:

$$f_{\eta} = \pm \frac{e_{\eta}}{\eta} = \pm \sqrt{f_{Eh}^2 + f_{Em}^2} = \pm 1,27\% \quad (11.1)$$

Denne usikkerheten ble igjen funnet ved å dele opp uttrykket for virkningsgraden og se på usikkerheten til hvert enkelt ledd, for så å summere disse ved hjelp RSS-metoden. Alle de forskjellige  $e$ -verdiene er oppgitt i  $J/kg$ .

Uttrykket for usikkerheten i hydraulisk energi blir:

$$f_{Eh} = \pm \frac{e_{Eh}}{E_h} = \pm \frac{\sqrt{e_{p_1}^2 + e_{p_2}^2 + e_{v_1}^2 + e_{v_2}^2 + e_{z_1}^2 + e_{z_2}^2}}{E_h} \quad (11.2)$$

Og uttrykket for usikkerheten i den mekaniske energien blir:

$$f_{Em} = \pm \frac{e_{Em}}{E_m} = \pm \frac{\sqrt{e_{E_p}^2 + e_{E_T}^2 + e_v^2 + e_z^2}}{E_m} \quad (11.3)$$

Videre tar vi for oss de forskjellige leddene og setter inn verdier. For den hydrauliske energien får vi følgende ledd:

$$e_{p_1} = \pm \frac{p_1}{\rho} \cdot f_{p_1} = \pm 0,705 \quad (11.4)$$

$$e_{p_2} = \pm \sqrt{\left(\frac{p_{atm}}{\rho} \cdot f_{p_{atm}}\right)^2 + \left(\frac{g \cdot h}{1000} \cdot f_h\right)^2} = \pm 0,0113 \quad (11.5)$$

$$e_{v_1} = \pm \frac{v_1^2}{2} \cdot f_{v_1} = \pm 0,138 \quad (11.6)$$

$$e_{v_2} = \pm \frac{v_2^2}{2} \cdot f_{v_2} = \pm 0,013 \quad (11.7)$$

$$e_{z_1} = \pm g \cdot z_1 = \pm 0,491 \quad (11.8)$$

$$e_{z_2} = \pm g \cdot z_2 = \pm 0,491 \quad (11.9)$$

$$f_{Eh} = \pm 100 \cdot \frac{0,999}{582,165} = \pm 0,17\% \quad (11.10)$$

For usikkerheten hos den mekaniske energien får vi følgende ledd:

$$e_{E_p} = \pm \sqrt{(a \cdot e_{p_{1-1}})^2 + (a \cdot e_{p_{2-1}})^2 + ((p_{1-1} - p_{2-1}) \cdot e_a)^2} = \pm 0,001 \quad (11.11)$$

hvor:

$$e_a = a \cdot f_a \quad (11.12)$$

$$e_{p_{1-1}} = \frac{p_{1-1}}{\rho} \cdot f_{p_{1-1}} \quad (11.13)$$

og

$$e_{p_{2-1}} = \pm \sqrt{\left(\frac{p_{atm}}{\rho} \cdot f_{p_{atm}}\right)^2 + \left(\frac{g \cdot h}{1000} \cdot f_h\right)^2} \quad (11.14)$$

$$e_{E_T} = \pm \sqrt{(C_p \cdot e_{\Delta T})^2 + ((T_{1-1} - T_{2-1}) \cdot e_{C_p})^2 + e_{E_{10}}^2 + e_{E_{20}}^2} = \pm 6,894 \quad (11.15)$$

hvor:

$$e_{\Delta T} = \pm \sqrt{e_{T_{1-1}}^2 + e_{T_{2-1}}^2} \quad (11.16)$$

$$e_{C_p} = \pm C_p \cdot f_{C_p} \quad (11.17)$$

$$e_{E_{10}} = \pm E_m \cdot f_{E_{10}} \quad (11.18)$$

og

$$e_{E_{20}} = \pm E_m \cdot f_{E_{20}} \quad (11.19)$$

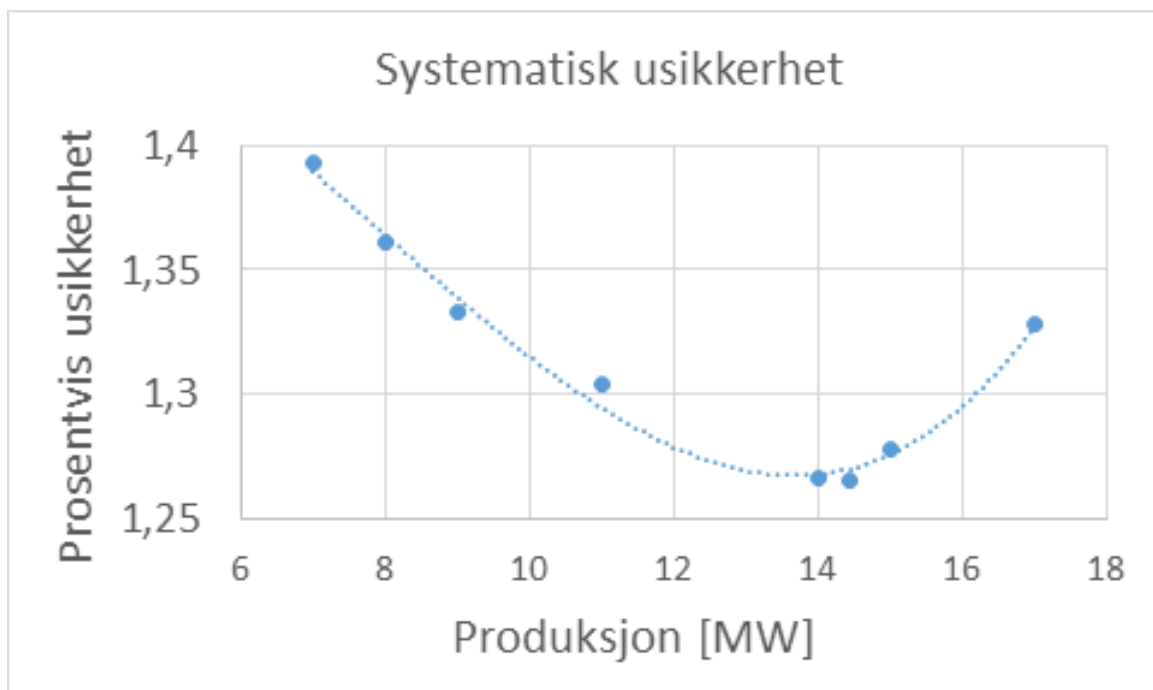
$$e_{E_v} = \pm \sqrt{(v_{1-1}^2 \cdot f_{v_{1-1}})^2 + (v_{2-1}^2 \cdot f_{v_{2-1}})^2} = \pm 0,084 \quad (11.20)$$

$$e_z = \pm \sqrt{(g \cdot e_{z-1-1})^2 + (g \cdot e_{z-2-1})^2} = \pm 0,693 \quad (11.21)$$

$$f_{E_m} = \pm 100 \cdot \frac{6,930}{552,135} = \pm 1,25\% \quad (11.22)$$

Den totale systematiske usikkerheten blir dermed:

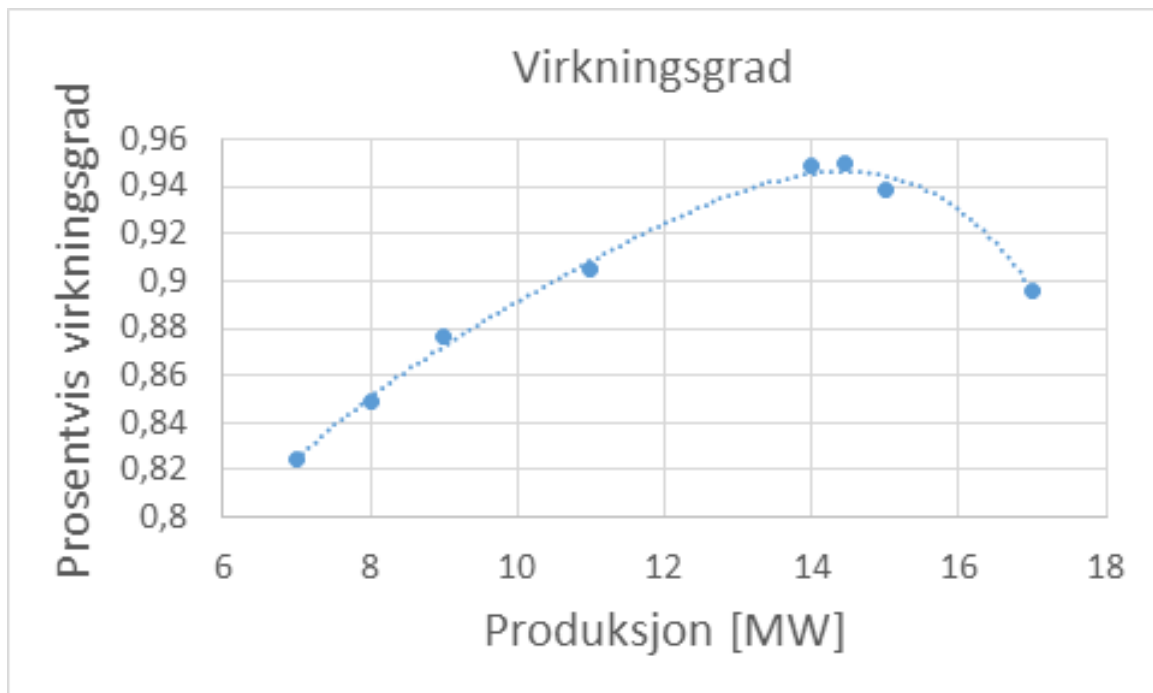
$$f_\eta = \pm \sqrt{0,17^2 + 1,25^2} = \pm 1,27\% \quad (11.23)$$



Figur 28: Den systematiske usikkerheten ved termodynamisk virkningsgradsmåling ved Leirfossene kraftverk

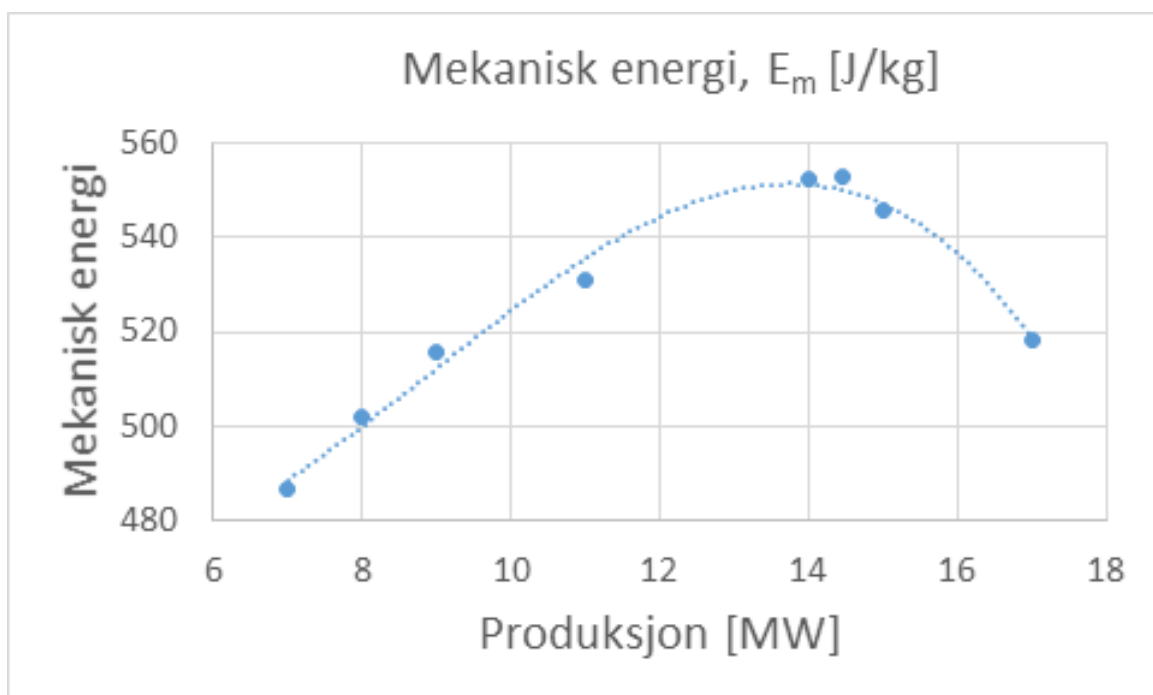
Figur 28 viser den systematiske usikkerheten ved de forskjellige målepunktene. For å finne regresjonslinja ble det benyttet tredje ordens polynomialfunksjon. Figuren

viser at det er liten variasjon i usikkerheten mellom de forskjellige målepunktene. Formen på usikkerhetskurva minner veldig om kurva for virkningsgraden i figur 29.



Figur 29: Virkningsgradskurve for Leirfossene kraftverk

Ligning 11.23 viser at den systematiske usikkerheten domineres av usikkerheten i den målte mekaniske energien for dette målepunktet. Dette gikk igjen ved de andre målepunktene også. Figur 30 viser den mekaniske energien ved de forskjellige målingene. Med  $f_{E_m}$  totalt dominerende i uttrykket for  $f_\eta$  får vi at den systematiske usikkerheten vil være tilnærmet omvendt proporsjonal med  $E_m$ , noe som kommer tydelig frem om man sammenligner figur 28 og 30.



Figur 30: Mekanisk energi ved Leirfossen kraftverk

### 11.1.2 Tilfeldig usikkerhet

For å finne den tilfeldige usikkerheten går man frem på samme måten, man ser på usikkerheten i hvert enkelt ledd for så å summere disse med RSS-metoden. Tilfeldig usikkerhet kommer av variasjoner i målingene, målingene som ble utført i forbindelse med virkningsgradsmålingene er oppgitt i tabell 12 sammen med standardavviket for hver måling gjort ved antatt BEP.

For å finne den tilfeldige usikkerheten i temperaturmålingene ble det sett på standardavviket i temperaturdifferansen og ikke standardavviket i de to absolutte temperaturene, dette ga en lavere usikkerhet siden variasjoner fanget opp både nedstrøms og oppstrøms turbinen ble luket vekk. Temperaturdifferansen mellom målepunktene vil være uavhengige av tid, og man kan derfor se bort fra kravet i IEC 41 om at temperaturvariasjonen ved hver enkel måleprobe ikke skal overskride 5 mK pr. minutt.

Navn	Symbol	Standardavvik
Trykk før turbinen	$p_1$	1,198399 kPa
Atmosfæretrykket	$p_{atm}$	0,005581 kPa
Trykket i temp.proben oppstrøms	$p_{1-1}$	0,753322 kPa
Temperaturdifferansen	$\Delta T$	0,000319 K

Tabell 12: Standardavvik fra målte verdier

For å holde oss innenfor et konfidensintervall på 95 % velger vi en student-t-faktor på 1,97, og ganger denne med standardavviket, for så å sette denne verdien inn i de samme ligningene som ble brukt for å finne den systematiske usikkerheten. I ligningene under representerer  $std(x)$  standardavviket til  $x$ .

$$e_{p_1} = \pm 1,97 \cdot std(p_1) \cdot \frac{p_1}{\rho} = \pm 1,664 \quad (11.24)$$

$$e_{p_{atm}} = \pm 1,97 \cdot std(p_{atm}) \cdot \frac{p_{atm}}{\rho} = \pm 0,001 \quad (11.25)$$

$$e_{p_{1-1}} = \pm 1,97 \cdot std(p_{1-1}) \cdot \frac{p_{1-1}}{\rho} = \pm 1,062 \quad (11.26)$$

$$e_{E_T} = \pm 1,97 \cdot std(E_T) \cdot C_p = \pm 2,643 \quad (11.27)$$

$$f_{E_h} = \pm \frac{\sqrt{e_{p_1}^2 + e_{p_{atm}}^2}}{E_h} = \pm 0,002859 \quad (11.28)$$

$$f_{E_m} = \pm \frac{\sqrt{e_{p_{1-1}}^2 + e_{p_{atm}}^2 + e_{E_T}^2}}{E_m} = \pm 0,005159 \quad (11.29)$$

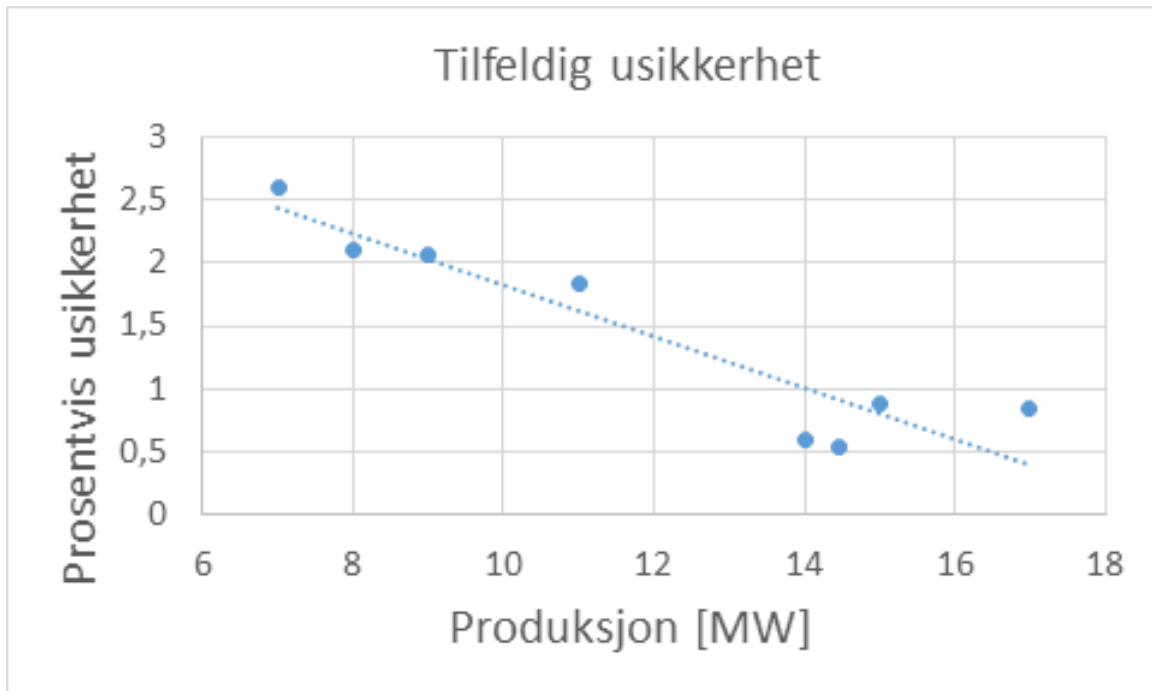
$$f_{tilfeldig} = \pm 100 \cdot \sqrt{f_{E_h}^2 + f_{E_m}^2} = \pm 0,59\% \quad (11.30)$$

Den totale usikkerhet for virkningsgraden ved antatt BEP blir dermed:

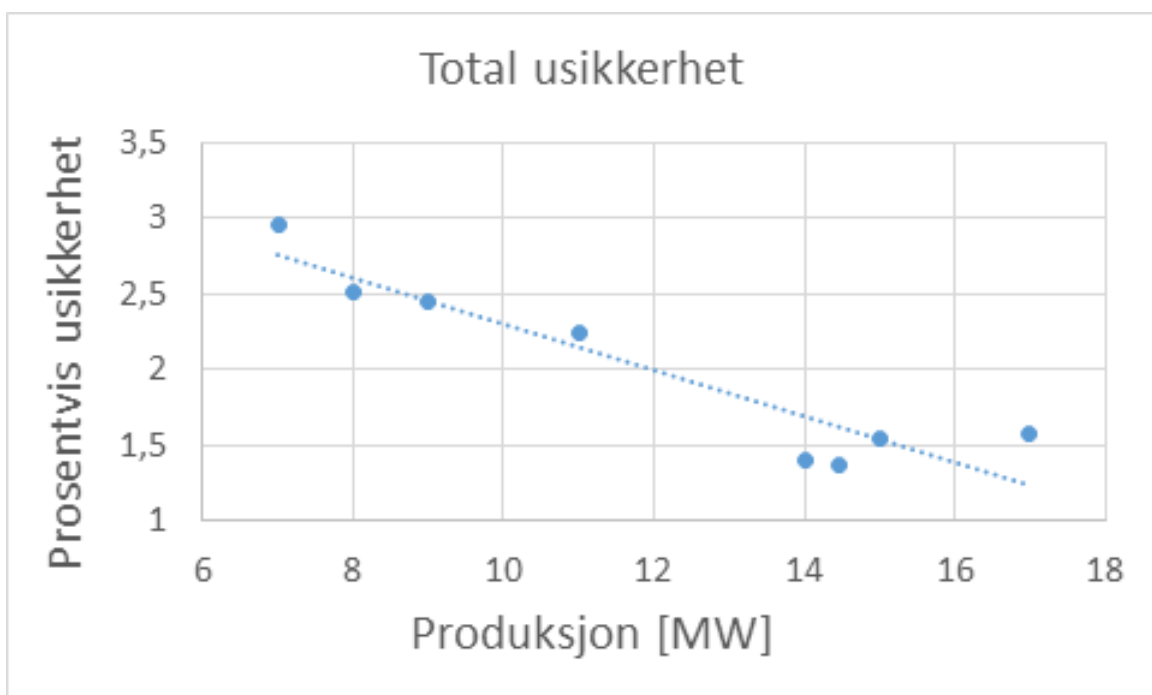
$$f_{total} = \pm \sqrt{f_{systematisk}^2 + f_{tilfeldig}^2} = \pm 1,40\% \quad (11.31)$$

Figur 31 viser at den tilfeldige usikkerheten er større ved lav last enn ved høy last, og lavest rundt BEP. Dette er fordi strømmingen er mer stabil ved driftspunkt rundt designpunktet og det blir dermed mindre utslag på trykk- og temperaturmålingene gjort ved disse driftspunktene.

Figur 32 viser den totale usikkerheten. Formen på kurva er omtrent den samme som kurva for tilfeldig usikkerhet, dette er fordi det var mye større utslag i den tilfeldige usikkerheten enn for den systematiske.



Figur 31: Tilfeldig usikkerhet for virkningsgraden ved Leirfossen kraftverk



Figur 32: Total usikkerhet for virkningsgraden ved Leirfossen kraftverk

## 11.2 Rapport om Virkningsgrad- og falltapsmålinger ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk

# Øvre Leirfoss og Nedre Leirfoss

## Virkningsgrad- og falltapsmålinger

Magni Fjørtoft Svarstad  
Carl Bergan  
Rakel Ellingsen  
Chirag Trivedi  
Anders Jensen Aas







POSTADRESSE	TELEFONER	TELEFAX
NTNU INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK Kolbjørn Hejes vei 1B N-7491 Trondheim - NTNU	Sentralbord NTNU: 73 59 40 00 Instituttkontor: 73 59 38 60 Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 57	Instituttkontor: 73 59 35 80

Rapportens tittel <b>Øvre Leirfoss og Nedre Leirfoss Virkningsgrads- og falltapsmåling</b>	Dato <b>03.04.09</b>
	Antall sider og vedlegg <b>23+31</b>
Forfatter <b>Magni Fjørtoft Svarstad Carl Bergan Rakel Ellingsen Anders Jensen Aas Chirag Trivedi</b>	Ansv. sign.  <b>Ole Gunnar Dahlhaug</b>
Avdeling <b>Institutt for energi- og prosesssteknikk Vannkraftlaboratoriet</b>	Rapportnummer <b>VKL 2015 / 1</b>
ISBN nr.	
Oppdragsgiver <b>STATKRAFT</b>	Oppdragsgivers ref. <b>Karl Henry Andersen</b>

I januar 2015 ble det gjennomført virkningsgradsmålinger og falltapsmålinger ved Øvre og Nedre Leirfoss. Målingene ble utført av studenter og ansatte ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU, med god hjelp fra ansatte i Statkraft.

Hastigheten til vannet ble målt ved hjelp av Pitot-rør.

Virkningsgraden ved bestpunktet ved Øvre Leirfoss ble målt til 92,44 %, og bestpunktet ble funnet ved et driftspunkt der turbineffekten var 2682 kW og fallhøyden var 32,78 m. Både virkningsgrad og usikkerhet i virkningsgrad ved Øvre Leirfoss er presentert i figur 1.

Ved Nedre Leirfoss ble virkningsgraden ved bestpunktet målt til 94,74 %, og i dette driftspunktet er effekten 2385 kW og fallhøyden 26,2 m. Både virkningsgrad og usikkerhet i virkningsgrad ved Nedre Leirfoss er presentert i figur 2.

Falltaptet fra øvre magasin og til innløpsventil ble målt ved både Øvre og Nedre Leirfoss, og resultatet er representert i figur 3 og 4.

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
Gruppe 1	Virkningsgradsmålinger	Efficiency measurements
Gruppe 2	Falltapsmålinger	Head loss measurements
Egenvalgte stikkord	Pitot-rør Usikkerhetsberegninger	Pitot tube Uncertainty calculations

## Sammendrag

I januar 2015 ble det gjennomført virkningsgradsmålinger og falltapsmålinger ved Øvre og Nedre Leirfoss. Målingene ble utført av studenter og ansatte ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU, med god hjelp fra ansatte i Statkraft.

Hastigheten til vannet ble målt ved hjelp av Pitot-rør.

Den høyeste virkningsgraden ved Øvre Leirfoss ble målt til 92,4 % med en usikkerhet på 2,35%. Ved dette driftspunktet var turbineffekten 2682 kW og fallhøyden var 32,8 m. Både virkningsgrad og usikkerhet i virkningsgrad ved Øvre Leirfoss er presentert i figur 1 i kapittel 2.

Den høyeste virkningsgraden ved Nedre Leirfoss ble målt til 94,7 % med en usikkerhet på 4,01%. Ved dette driftspunktet var turbineffekten 2385 kW og fallhøyden var 26,2 m. Både virkningsgrad og usikkerhet i virkningsgrad ved Nedre Leirfoss er presentert i figur 3 i kapittel 2.

Falltapet fra øvre magasin og til innløpsventil ble målt ved både Øvre og Nedre Leirfoss, og resultatet er representert i figur 5 og 6, i kapittel 2.

I tillegg ble det målt trykkpulsasjoner i sugerøret, hvor både løpehjulsfrekvensen og sugerørsvirvelfrekvens ble målt.

# Innhold

<b>Figurliste</b>	<b>6</b>
<b>Tabelliste</b>	<b>6</b>
<b>Symbolliste</b>	<b>7</b>
<b>1 Innledning</b>	<b>9</b>
<b>2 Resultat</b>	<b>10</b>
2.1 Virkningsgrad . . . . .	10
2.2 Falltap . . . . .	14
2.3 Trykkpulsasjoner . . . . .	16
2.4 Usikkerhet . . . . .	19
2.5 Kommentarer . . . . .	19
<b>3 Bakgrunn</b>	<b>20</b>
3.1 Om denne rapporten . . . . .	20
3.2 Måling av hastighet med Pitot-rør . . . . .	20
3.3 Personell . . . . .	20
<b>4 Målinger og avleste verdier</b>	<b>21</b>
4.1 Logg . . . . .	21
4.2 Målte verdier: Måleutstyr, arrangement og prosedyrer . . . . .	21
4.3 Avleste verdier . . . . .	22
<b>5 Kontroller og faste verdier</b>	<b>23</b>
5.1 Kontroller på anlegget . . . . .	23
5.2 Faste verdier . . . . .	23
<b>6 Beregninger</b>	<b>24</b>
6.1 Virkningsgrad . . . . .	24
6.2 Usikkerhet . . . . .	24
6.3 Falltap . . . . .	24
6.4 Trykkpulsasjoner . . . . .	24
<b>Referanser</b>	<b>25</b>
<b>Vedlegg</b>	<b>26</b>
A Virkningsgradsmåling . . . . .	27
B Måling av hastighet med Pitot-rør . . . . .	28
C Computational Fluid Dynamics . . . . .	32
D Falltap . . . . .	36
E Trykkpulsasjoner . . . . .	37
F Usikkerhet . . . . .	38
G Anleggsbeskrivelse . . . . .	39
H Faste verdier . . . . .	40
I Målinger og avleste verdier . . . . .	42
J Datablad Generator . . . . .	45
K Kalibreringsrapporter . . . . .	47
L Forventa Hill-diagram . . . . .	53
M Tegninger, Øvre Leirfoss . . . . .	55

N	Tegninger, Nedre Leirfoss . . . . .	59
---	-------------------------------------	----

## Figurliste

1	Virkningsgrad og vannføring som funksjon av effekt for Øvre Leirfoss. . . . .	10
2	Virkningsgrad som funksjon av vannføring samt garantikurven for Øvre Leirfoss. . . . .	11
3	Virkningsgrad og vannføring som funksjon av effekt for Nedre Leirfoss. . . . .	12
4	Virkningsgrad som funksjon av vannføring samt garantikurven for Nedre Leirfoss. . . . .	13
5	Falltap Øvre Leirfoss. . . . .	14
6	Falltap Nedre Leirfoss. . . . .	14
7	FFT-analyse av trykkmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss. . . . .	16
8	FFT-analyse av trykkmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss. . . . .	17
9	Pitot-rør innstallert ved Øvre Leirfoss. . . . .	28
10	Manometer og trykksensorene brukt til å finne hastighet. . . . .	29
11	Skisse av Pitot-rør, samt målepunkter og arealinndeling i rørtverrsnittet. . . . .	29
12	Modell av innløpstunnel ved Øvre Leirfoss. . . . .	32
13	Modell av innløpstunnel med synlig nett ved Øvre Leirfoss. . . . .	33
14	Modell av innløpstunnel med hastighetsprofil gjennom røret. . . . .	33
15	Sammenstilling av CFD analyse og hastighetsmåling. . . . .	34
16	Alle CFD-genererte hastighetsprofiler langs en linje fra ventil A til ventil C . . . . .	35
17	Alle CFD-genererte hastighetsprofiler langs en linje fra ventil B til ventil D. . . . .	35
18	Sugerørspisk . . . . .	37
19	Sugerørssøyle . . . . .	37
20	Forklaring av de ulike symbolene som ble brukt for å finne trykket ved avløpet av turbin . . . . .	40
21	Forklaring av symboler som ble brukt for å finne trykket ved innløpet av turbin . . . . .	40

## Tabelliste

1	Resultat fra Øvre Leirfoss. . . . .	10
2	Resultat fra Nedre Leirfoss. . . . .	12
3	Frekvensen av sugerørsvirvelen for de ulike driftspunktene for Øvre Leirfoss. . . . .	17
4	Frekvensen av sugerørsvirvelen for de ulike driftspunktene for Nedre Leirfoss. . . . .	18
5	Usikkerhet i virkningsgrad og falltap for Øvre Leirfoss. . . . .	19
6	Usikkerhet i virkningsgrad og falltap for Nedre Leirfoss. . . . .	19
7	Personer til stede under målingene. . . . .	20
8	Logg for målingene ved Øvre og Nedre Leirfoss. . . . .	21
9	Tabell over måleutstyret som ble benyttet under målingene. . . . .	21
10	Tabell over verdier som ble avlest fra skjerm i kontrollrommet i kraftverkene. . . . .	22
11	Informasjon om turbin og generator ved Øvre Leirfoss. . . . .	39
12	Informasjon om turbin og generator ved Nedre Leirfoss. . . . .	39
13	Kotehøyder og diametre for Øvre Leirfoss . . . . .	41
14	Kotehøyder og diametre for Nedre Leirfoss . . . . .	41
15	Målte og avleste verdier for Øvre Leirfoss. . . . .	42
16	Hastighet ved alle driftspunktene for Øvre Leirfoss. . . . .	43
17	Målte og avleste verdier for Nedre Leirfoss. . . . .	43
18	Hastighet ved alle driftspunktene for Nedre Leirfoss. . . . .	44

## Symbolliste

$A$	Tverrsnittsareal av rør	$m^2$
$c$	Hastighet	$m/s$
$e$	Usikkerhet	
$f$	Frekvens	$Hz$
$g$	Tyngdens akslerasjon	$m/s^2$
$H$	Fallhøyde	$m$
$k$	Falltapskoeffisient	
$P$	Effekt	$W$
$p$	Trykk	$kPa$
$Q$	Vannføring	$m^3/s$
$z$	Kotehøyde	$moh$

### Forkortelser

*BEP* Driftspunktet som antas å ha best virkningsgrad

*CFD* Computational Fluid Dynamics, simuleringsverktøy

*FFT* Fouriertransformasjon (Fast Fourier Transform)

*RSS* Root of the sum of the squares (brukt i forbindelse med usikkerhet)

### Greske bokstaver

$\phi$	Vinkel mellom aktiv og reaktiv effekt	$^\circ$
$\eta$	Virkningsgrad	—
$\omega$	Relativ usikkerhet	
$\rho$	Tetthet til vann	$kg/m^3$

### Subscript og superscript

0	Ved inntaket
1	Ved innløpet til turbin
2	Ved avløpet til turbin
$A$	En av de fire ventilene hvor Pitot-røret føres inn i tilløpsrøret
$B$	En av de fire ventilene hvor Pitot-røret føres inn i tilløpsrøret
$C$	En av de fire ventilene hvor Pitot-røret føres inn i tilløpsrøret
$D$	En av de fire ventilene hvor Pitot-røret føres inn i tilløpsrøret

<i>g</i>	Generator
<i>h</i>	Hydraulisk
<i>n</i>	Løpehjulsfrekvens
<i>r</i>	Reaktiv effekt
'	Vannivå
*	Kotehøyde
<i>t</i>	Turbin
<i>tap</i>	Falltap

# 1 Innledning

Som en del av faget BA8510 Falltapsanalyse, undervist ved NTNU, er det målt turbinvirkningsgrad, trykkpulsasjoner og falltap ved Øvre og Nedre Leirfoss i uken 12.-16. januar 2015. Målingene ble gjennomført av studenter ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU med god hjelp fra ansatte ved Statkraft.

Turbinvirkningsgraden ble målt ved hjelp av Pitot-rør for måling av hastigheten. Målemetode og resultater dokumenteres i denne rapporten.

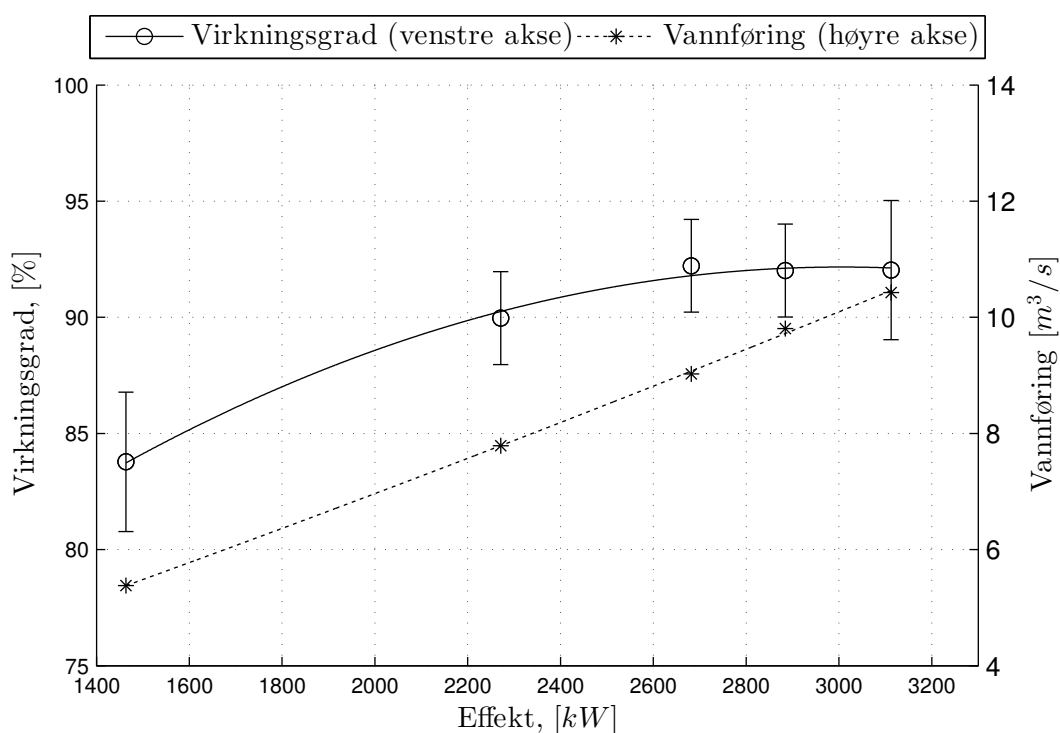


## 2 Resultat

### 2.1 Virkningsgrad

#### Øvre Leirfoss

Målt virkningsgrad og vannføring for de ulike driftspunktene er vist i figur 1 og i tabell 1, merk at fallhøyden ikke er konstant men samsvarer med fallhøyden under drift for de ulike punktene. Figur 1 presenterer også usikkerheten i de ulike driftspunktene.

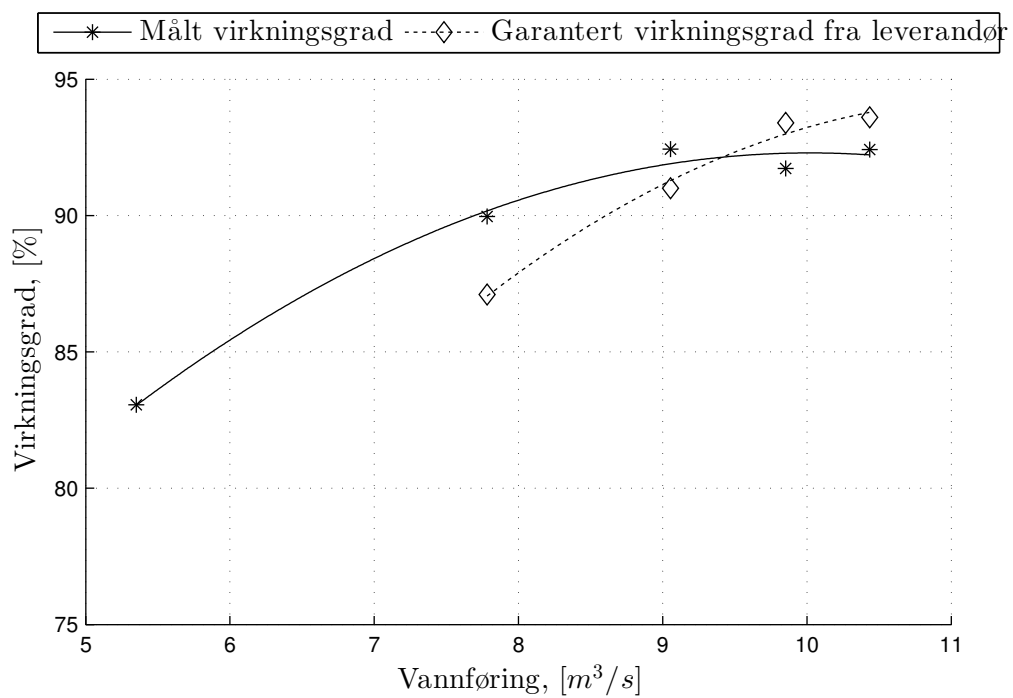


Figur 1: Virkningsgrad og vannføring som funksjon av effekt for Øvre Leirfoss.

Driftspunkt	Virkningsgrad $\eta_t$ [%]	Turbineeffekt $P_t$ [kW]	Generatoreffekt $P_g$ [kW]	Vannføring Q [m³/s]	Fallhøyde H [m]
0,5 BEP	83,1	1463	1401	5,4	33,4
0,7 BEP	90,0	2271	2198	7,8	33,0
0,9 BEP	92,4	2682	2602	9,0	32,7
BEP	91,7	2884	2799	9,8	32,7
BEP Rep	91,8	2885	2800	9,7	33,1
Maks	92,4	3112	3021	10,4	33,0

Tabell 1: Resultat fra Øvre Leirfoss.

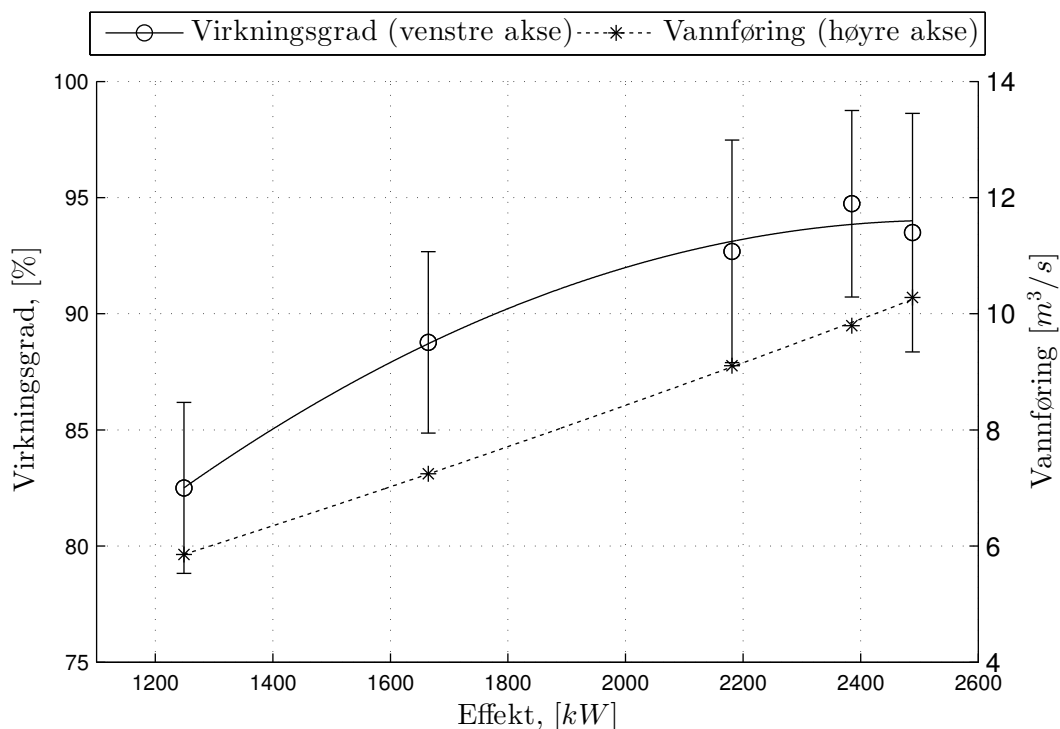
I figur 2 er den målte virkningsgraden og virkningsgraden fra garantien vist. Her er verdiene gitt ved konstant fallhøyde for å kunne sammenlignes med hverandre. Affinitetsligningen beskrevet i ligning 11, vedlegg A er brukt slik at alle driftspunkt blir presentert med samme fallhøyde.



Figur 2: Virkningsgrad som funksjon av vannføring samt garantikurven for Øvre Leirfoss.

## Nedre Leirfoss

Målt virkningsgrad og vannføring for de ulike driftspunktene er vist i figur 3 og i tabell 2, merk at fallhøyden ikke er konstant men samsvarer med fallhøyden under drift for de ulike punktene. Figur 3 presenterer også usikkerheten i de ulike driftspunktene.

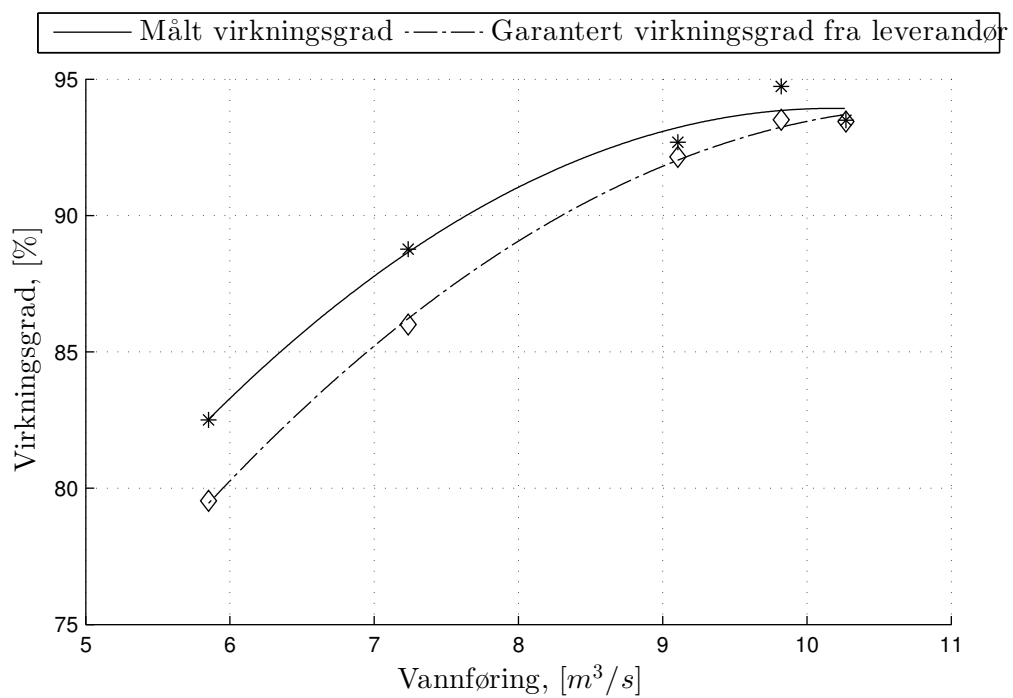


Figur 3: Virkningsgrad og vannføring som funksjon av effekt for Nedre Leirfoss.

Driftspunkt	Virkningsgrad $\eta_t$ [%]	Turbineffekt $P_t$ [kW]	Generatoreffekt $P_g$ [kW]	Vannføring Q [m³/s]	Fallhøyde H [m]
0,5 BEP	82,5	1248	1194	5,9	26,4
0,7 BEP	88,8	1664	1599	7,2	26,4
0,9 BEP	92,7	2181	2102	9,1	26,4
BEP	94,7	2385	2300	9,8	26,2
BEP Rep	92,0	2386	2301	10,0	26,4
Maks	93,5	2488	2399	10,3	26,4

Tabell 2: Resultat fra Nedre Leirfoss.

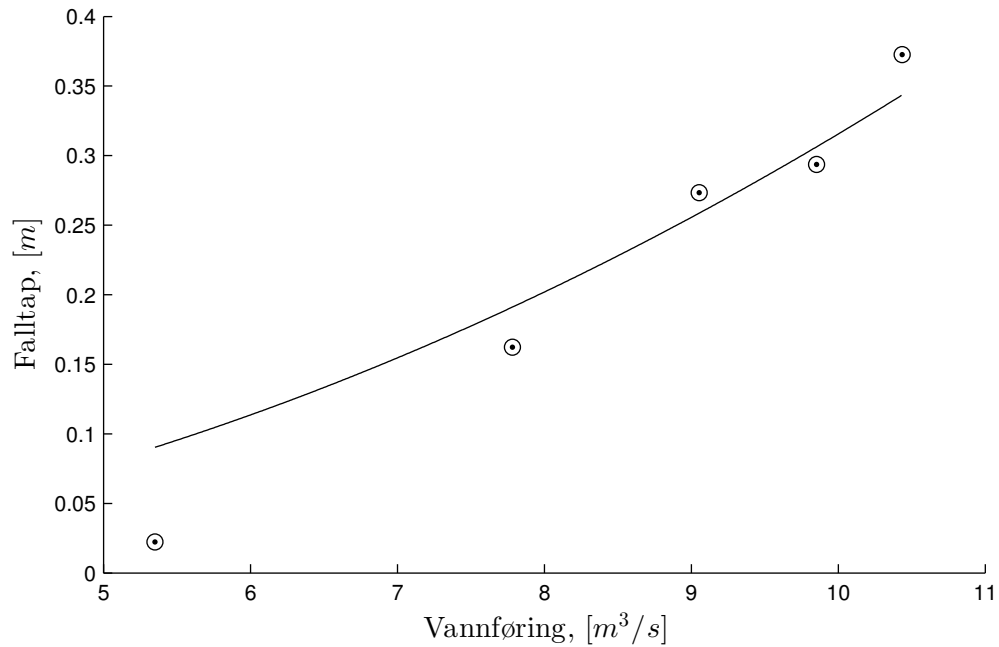
I figur 4 er den målte virkningsgraden og virkningsgraden fra garantien vist. Her er verdiene gitt ved konstant fallhøyde for å kunne sammenlignes med hverandre. Affinitetsligningene er også brukt her for at alle driftspunkt blir presentert med samme fallhøyde.



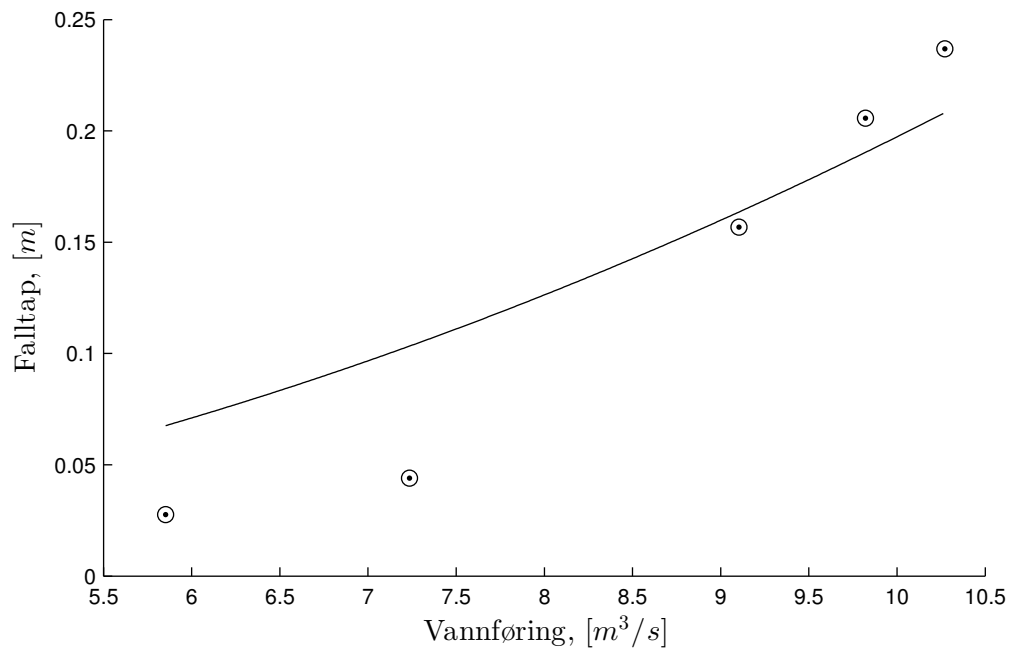
Figur 4: Virkningsgrad som funksjon av vannføring samt garantikurven for Nedre Leirfoss.

## 2.2 Falltap

Figur 5 og 6 viser falltapet i hhv. Øvre og Nedre Leirfoss. Falltapet i Nedre Leirfoss er lavere enn ved Øvre Leirfoss. Falltapskoeffisienten er sammenhengende mellom vannføring og falltapet,  $k = \frac{H_{tap}}{Q^2}$  som forklart i ligning 16, vedlegg D.



Figur 5: Falltap Øvre Leirfoss. Falltapskoeffisienten,  $k=0.0032$ .



Figur 6: Falltap Nedre Leirfoss. Falltapskoeffisienten,  $k=0.0020$ .

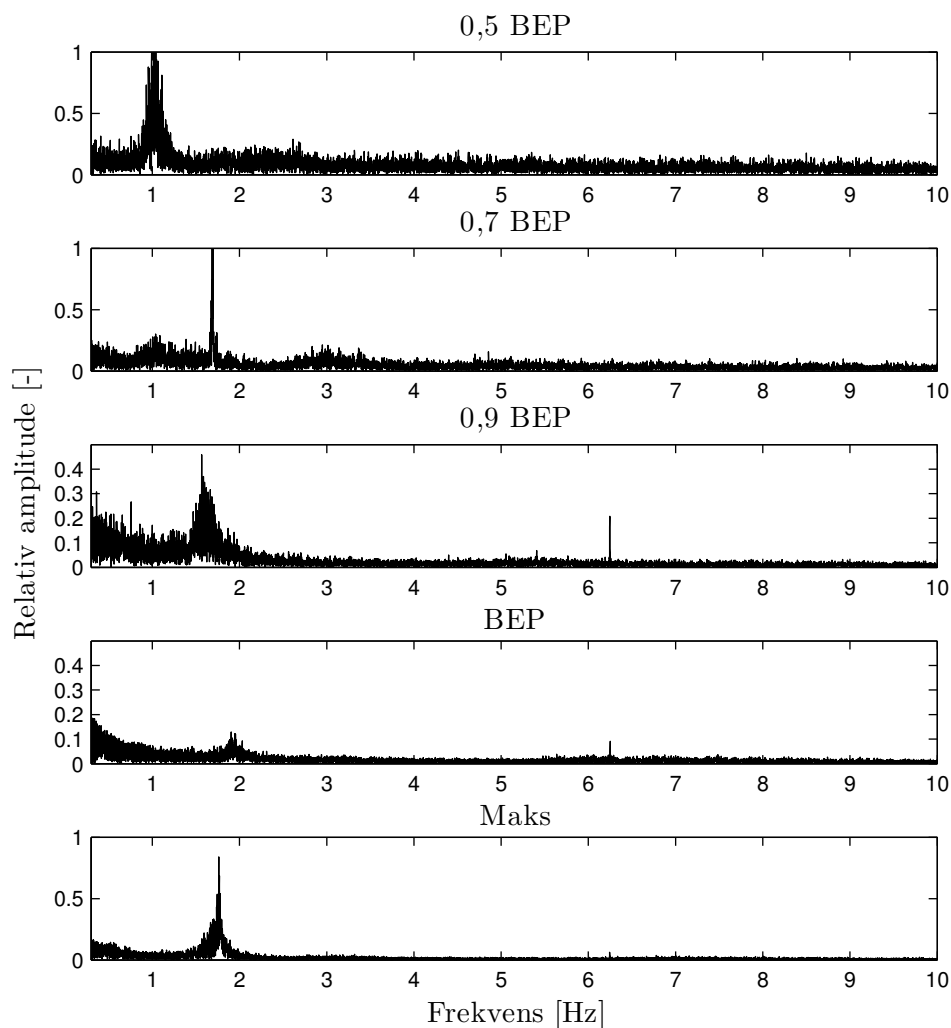
Det er verdt å merke seg at falltapet ved optimal drift av kraftverket (bestpunkt) ligger på rundt 0.3 m til 0.4 m, som er ca 1% av den tilgjengelige fallhøyden. Dette betyr at 1% av den

tilgjengelige energien, i dette tilfellet 100 kW, går tapt i den relativt korte vannveien.

## 2.3 Trykkpulsasjoner

Målingene av trykkpulsasjoner ble foretatt i sugerøret nedstrøms turbinen.

### Øvre Leirfoss



Figur 7: FFT-analyse av trykkmålingene gjort i sugerøret ved Øvre Leirfoss. Den relative amplituden indikerer energinivået i de observerte frekvensene i forhold til hverandre.

Ved Øvre Leirfoss ble det observert en svært dominerende lav frekvens. Denne må kunne antas å være sugerørsvirvelfrekvensen. Som man kan se utfra grafene var den til stedet ved alle målepunkter, dog svært svak ved antatt BEP.

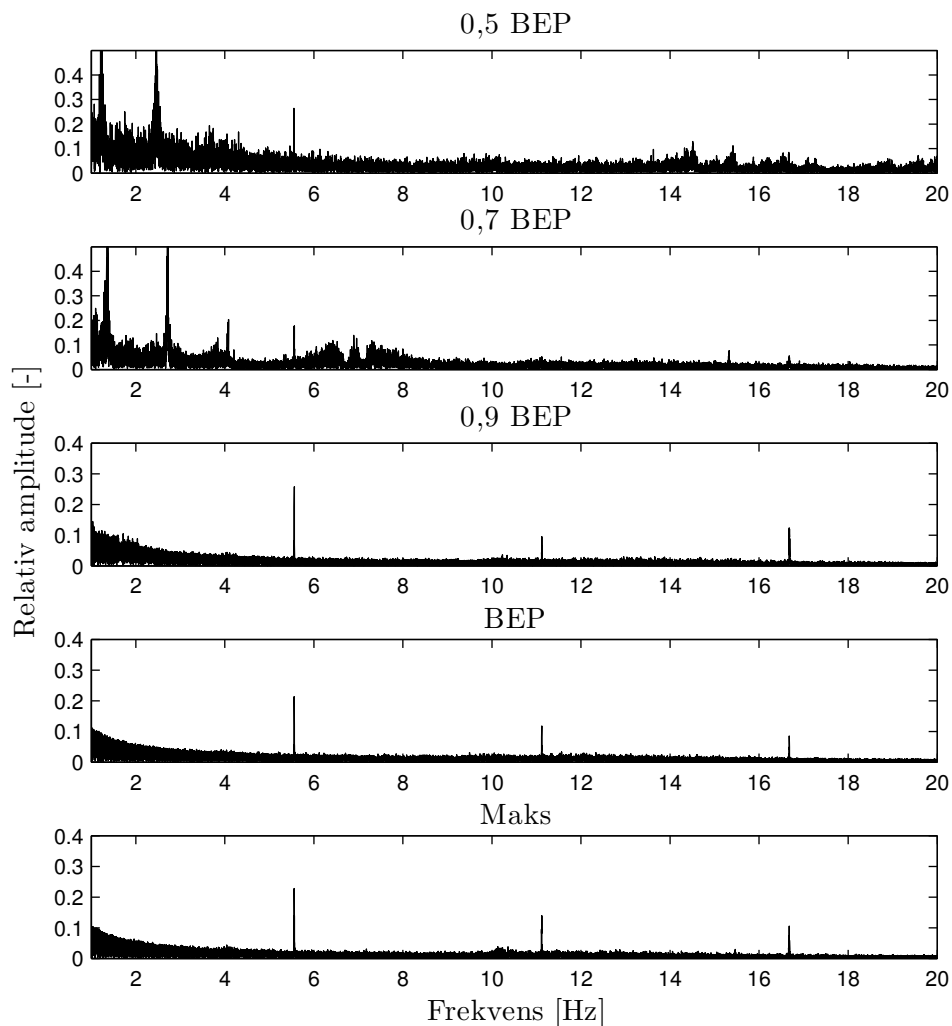
Ved antatt BEP ble det observert pulsasjoner med en frekvens like under 2 Hz. Disse små frekvenstoppene gir grunn til å tro at det fortsatt fantes roterende energi i strømmingen etter turbinen, også ved dette punktet. Dette tyder på at vi ikke befant oss nøyaktig på BEP for turbinen.

Den store toppen ved 1,76 Hz observert ved maksimal last kan være forårsaket sugerørssøyle. Pulsasjonene som er målt kommer av at denne søylen vil stå å pulsere.

Driftspunkt	Frekvens sugerørsvirvel [Hz]
0,5 BEP	0,93-1,11
0,7 BEP	1,70
0,9 BEP	1,57
BEP	1,95
Maks	1,75

Tabell 3: Frekvensen av sugerørsvirvelen for de ulike driftspunktene for Øvre Leirfoss.

### Nedre Leirfoss



Figur 8: FFT-analyse av trykkmålingene gjort i sugerøret ved Nedre Leirfoss. Den relative amplituden indikerer energinivået i de observerte frekvensene i forhold til hverandre.



Løpehjulsfrekvensen,  $f_n = 5,55$  Hz , ble observert ved alle driftspunktene på Nedre Leirfoss kraftverk. Det ble også observert 1. og 2. harmoni på målingene ved 0,9 BEP, BEP og Maks.

Sugerørsvirvelfrekvensen ble observert ved de to laveste driftspunktene, 0,5 BEP og 0,7 BEP. Det ble også observert en 1. og 2. harmoni ved disse målingene.

Driftspunkt	Frekvens sugerørsvirvel [Hz]
0,5 BEP	1,22
0,7 BEP	1,36
0,9 BEP	-
BEP	-
Maks	-

Tabell 4: Frekvensen av sugerørsvirvelen for de ulike driftspunktene for Nedre Leirfoss.

## 2.4 Usikkerhet

Usikkerhetene i virkningsgrad og falltap for Øvre Leirfoss er oppgitt i tabell 5. Usikkerhetene i virkningsgrad og falltap for Nedre Leirfoss er oppgitt i tabell 6.

Driftspunkt	Usikkerhet virkningsgrad [%]	Usikkerhet falltap [m]
0,5 BEP	2,98	0,03
0,7 BEP	2,24	0,04
0,9 BEP	2,35	0,02
BEP	2,08	0,01
BEP Rep	2,08	0,01
Maks	2,56	0,05

Tabell 5: Usikkerhet i virkningsgrad og falltap for Øvre Leirfoss.

Driftspunkt	Usikkerhet virkningsgrad [%]	Usikkerhet falltap [m]
0,5 BEP	3,68	0,10
0,7 BEP	3,91	0,07
0,9 BEP	4,79	0,01
BEP	4,01	0,01
BEP Rep	5,08	0,01
Maks	5,14	0,02

Tabell 6: Usikkerhet i virkningsgrad og falltap for Nedre Leirfoss.

I begge tilfellene var det usikkerheten i fallhøyde som var dominerende for usikkerheten i turbinvirkningsgrad. Til sammenligning, betrakt usikkerheten for BEP. På Øvre Leirfoss ligger den på 2,08%, mens den ligger på 4,01% på Nedre Leirfoss. Ved disse driftspunktene er usikkerheten i fallhøyde henholdsvis 2,4% og 4,22%. Dette skyldes stor spredning i trykkmålingen ved innløpet, men denne har ingen påvirkning på middelveien, og gir kun et utslag i den beregnede usikkerheten. Hadde usikkerheten i fallhøyde vært på 1%, ville usikkerheten i turbinvirkningsgrad blitt redusert til 1,00% for Nedre Leirfoss, og 0,9% for Øvre Leirfoss.

## 2.5 Kommentarer

Grunnet fysiske begrensinger ved Øvre Leirfoss ble hastighetene bare målt på én side av tilløpsrøret. I tillegg gjorde begrensinger i Pitot-røret at det innerste planlagte målepunktet ikke ble målt ved enkelte driftspunkter. For å kompensere for disse to svakhetene ved målingene, ble resultatene fra målingene ved Øvre Leirfoss supplert med resultater fra Computational Fluid Dynamics (CFD). Vedlegg C gir en kort beskrivelse av hva CFD er og hvordan den er brukt for å supplere målingene gjort ved Øvre Leirfoss.

## 3 Bakgrunn

### 3.1 Om denne rapporten

Denne rapporten beskriver utførte målinger ved Øvre og Nedre Leirfoss kraftverk. Målingene ble gjennomført 12.-16. januar 2015. Virkningsgradsmålingene ble gjennomført ved hjelp av Pitot-rør. I tillegg ble det målt falltap i rørgaten fra varegrind til turbin, samt trykkpulsasjoner i sugerøret.

### 3.2 Måling av hastighet med Pitot-rør

Måleprinsippet for måling av hastighet med Pitot-rør er å måle differansen mellom stagnasjonstrykket og det statiske trykket. Denne differansen brukes til å finne vanhastigheten. Ved å måle differansetrykket på flere punkter innover i rørtverrsnittet kan vi regne oss frem til gjennomsnittshastigheten i røret. Denne hastigheten brukes så videre for å finne vannføring og, sammen med andre verdier, virkningsgraden til turbinen. Dette er beskrevet i mer detalj i vedlegg A: Virkningsgradsmåling og vedlegg B: Måling av hastighet med Pitot-rør.

### 3.3 Personell

Målingene ble utført av:

Navn	Bedrift	Stilling
Magni Fjørtoft Svarstad	NTNU	Stipendiat
Carl Bergan	NTNU	Stipendiat
Rakel Ellingsen	NTNU	Stipendiat
Peter Joachim Gogstad	NTNU	Stipendiat
Anders Jensen Aas	NTNU	Student
Ole Gunnar Dahlhaug	NTNU	Professor
Bård Brandåstrø	NTNU	Senioringeniør
Chirag Trivedi	NTNU	Post doc.
Karl Henry Andersen	Statkraft	Elektroingeniør
Roy Eidsaune	Statkraft	Tekniker

Tabell 7: Personer til stede under målingene.

## 4 Målinger og avleste verdier

### 4.1 Logg

Tabell 8 beskriver tidsplanen for målingene ved Øvre og Nedre Leirfoss.

Dato	Tid	Beskrivelse
07.1.2015	09:00-16:00	Øvre Leirfoss: opprigging av utstyr
12.1.2015	08:30-11:00	Øvre Leirfoss: rensing av rist, forberedelser
12.1.2015	11:00-17:00	Øvre Leirfoss: målinger
13.1.2015	09:00-19:00	Øvre Leirfoss: målinger
14.1.2015	08:30-13:00	Nedrigging ved Øvre Leirfoss, opprigging ved Nedre Leirfoss
14.1.2015	13:00-21:00	Nedre Leirfoss: målinger
15.1.2015	08:30-17:00	Nedre Leirfoss: målinger
15.1.2015	17:00-18:00	Nedre Leirfoss: nedrigging

Tabell 8: Logg for målingene ved Øvre og Nedre Leirfoss.

### 4.2 Målte verdier: Måleutstyr, arrangement og prosedyrer

Tabell 9 viser hva som er målt (trykk og vannstand), variabelnavnene til måleverdiene og hva slags måleutstyr som er benyttet. Måleverdiene finnes i vedlegg I

Måling av	Spesifikasjon	Variabel	Måleutstyr	Serienummer
Trykk	Innløp turbin	$p_1'$	Druck	Z00071/01
	Differansetrykk, Pitot		PTX120/Druck	2612066
	Differansetrykk, Pitot		Fuji Electric	A5A5304F
	Trykkpulsasjoner, Sugerør		PTX610	SN2184828
	Trykkpulsasjoner, Sugerør		PTX610	SN2184832
	Trykkpulsasjoner, Sugerør		PTX610	SN4091551
	Trykkpulsasjoner, Sugerør		PTX610	SN4091553
Vannstand	Ved utløpet av sugerør	$z_2^* - z_2'$	Målebånd	

Tabell 9: Tabell over måleutstyret som ble benyttet under målingene.

### Vannføring og hastighet

Vannføring og vannhastighet ble funnet ved hjelp av to Pitot-rør, og denne metoden er utdypet i vedlegg B. Kort fortalt så blir et Pitot-rør brukt til å finne forskjellen mellom stagnasjonstrykket og det statiske trykket i et punkt, og denne trykkforskjellen kommer av hastigheten til vannet. Denne hastigheten kan så regnes ut med en enkel formel. To differansetrykkmålere ble benyttet til å måle differansetrykket mellom stagnasjonstrykket og det statiske trykket for de to Pitot-rørene, se tabell 9.

Pitot-rørene målte flere punkter innover i røret, og avstanden mellom punktene er valgt på en slik måte at hvert punkt representerer like store tverrsnittsareal.

Det ble på forhånd satt inn fire ventiler der Pitot-rørene kunne stikkes inn, og ventilene fordelt rundt trykkørret rett ved innløpet av turbin. Pga praktiske begrensninger ble det bare målt ved to innstikk på Øvre Leirfoss.

Programvaren LabVIEW ble brukt til å behandle data, og signalene fra de to differansetrykksen-

sorene ble registrert med en loggefrekvens på 100 Hz. Resultatet ble skrevet til fil, og gjennomsnittet av alle verdiene ble brukt i utregningene.

### Trykk ved innløp av turbin

$p_1'$  ble målt med en trykksensor ved innløpet. For å komme frem til trykket i rørets senterlinje ble ligning 21, vedlegg A brukt.

### Trykk ved utløpet av turbin

$p_2$  er avhengig av vannstanden ved avløpet av turbin, og avstanden fra et punkt med kjent kotehøyde og til vannet ved avløpet ble derfor målt. Denne variabelen har symbolet  $z_2^*-z_2'$ . Vedlegg H viser med figur og symboler hvordan denne verdien ble regnet ut, og de nødvendige kotene er å finne i samme vedlegg.

### Trykkpulsasjoner

Trykkpulsasjonene ble målt med fire trykksensorer av typen PTX610, med en loggefrekvens på 100 Hz. Disse ble plassert i samme plan i sugerøret nedstrøms turbinen.

## 4.3 Avleste verdier

Tabell 10 viser en oversikt over verdiene som ble lest fra skjerm i kontrollrommene i kraftverkene. Variabelnavnet er også spesifisert i tabellen. Vedlegg I viser de avleste verdiene fra målingene.

Måling av	Spesifikasjon	Variabel
Effekt	Generatoreffekt, aktiv	$P_g$
	Generatoreffekt, reaktiv	$P_{g,r}$
Vannstand	Ved inntaket	$z_0$

Tabell 10: Tabell over verdier som ble avlest fra skjerm i kontrollrommet i kraftverkene.

### Effekt

I utregning av virkningsgrad er det nødvendig å finne både den aktive effekten levert fra generator ( $P_g$ ) og virkningsgraden til generator ( $\eta_g$ ).  $\eta_g$  ble funnet i databladet til generator, der  $\eta_g$  er gitt som funksjon av  $P_g$  og  $\cos(\phi)$ .  $\phi$  er vinkelen mellom aktiv- og reaktiv effekt, og det var derfor nødvendig å finne både aktiv- og reaktiv effekt for å kunne regne ut  $\eta_g$ . Aktiv- og reaktiv effekt levert fra generator ble derfor avlest fra skjerm i kontrollrommet ved kraftverkene. Dette ble gjort to ganger per driftspunkt, og gjennomsnittet av de avleste verdiene ble brukt i utregningene.

### Vannstand ved inntak

Vannstanden ved inntaket inngår i utregningen av falltapet, og denne verdien ble derfor avlest fra skjerm i kontrollrommet ved kraftverket. Det ble også gjennomført en kontroll av om den avleste verdien stemte, og dette er utdypet i neste kapittel.

## 5 Kontroller og faste verdier

Dette kapitlet fokuserer på kontroller utført ved kraftverkene, samt de faste verdiene som inngår i utregningen av virkningsgrad og falltap.

### 5.1 Kontroller på anlegget

To kontroller ble utført ved kraftverkene, og de er presentert her.

#### Visuell inspeksjon

Det ble gjennomført visuelle inspeksjoner i spiraltromma ved begge kraftverkene, og tillegg ble det utført inspeksjon fra sugerørsida av turbin ved Øvre Leirfoss. Ved Nedre Leirfoss var det vann ved mannhullet ved sugerørssida, og det ble derfor ikke gjennomført inspeksjon der. Det ble ikke oppdaget noe spesielt under inspeksjonene.

#### Nivåmåler ved inntaket

Vannivået ved innløpet til kraftverkene ble målt med en allerede installert nivåmåler, og verdien ble vist på skjerm i kontrollrommet. Nivåmåleren ble kontrollert en gang for hvert kraftverk. Dette ble gjort ved å måle avstanden fra et punkt med kjent kotehøyde til vannoverflaten, og denne avstanden ble deretter trukket fra den kjente kotehøyden. Dette ble gjort samtidig med avlesing av verdien i kontrollrommet, og de to verdiene viste seg da å være like.

### 5.2 Faste verdier

Med faste verdier menes her verdier som ikke endrer seg under målingene, og disse verdiene er presentert her.

#### Koter

De fleste av kotene som er nødvendige for å regne ut virkningsgrad og falltap, ble funnet ved å studere kraftverkstegninger. Kote til trykksensor på innløpet ( $z_1'$ ) ble derimot funnet ved hjelp av koter fra tegninger, i tillegg til at avstanden fra sensor og til en kjent kotehøyde ble målt. Nødvendige kotehøyder er oppgitt i vedlegg H.

#### Tverrsnittsareal av rør

Diameteren av rør ved innløp og avløp av turbin ble funnet ved å hjelp av kraftverkstegninger, og tverrsnittsarealet ble deretter regnet ut. Vedlegg H oppgir de nødvendige diameterene.

#### Konstanter

Tyngdens akselerasjon ( $g$ ) og tettheten til vann ( $\rho$ ) er nødvendige i utregningene, og begge er antatt konstante.  $g$  ble satt til  $9,81 \text{ m/s}^2$ .  $\rho$  er satt til  $999,972 \text{ kg/m}^3$  og denne verdien ble funnet i White [1].

## 6 Beregninger

Dette kapitlet vil kort presentere de ulike beregningene som er utført.

### 6.1 Virkningsgrad

Ligning 1 viser hvordan virkningsgraden er regnet ut, og vedlegg A utleder og forklarer denne ligningen nærmere.

$$\eta = \frac{P_g}{P_h \cdot \eta_g} = \frac{P_g}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_g} \quad [-] \quad (1)$$

### 6.2 Usikkerhet

Usikkerheten for virkningsgrad regnes vha usikkerheten i de målte verdiene. Usikkerheten for virkningsgraden blir vist i ligning 2.

$$\omega_\eta = \left( \left[ (\omega_{P_g})^2 + (\omega_{\eta_g})^2 + (\omega_\rho)^2 + (\omega_g)^2 + (\omega_H)^2 + (\omega_Q)^2 \right] \right)^{1/2} \quad [-] \quad (2)$$

I dette tilfellet er det usikkerheten i fallhøyde  $H$ , som er mest dominerende. For en mer detaljert beskrivelse, se vedlegg F.

### 6.3 Falltap

Ligning 3 viser hvordan falltapedet er regnet ut, og vedlegg D forklarer denne ligningen og falltap nærmere.

$$H_{tap} = \frac{1}{\rho \cdot g} (p_0 - p_1) + \frac{1}{2 \cdot g} (c_0^2 - c_1^2) + (z_0 - z_1) \quad [\text{m}] \quad (3)$$

### 6.4 Trykkpulsasjoner

Ligning 4 viser utregningen av løpehjulsfrekvensen,  $f_n$ .

$$f_n = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

$n$  er turtallet målt i RPM.

## Referanser

- [1] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, 6th edition, 2009.
- [2] Arne Kjølle. *Hydraulisk Måleteknikk*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2003.
- [3] Anthony J Wheeler and A. R Ganji. *Introduction to engineering experimentation*. Pearson Education, Upper Saddle River, N.J.; Harlow, 2009.



## Vedlegg

## A Virkningsgradsmåling

Teorien og fremgangsmåten i dette vedlegget er hentet fra kompendiet ”Hydraulisk Måleteknikk” av Arne Kjølle [2].

Virkningsgraden til en turbin forteller hvor stor del av den tilgjengelige hydrauliske effekten som blir overført til mekanisk effekt på turbinakselen:

$$\eta = \frac{P}{P_h} \quad [-] \quad (5)$$

$\eta$  er her virkningsgrad,  $P$  er effekt levert fra løpehjul til akselen og  $P_h$  er den tilgjengelige hydrauliske effekten. Det er vanlig å bruke effekten levert fra generator,  $P_g$ , og generatorvirkningsgraden,  $\eta_g$ , til å finne  $P$ :

$$P = \frac{P_g}{\eta_g} \quad [\text{W}] \quad (6)$$

$P_h$  fra ligning 5 er gitt av ligning 7.

$$P_h = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad [\text{W}] \quad (7)$$

I ligning 7 er  $\rho$  tettheten til vann,  $g$  er gravitasjonskonstanten,  $H$  er tilgjengelig fallhøyde og  $Q$  er vannføringen.  $\rho$  og  $g$  måles ikke og antas å være konstante og kjente under forsøkene. For å finne  $H$  og  $Q$  er det nødvendig med målinger og utregninger. For å finne  $Q$  benyttes det Pitot-rør.  $H$  regnes ut ved å bruke Bernoulli fra punkt 1 oppstrøms turbin til punkt 2 nedstrøms turbin, og ligningen er vist i ligning 8.

$$H = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + z_1 - z_2 \quad [\text{m}] \quad (8)$$

$c$  er her hastighet,  $p$  er trykk, og  $z$  er kotehøyde.  $c_1$  blir regnet ut ved hjelp av Pitot-rør, og  $c_2$  blir regnet ut ved å benytte massebevarelse:

$$c_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{c_1 \cdot A_1}{A_2} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (9)$$

$A$  er her tverrsnittsarealet av røret.  $p_1$  blir målt med trykksensor og  $p_2$  måles ved nivåmåling.  $z_1$  og  $z_2$  finnes fra tegninger over kraftverkene.

Ved å kombinere ligning 5, 6 og 7, får man ligning 10:

$$\eta = \frac{P_g}{P_h \cdot \eta_g} = \frac{P_g}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_g} \quad [-] \quad (10)$$

Fallhøyden varierer for de ulike målingene, og for å kunne sammenligne resultatene, blir derfor effekt og vannføring korrigert mot fallhøyden i henhold til affinitetsligningene:

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \quad [-] \quad (11)$$

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad [-] \quad (12)$$

## B Måling av hastighet med Pitot-rør

### Generelt

Et Pitot-rør brukes for å finne hastigheten i et punkt i en strømning, og det gjøres ved å måle forskjellen mellom stagnasjonstrykket og det statiske trykket i det aktuelle punktet. Stagnasjonstrykket måles der hastigheten er null, og det statiske trykket måles langs rørveggen. Ligning 13 viser Bernoullis ligning for et Pitot-rør når hastigheten i stagnasjonspunktet er null.

$$p_{statisk} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2 \approx p_{stagnasjon} \quad [\text{kg s}^{-2} \text{ m}^{-1}] \quad (13)$$

Uttrykket for hastigheten  $c$  finnes ved hjelp av ligning 13, og resultatet er gitt i ligning 14.  $Q$  kan deretter regnes ut ved hjelp av ligning 9.

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{stagnasjon} - p_{statisk})}{\rho}} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (14)$$

### Måleoppsett

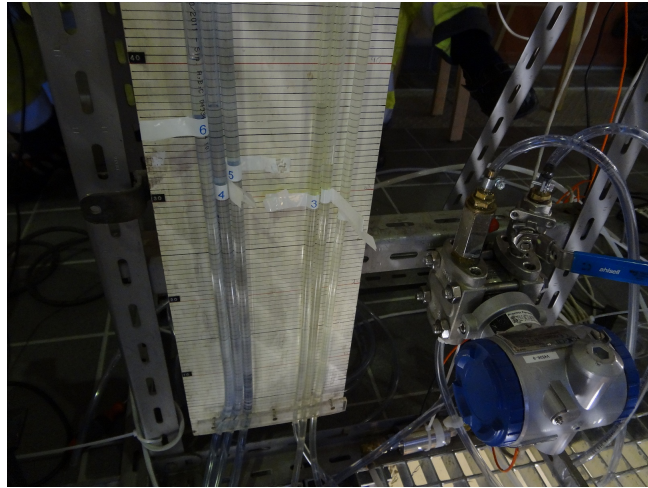
Figur 9 viser et av Pitot-rørene installert ved Øvre Leirfoss.



Figur 9: Pitot-rør installert ved Øvre Leirfoss.

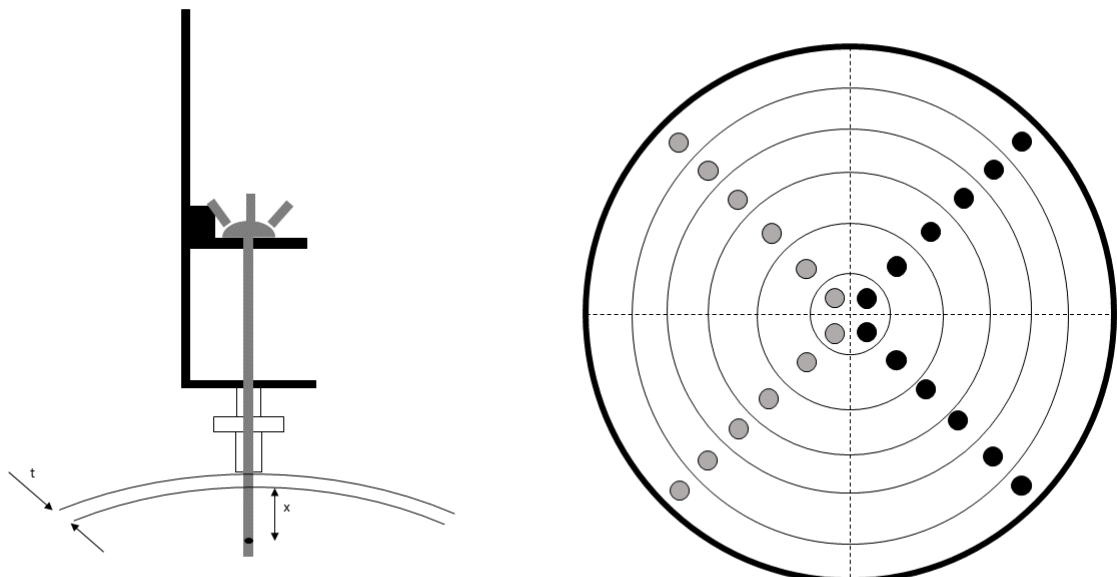
Pitot-røret er det tynne røret med tre plastslanger på enden, og de tre slangene er koblet til manometer og trykksensorer. En av slangene er det totale trykket, de to andre måler det statiske trykket. Årsaken til at man har to punkter for å måle det statiske trykket er for å kunne rette opp Pitot-røret slik at det står rett i strømningen. De to punktene som måler det statiske trykket skal da gi samme trykk.

Det ble brukt en differansetrykksensor per Pitot-rør, og denne sensoren målte forskjellen mellom det totale trykket og et av de statiske trykkene. Begge de statiske trykkene og det totale trykket var koblet til et manometer, og manometeret ble brukt til å lese av forskjellen mellom de statiske trykkene. Denne forskjellen skal være tilnærmet null, og Pitot-røret ble snudd til forskjellen mellom de to statiske trykkene var neglisjerbar.



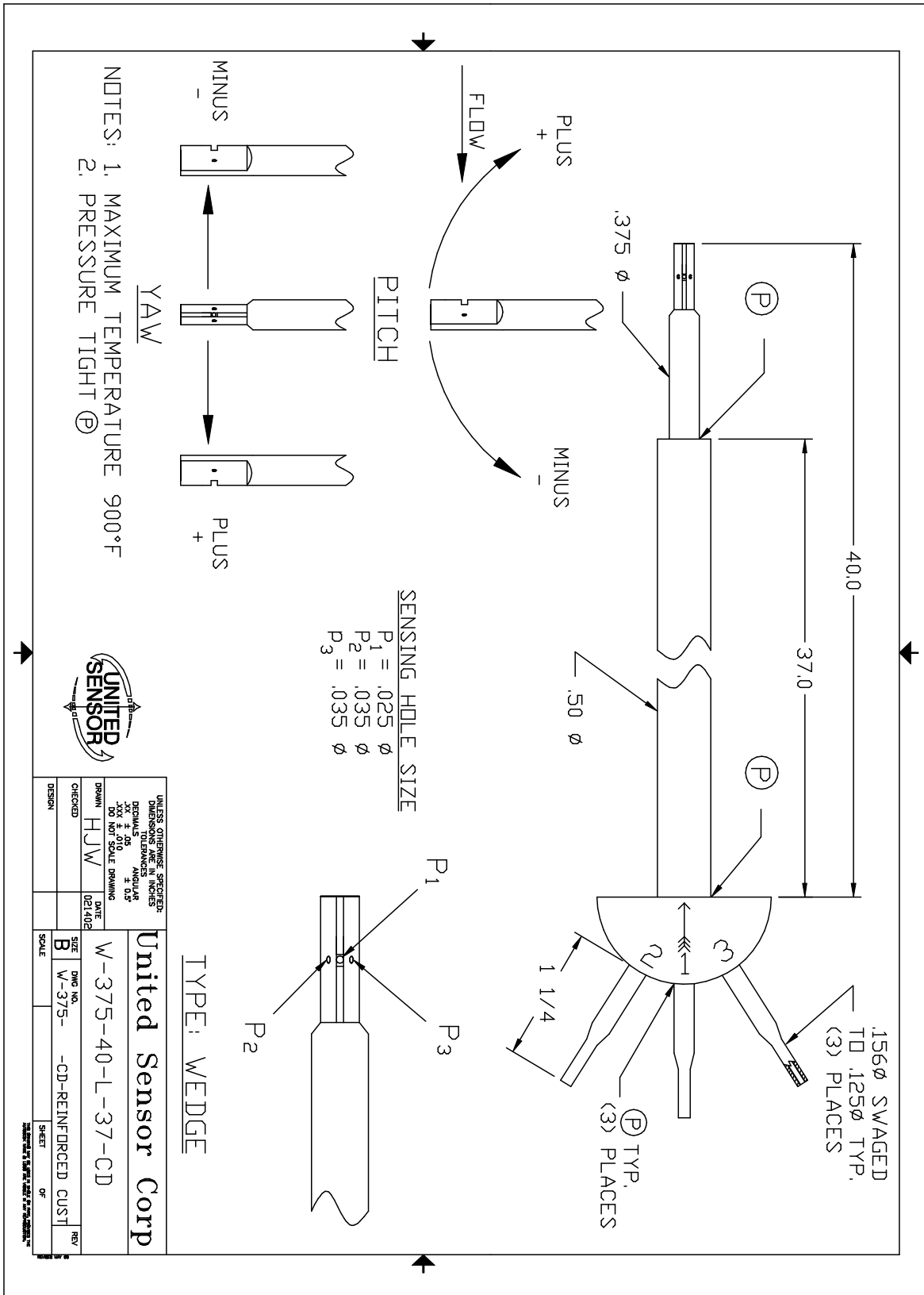
Figur 10: Manometer (til venstre) og trykksensorene brukt til å finne hastighet.

Hastigheten i hele røret finnes ved å måle hastigheten i flere punkter som vist i figur 11. Hvert punkt antas da å representere hastigheten i tilhørende delareal, markert i figuren som sirkeldelene rundt hvert punkt. Under måling ved Øvre Leirfoss ble det bare gjort målinger ved ene siden av røret, markert ved de svarte punktene i figur 11. Disse punktene gir da grunnlaget for å finne hastigheten i hver halvsirkel, siden vi antar symmetri mellom høyre og venstre side av røret. For målingene ved Nedre Leirfoss ble det gjort målinger på begge sider av innløpsrøret, og både de svarte og grå punktene i figur 11 ble målt. Dette fører til at hvert punkt gir snitt-hastigheten i en kvart delskive, mot en halv for Øvre Leirfoss. Hastighetsverdiene for de ulike punktene er i vedlegg I. Vannføringen finner man ved å bruke hastigheten i røret i tillegg til tverrsnittsarealet av røret. Hastighetene nedstrøms turbinen ble så regnet ut ved hjelp av vannføring og tverrsnittsarealet av røret på det aktuelle punktet, se ligning 9.

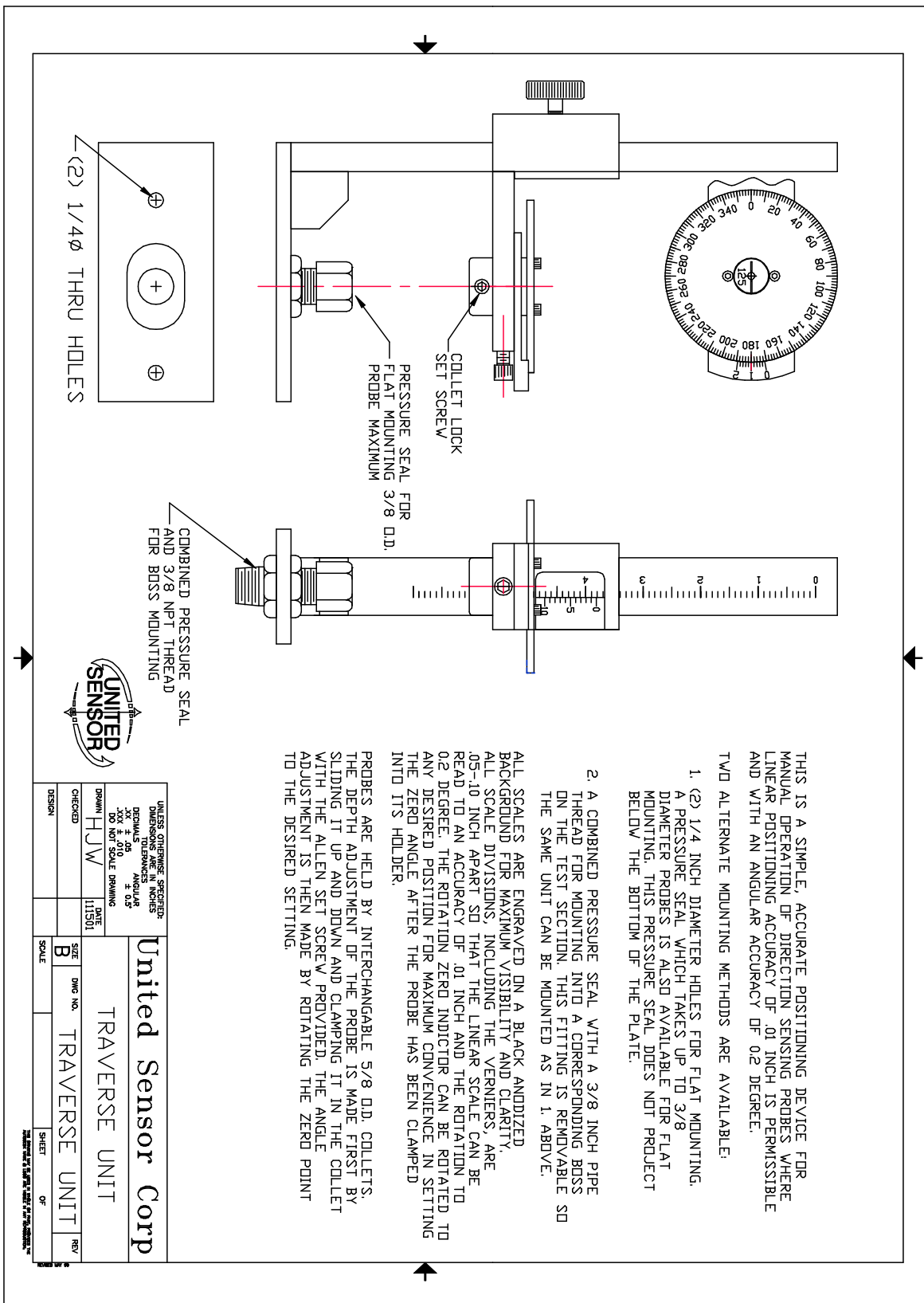


Figur 11: Skisse av Pitot-rør til venstre, målepunkter og arealinndeling i rørtverrsnittet til høyre.

# Detaljtegning av Pitot-rør



# Tegning av stativet til Pitot-røret



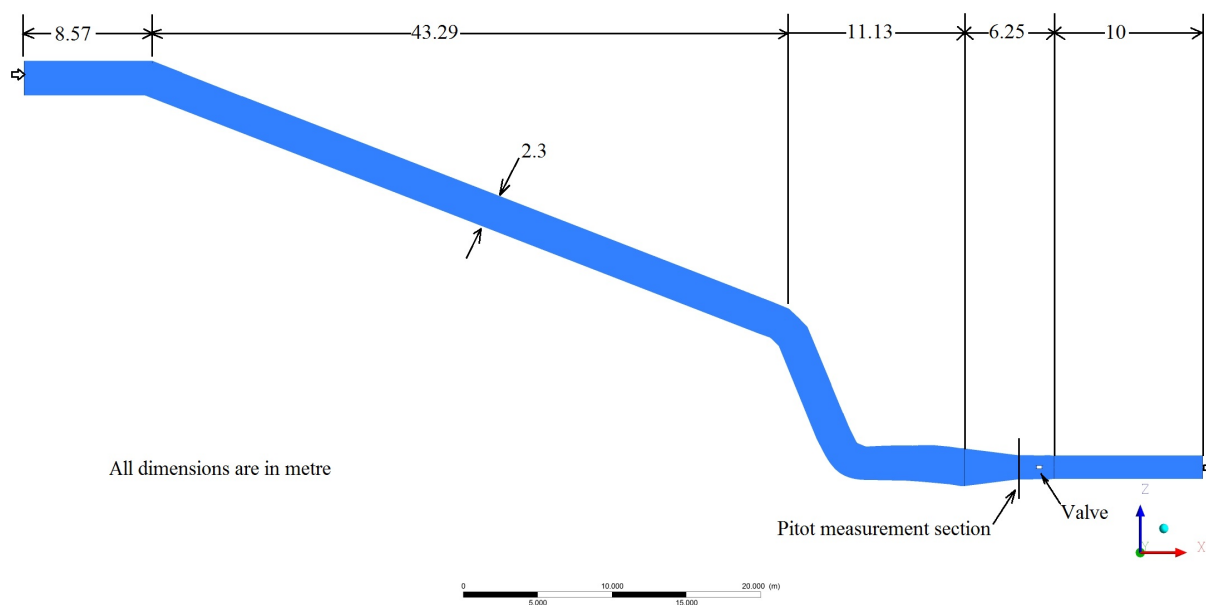
UNITED SENSOR CORP. DIMENSIONS IN INCHES ANGULAR ± 0.10 ± 0.10 DO NOT SCALE DRAWING		UNITED Sensor Corp TRAVERSE UNIT	
DRAWN	DATE	SIZE	DWG NO.
HJW	11/2011	B	TRAVERSE UNIT
CHECKED		SCALE	REV
DESIGN			

## C Computational Fluid Dynamics

Følgende vedlegg beskriver hvordan analysen av rørstrømningen ved Computational Fluid Dynamics (CFD) er gjennomført, samt resultatene fra denne. CFD er en gren innenfor fluidmekanikken som bruker numeriske metoder til å analysere strømningsproblemer. Den grunnleggende matematiske modellen som ligger som bakgrunn for CFD utregninger er Navier-Stokes ligninger. Grunnet fysiske begrensinger ved Øvre Leirfoss ble hastighetene bare målt på én side av tilløpsrøret. I tillegg gjorde begrensninger i Pitot-røret at det innerste planlagte målepunktet ikke ble målt. For å kompensere for disse to svakhetene ved målingene, ble resultatene fra målingene ved Øvre Leirfoss supplert med resultater fra CFD.

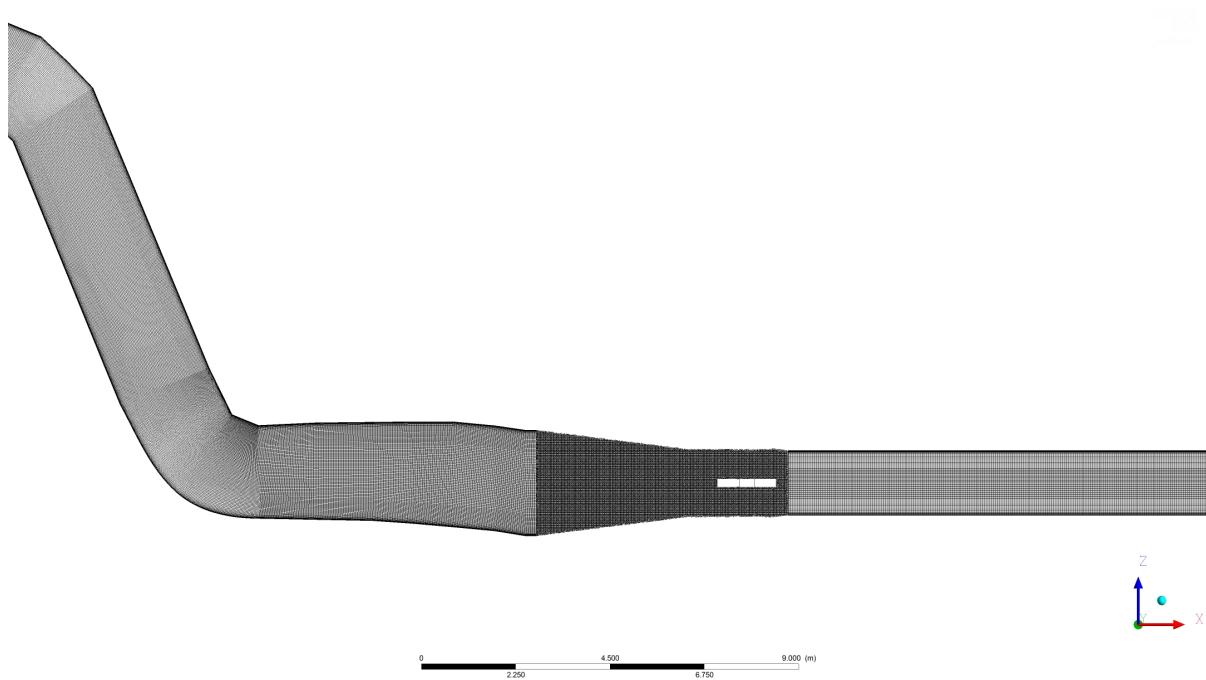
### Verdier fra CFD-analysen

Med bagrunn i kraftverkstegningene gitt i vedlegg M ble det laget en modell av innløpstunnelen til Øvre Leirfoss. Denne kan sees i figur 12



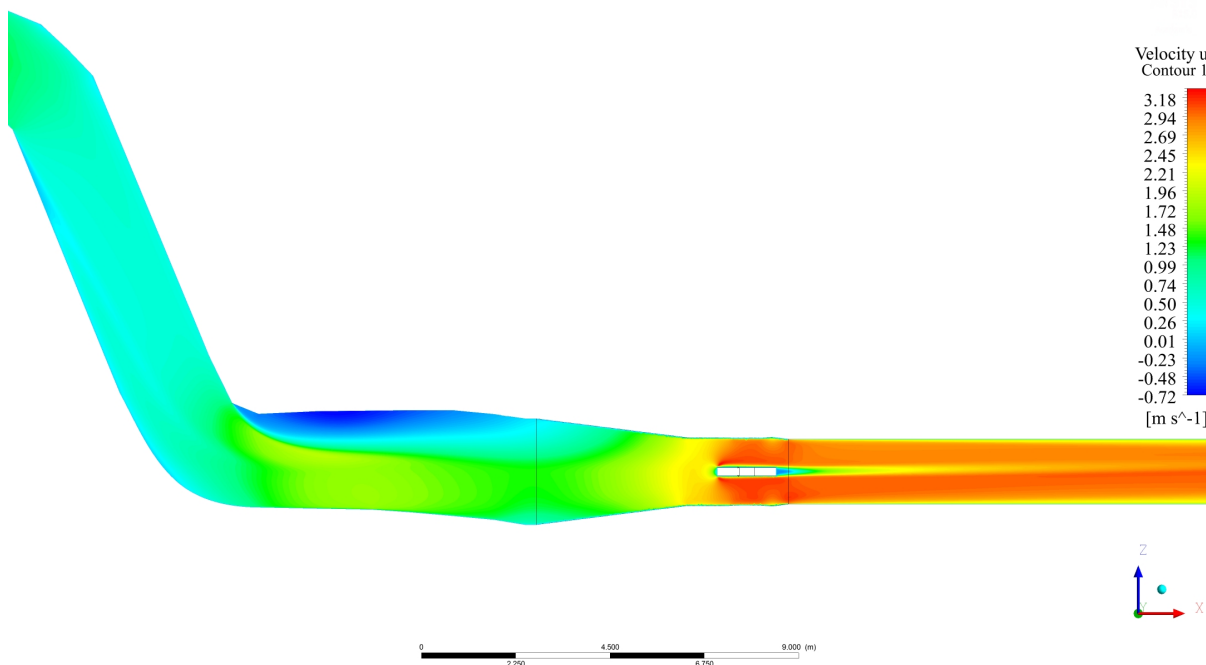
Figur 12: Modell av innløpstunnel ved Øvre Leirfoss.

Denne modellen lages ved å sette sammen en stor mengde noder til et finmasket nett. Hele modellen består av 13,12 millioner noder. Som vist i figur 13 varierer tettheten av noder avhengig av hvor i modellen man ser. I deler der det skjer en stor endring, eller vi ønsker å ha en bedre beskrivelse av hva som skjer med strømningen er det et høyere antall noder enn i rette rørstrekk uten spesiell interesse. Den delen av modellen der resultatene hentes fra, altså der målingene med Pitot-røret ble gjennomført, har et stort antall noder. Denne delen av modellen består av 3,68 millioner noder.



Figur 13: Modell av innløpstunnel med synlig nett ved Øvre Leirfoss.

I hvert tverrsnitt av det modellerte røret er det mulig å gå inn og hente ut informasjon om hastigheten og retningen på strømmingen. Et oversiktsbilde av strømmingen er vist i figur 14. Her ser vi tydelig endringen i hastighet ved de ulike delene av inntaket til turbinen.

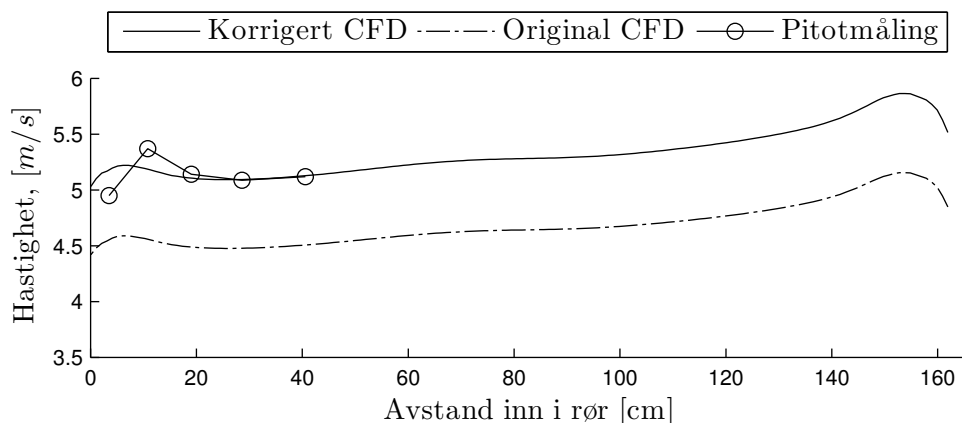


Figur 14: Modell av innløpstunnel med hastighetsprofil gjennom røret.

I rørtverrsnittet som samsvarer med hvor målingene ble gjort med Pitot-rør ble det hentet ut hastighetsverdier fra modellen. Disse ble kalibrert opp mot de målte verdiene. Når snittverdiene for hhv. målingene og simuleringene stemte overens ble de simulerte verdiene gjennom hele rørtverrsnittet brukt for å regne ut vannføringen for hvert driftspunkt. Figur 15 viser en slik



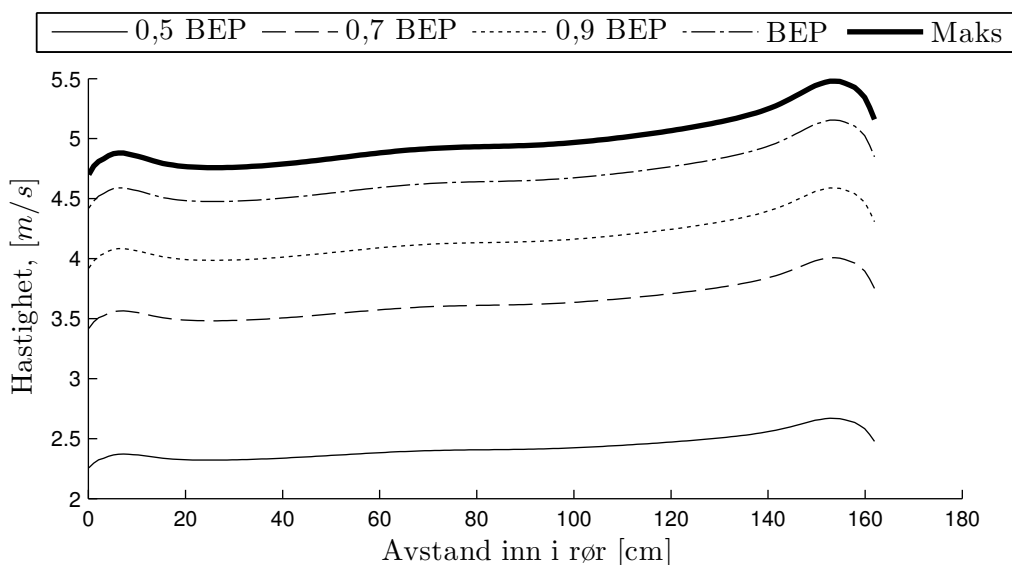
sammenligning av måledata og CFD.



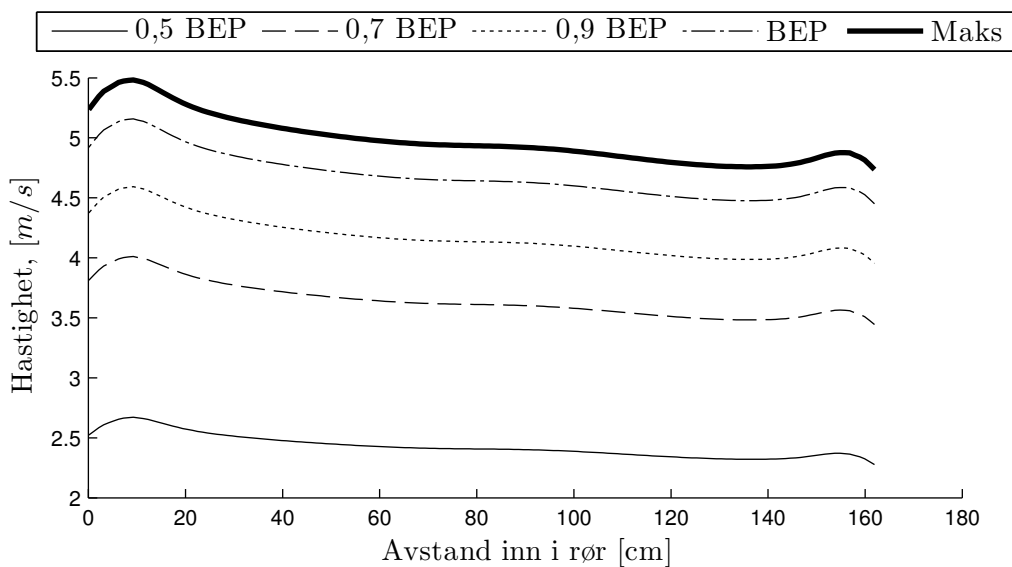
Figur 15: Sammenstilling av CFD analyse og hastighetsmåling. 0 og 162 er hver sin rørvegg i ett snitt.

Som vist i figur 15, gir de målte verdiene kun et begrenset bilde av strømningsforholdene i røret. Ved å, i utgangspunktet, anta symmetri vil man få en vannføring for det aktuelle driftspunktet, som kan brukes som et startparameter for å simulere strømmingen med CFD. CFDen vil da gi en hastighetsprofil, som viser hvordan vannhastigheten vil fordele seg ved vannføringen som ble brukt i begynnelsen av simuleringen. Figur 16 viser hastighetsprofilen langs ett snitt for alle driftspunkter. Formen på hastighetsprofilen er relativt uendret for de forskjellige driftspunktene, og det forventes derfor at man kan anta formlikhet for små endringer i vannføring. Vi kan derfor skalere resultatene fra CFDen til de passer med de målte verdiene i det område hvor vi har både målinger og CFD-resultater. Denne prosessen er vist i figur 15. Den skalerte CFD-hastighetsprofilen vil da kunne brukes til å beregne hastigheten selv der vi ikke har måledata tilgjengelig.

Tre målepunkter ble vurdert som ekstremverdier og ble ikke tatt med i beregningen av vannføringen og virkningsgraden. Dette gjelder et punkt målt ved 0,5 BEP, der verdien var unaturlig lav grunnet at det ble målt for nært rørveggen. Det neste punktet er det innerste målepunkte ved driftspunkt 0,9 BEP, der Pitot-røret bøyde seg under måling og følgelig ga en ugyldig verdi. Det siste punktet, også ved 0,9 BEP, ble målt til en svært lav verdi som trolig skyldes gress fra renskning av grinden.



Figur 16: Alle CFD-genererte hastighetsprofiler langs en linje fra ventil A til ventil C. 0 og 162 på x-aksen er ved henholdsvis ventil A og ventil C. Merk hvordan formen på hastighetsprofilen er relativt uendret ved endring av driftspunkt, og dermed ved endring av vannføring. Legg også merke til asymmetrien; Hastighetene er høyere ved ventil C enn ved ventil A, pga. benden i røret oppstrøms målingen, siden ventil C ligger nederst i røret.



Figur 17: Alle CFD-genererte hastighetsprofiler langs en linje fra ventil B til ventil D. 0 og 162 på x-aksen er ved henholdsvis ventil B og ventil D. Merk hvordan formen på hastighetsprofilen er relativt uendret ved endring av driftspunkt, og dermed ved endring av vannføring. Legg også merke til asymmetrien; Hastighetene er høyere ved ventil B enn ved ventil D, pga. benden i røret oppstrøms målingen, siden ventil B ligger nederst i røret.

## D Falltap

Fallhøyden  $H$  er høydeforskjellen mellom det øvre reservoaret og innløpet på turbinen, dette er den totale potensielle energien tilgjengelig for turbinen. I virkeligheten er denne noe mindre grunnet tap fra demningen til innløpet av turbinen. Dette skyldes i all hovedsak friksjon i rørgaten.

Falltapt  $H_{tap}$ , altså den delen av høydeforskjellen som ikke blir utnyttet kan regnes ut med bakgrunn i Bernoullis likning som gitt i likning 15.

$$H_{tap} = \frac{1}{\rho \cdot g} (p_0 - p_1) + \frac{1}{2 \cdot g} (c_0^2 - c_1^2) + (z_0 - z_1) \quad [\text{m}] \quad (15)$$

Her er  $\rho$  tettheten til vannet,  $g$  er gravitasjonskonstanten,  $p$  er trykket,  $c$  er hastighet og  $z$  er stedshøyden. 0 viser til inntaket og 1 er ved innløpet av turbinen.

Det er en sammenheng mellom hvor stort falltaptet er og vannføringen, dette er vist med ligning 16

$$H_{tap} = k \cdot Q^2 \quad [\text{m}] \quad (16)$$

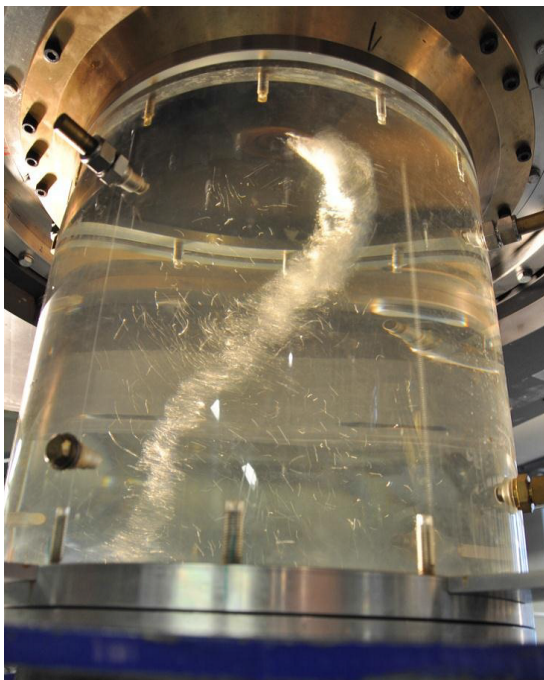
Her er  $k$  falltapskonstanten, og  $Q$  er vannføringen.

## E Trykkpulsasjoner

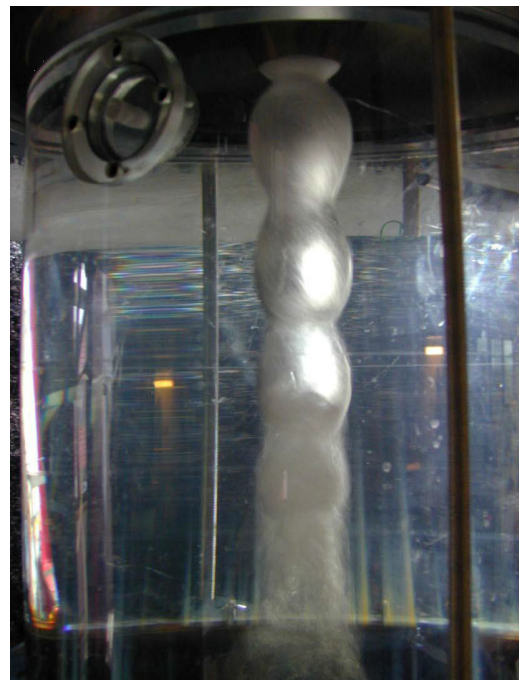
Vi skiller mellom fire ulike typer trykkpulsasjoner i en Francisturbin; løpehjulsfrekvens, løpeskovlfrekvens, ledeskovlfrekvens og sugerørsvirvelfrekvens. Løpeskovlfrekvensen og ledeskovlfrekvensen kalles for rotor-stator interaksjon og er høyfrekvente pulsasjoner som vil kunne oppfattes som støy på anlegget. Målingene av trykkpulsasjoner ble gjort i sugerøret og ingen av disse frekvensene ble observert på noen av målingene, det vil derfor ikke bli gått mer i dybden angående disse.

Videre har vi løpehjulsfrekvensen. Denne frekvensen oppstår som regel ved lave amplituder og vil kun opptre ved høye amplituder om det skulle være en skade på løpehjulet eller om akslingen er i ubalanse. Løpehjulsfrekvensen finnes ved å dele omdreiningshastighet på 60, see ligning 4.

Sugerørsvirvelfrekvensen, også kalt Rheingansfrekvensen, oppstår som følge av rotasjon på strømmingen ut av løpehjulet og ned i sugerøret. Rotasjon i strømmingen oppstår når vi beveger driftspunktet vekk fra designpunktet/best-punktet. Har man mulighet for visuell inspeksjon av strømmingen i sugerøret mens turbinen kjører kan man ved spesielle driftspunkt se en kavitet virvel i sugerøret. Vi skiller mellom to typer sugerørsvirvlerfrekvenser, sugerørspisk ved dellast og sugerørssøyle ved overlast.



Figur 18: Sugerørspisk.



Figur 19: Sugerørssøyle.

Ved dellast vil virvelen rotere med løpehjulet, mens den ved overlast vil rotere mot løpehjulet. Ved lave driftspunkt kan sugerørspisken bli så stor at den fysisk slår bort i veggen i sugerøret. Dette vil igjen skape store amplituder.

## F Usikkerhet

Usikkerheten i denne rapporten er beregnet ved hjelp av RSS analyse (Root of the sum of the squares) [3]. Ved denne metoden, regnes usikkerhetsforplantning i en beregningskjede ut ifra de grunnleggende usikkerhetene til de målte verdiene, og her taes det høyde for både systematisk og tilfeldig usikkerhet.

Hvis et resultat kan sies å være en funksjon av  $n$  målte variabler, vist i ligning 17

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (17)$$

vil usikkerheten i  $R$ , gitt ved  $e_R$  være gitt ved ligning 18.

$$e_R = \left( \sum_{i=1}^n \left[ e_{x_i} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_i} \right]^2 \right)^{1/2} \quad (18)$$

I spesialtilfeller hvor resultatet kun er avhengig av produktet av de målte verdiene, som vist i ligning 19

$$R = C \cdot x_1^a \cdot x_2^b \cdot \dots \cdot x_n^N \quad (19)$$

kan ligning 18 forenkles til ligning 20

$$\frac{e_R}{x_R} = \left\{ \left( a \cdot \frac{e_1}{x_1} \right)^2 + \left( b \cdot \frac{e_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left( N \cdot \frac{e_n}{x_n} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (20)$$
$$\omega_R = \left\{ (a \cdot \omega_1)^2 + (b \cdot \omega_2)^2 + \dots + (N \cdot \omega_n)^2 \right\}^{1/2}$$

I målingene omtalt i denne rapporten vil ligning 18 og ligning 20 kunne gi et estimat på usikkerheten i virkningsgrad ut ifra usikkerhetene i for eksempel innløpsstrykk, generatorvirkningsgrad, utløpsdiameter osv. Det er verdt å nevne at den største usikkerheten vil i de fleste tilfeller bli dominerende, og det er derfor viktigst å få bukt på den.

Usikkerheten til målte verdier vil som regel fremgå av minste måleenhet tilgjengelig. For eksempel vil et målebånd med millimetermarkører kunne gi en avlesning med en usikkerhet på  $\pm 0.5$  mm. Dette er en *systematisk* usikkerhet. Når man måler samme verdien flere ganger får man også grunnlag for å regne ut av den *tilfeldige* usikkerheten. Den tilfeldige usikkerheten vil regnes ut ifra en Student-t fordeling av de målte verdiene, og usikkerheten settes slik at 95% av alle målte punkter vil ligge innenfor usikkerheten. Dette kalles et 95% konfidensnivå.

## G Anleggsbeskrivelse

Øvre Leirfoss startet opp i 1901 og Nedre Leirfoss startet opp i 1910. Begge kraftverkene er elvekraftverk som ligger i Nidelva. Dagens kraftverk ligger i de samme byggene som før, men har en mye mindre vannføring enn da de var nye. Dette er på grunn av Leirfossene kraftverk, som åpnet i 2008 og er et kraftverk i fjell. Leirfossene utnytter størsteparten av vannføringen som tidligere rant gjennom Øvre og Nedre Leirfoss. Det er derimot et krav om minstevansføring i elva, og det er dette vannet som blir utnyttet ved Øvre og Nedre Leirfoss.

### Øvre Leirfoss

Tabell 11 inneholder en del data om turbin og generator ved Øvre Leirfoss.

Turbin	
Leverandør	Andritz Hydro
Fabrikasjonsår	2012
Type	Horisontal Francis
Nominell Fallhøyde	33 m
Nominelt turtall	375 rpm
Nominell effekt	13 MW
Generator	
Leverandør	Indar
Fabrikasjonsår	2013
Serienummer	3010000432
Nominell effekt	3750 kVA
Nominell spenning/strøm	6600 V / 328 A
Nominell effektfaktor	0,9

Tabell 11: Informasjon om turbin og generator ved Øvre Leirfoss.

### Nedre Leirfoss

Tabell 12 inneholder en del data om turbin og generator ved Nedre Leirfoss.

Turbin	
Leverandør	Andritz Hydro
Fabrikasjonsår	2012
Type	Vertikal Francis
Nominell Fallhøyde	34 m
Nominelt turtall	333,33 rpm
Nominell effekt	10 MW
Generator	
Leverandør	Indar
Fabrikasjonsår	2012
Serienummer	3010000433
Nominell effekt	2750 kVA
Nominell spenning/strøm	6600 V / 240,6 A
Nominell effektfaktor	0,86

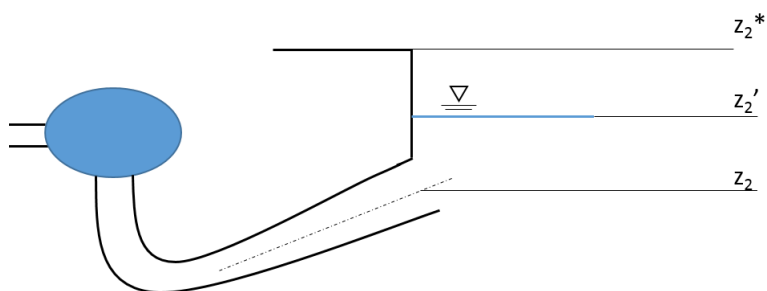
Tabell 12: Informasjon om turbin og generator ved Nedre Leirfoss.

## H Faste verdier

En forklaring til de ulike symbolene som er brukt i forbindelse med aktuelle kotehøyder er presentert først i dette vedlegget. Deretter er tabeller som viser kotehøyder og diametre for Øvre og Nedre Leirfoss gitt.

### Generelt

$p_2$  i ligning 8 er avhengig av høyden til vannsøyla ved avløpet av turbin, altså  $z_2'-z_2$  i figur 20. Denne verdien ble funnet ved hjelp av kotehøyder fra tegninger ( $z_2^*$  og  $z_2$ ) og ved å måle avstanden fra et punkt med kjent kotehøyde og til vannet ved avløpet ( $z_2^*-z_2'$ ). Avstanden ble målt med målebånd, og det gjør det mulig å regne seg frem  $p_2$ .

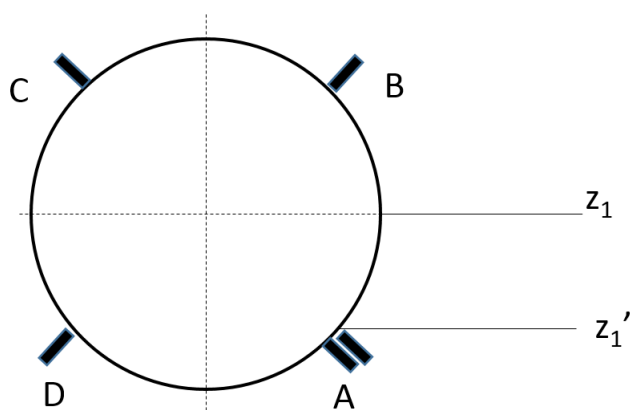


Figur 20: Forklaring av de ulike symbolene som ble brukt for å finne trykket ved avløpet av turbin.

Den målte avstanden  $z_2^*-z_2'$  varierer, og denne verdien er oppgitt i vedlegg I.  $z_2^*$  og  $z_2$  er oppgitt i tabell 13 for Øvre Leirfoss og tabell 14 for Nedre Leirfoss.

$p_1'$  ble målt med en trykksensor plassert ved  $z_1'$  i figur 21. For å finne trykket ved senterlinjen  $p_1$  brukes ligning 21.  $p_1$  brukes videre i ligning 8.

$$p_1 = p_1' - g \cdot \rho \cdot (z_1 - z_1') \quad [\text{kg s}^{-2} \text{m}^{-1}] \quad (21)$$



Figur 21: Forklaring av symboler som ble brukt for å finne trykket ved innløpet av turbin.

## Øvre Leirfoss

Symbol	Spesifikasjon	Verdi	Enhet
$D_1$	Diameter ved innløpet	1,62	m
$D_2$	Diameter ved avløpet	2,682	m
$z_1$	Kotehøyde av senterlinje innløpsrør	41,28	m.o.h
$z'_1$	Kotehøyde av trykksensor ved innløpet	40,68	m.o.h
$z_2$	Kotehøyde ved avløpet av sugerør	37,83	m.o.h
$z_2^*$	Kotehøyde ved plattform ved avløpet	43,07	m.o.h
$z_1 - z'_1$	Vertikal avstand fra innløpsrør til sensor ved innløpet	0,6	m
$z_2^* - z_2$	Avstand fra utendørs plattform til utløp av sugerør	5,238	m

Tabell 13: Kotehøyder og diametre for Øvre Leirfoss.

## Nedre Leirfoss

Symbol	Spesifikasjon	Verdi	Enhet
$D_1$	Diameter ved innløpet	1,6	m
$D_2$	Diameter ved avløpet	2,793	m
$z_1$	Kotehøyde av senterlinje innløpsrør	13,9	m.o.h
$z'_1$	Kotehøyde av trykksensor ved innløpet	13,24	m.o.h
$z_2$	Kotehøyde ved avløpet av sugerør	10,5	m.o.h
$z_2^*$	Kotehøyde ved plattform ved avløpet	16,7	m.o.h
$z_1 - z'_1$	Vertikal avstand fra innløpsrør til sensor ved innløpet	0,66	m
$z_2^* - z_2$	Avstand fra utendørs plattform til utløp av sugerør	6,2	m

Tabell 14: Kotehøyder og diametre for Nedre Leirfoss.



## I Målinger og avleste verdier

I dette vedlegget blir rådata fra målingene presentert.

### Øvre Leirfoss

Tabell 15 viser de målte verdiene for innløpstrykket  $p_1'$ , innløpshastighet  $c_1$  og avstanden fra utendørs plattform og til vannivået ved utløpet  $z_2^* - z_2'$ . I tillegg presenteres avleste verdier av kotehøyde av vannivå ved inntaket  $z_0$ , levert aktiv effekt fra generator  $P_g$  og levert reaktiv effekt fra generator  $P_{g,r}$ . Avlesingen av verdiene ble gjennomført to ganger per driftspunkt: en gang i starten og en gang i slutten. Begge verdiene er presentert i tabell 15, og gjennomsnittet av de to avlesingene er brukt i utregningene.

Variabel	Enhet	Driftspunkt					
		0,5 BEP	0,7 BEP	0,9 BEP	BEP	BEP rep	Maks
$p_1'$	kPa	312,35	306,45	302,33	300,28	301,75	298,58
$c_1$	m/s	2,61	3,78	4,38	4,76	4,70	5,06
$z_2^* - z_2'$	m	3,63	3,56	3,50	3,47	3,74	3,75
$z_{0,start}$	moh	72,87	72,83	72,76	72,75	72,83	72,87
$z_{0,slutt}$	moh	72,90	72,79	72,75	72,75	72,88	72,83
$P_{g,start}$	kW	1400	2197	2605	2799	2800	3019
$P_{g,slutt}$	kW	1402	2200	2599	2799	2800	3023
$P_{g,r,start}$	kVAR	33	-17	-86	12	19	9
$P_{g,r,slutt}$	kVAR	27	-40	-9	12	-33	4

Tabell 15: Målte og avleste verdier for Øvre Leirfoss.

Tabell 16 viser de målte hastighetene i de ulike punktene i røret for de ulike driftspunktene ved Øvre Leirfoss. A og B viser til hvilken ventil som ble brukt, og figur 21 gir en forklaring til ventilene. Avstanden  $x$  forteller hvor langt inne i røret målepunktet er tatt, og dette er bedre forklart i figur 11.  $c_1$  i tabell 15 er gjennomsnittet per driftspunkt av hastighetene i tabell 16, og det er denne gjennomsnittsverdien som ble brukt i utregningene.

x [m]	0,5 BEP		0,7 BEP		0,9 BEP	
	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$
3,49	0,88	2,76	3,81	3,61	4,45	4,11
10,83	2,17	2,85	3,83	3,67	5,14	4,03
19,06	2,46	2,79	4,13	3,70	4,64	4,03
28,62	2,66	2,80	3,94	3,57	4,82	3,23
40,58	2,55	2,74	4,01	3,70	4,67	4,12
63,67	2,33	2,83	3,33	3,54	4,07	4,07

x [m]	BEP		BEP Rep		Maks	
	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$
3,49	4,95	4,36	4,81	4,14	4,84	4,54
10,83	5,37	4,59	5,33	4,38	5,62	4,70
19,06	5,14	4,54	4,88	4,47	6,06	4,93
28,62	5,09	4,54	5,02	4,45	5,46	4,92
40,58	5,12	4,37	5,14	4,47	5,47	4,56
63,67	-	-	-	-	-	-

Tabell 16: Hastighet ved alle driftspunktene. Hastighetene er målt ved to ulike ventiler (kalt ventil A og ventil B) og ved seks punkter innover i røret (avstanden x) for Øvre Leirfoss.

### Nedre Leirfoss

Tabell 17 viser de målte verdiene for innløpstrykket  $p_1'$ , innløpshastighet  $c_1$  og avstanden fra utendørs plattform og til vannivået ved utløpet  $z_2^* - z_2'$ . I tillegg presenteres avleste verdier av kotehøyde av vannivå ved inntaket  $z_0$ , levert aktiv effekt fra generator  $P_g$  og levert reaktiv effekt fra generator  $P_{g,r}$ . Avlesingen av verdiene ble gjennomført to ganger per driftspunkt: en gang i starten og en gang i slutten. Begge verdiene er presentert i tabell 17, og gjennomsnittet av de to avlesingene er brukt i utregningene.

Variabel	Enhet	Driftspunkt					
		0,5 BEP	0,7 BEP	0,9 BEP	BEP	BEP Rep	Maks
$p_1'$	kPa	251,74	249,45	244,77	242,92	242,31	241,31
$c_1$	m/s	2,91	3,60	4,53	4,87	4,98	5,12
$z_2^* - z_2'$	m	3,77	3,83	3,92	3,82	4,06	4,06
$z_{0,start}$	moh	39,41	39,34	39,40	39,42	39,39	39,42
$z_{0,slutt}$	moh	39,32	39,41	39,39	39,42	39,39	39,40
$P_{g,start}$	kW	1196	1596	2101	2299	2301	2399
$P_{g,slutt}$	kW	1193	1603	2103	2301	2301	2400
$P_{g,r,start}$	kVAR	1	-47	32	-51	-3	-28
$P_{g,r,slutt}$	kVAR	-41	-125	-17	-48	-28	-7

Tabell 17: Målte og avleste verdier for Nedre Leirfoss.

Tabell 18 viser de målte hastighetene i de ulike punktene i røret for de ulike driftspunktene ved Nedre Leirfoss. A, B, C og D viser til hvilken ventil som ble brukt, og figur 21 gir en forklaring til ventilene. Avstanden x forteller hvor langt inne i røret målepunktet er tatt, og dette er bedre forklart i figur 11.  $c_1$  i tabell 17 er gjennomsnittet per driftspunkt av hastighetene i tabell 18,

og det er denne gjennomsnittsverdien som ble brukt i utregningene.

x [m]	0,5 BEP				0,7 BEP			
	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$
3,49	2,42	3,12	3,25	2,46	3,08	3,76	3,79	3,28
10,83	2,54	3,28	3,43	2,60	3,33	3,92	3,93	3,56
19,06	2,66	3,20	3,18	2,75	3,44	3,94	4,01	3,42
28,62	2,64	3,22	3,26	2,63	3,20	3,93	3,92	3,41
40,58	2,58	3,17	3,28	2,60	3,27	3,67	3,88	3,34
x [m]	0,9 BEP				BEP			
	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$
3,49	3,94	4,45	4,76	4,18	3,40	4,97	5,08	4,62
10,83	4,31	4,87	4,93	4,54	4,41	5,48	5,38	4,96
19,06	4,36	4,89	4,86	4,56	4,28	5,27	5,35	5,02
28,62	4,35	4,78	4,89	4,03	4,40	5,17	5,38	4,80
40,58	4,32	4,76	4,73	4,11	4,50	5,09	5,12	4,83
x [m]	BEP Rep				Maks			
	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$	$c_A[m/s]$	$c_B[m/s]$	$c_C[m/s]$	$c_D[m/s]$
3,49	4,28	5,00	5,11	4,68	4,47	5,05	5,33	4,86
10,83	4,71	5,19	5,26	5,04	4,90	5,36	5,59	4,96
19,06	4,89	5,28	5,39	4,89	4,92	5,41	5,55	4,95
28,62	4,76	5,03	5,29	5,00	4,99	5,42	5,46	4,83
40,58	4,76	5,03	-	-	4,98	5,27	5,31	4,73

Tabell 18: Hastighet ved alle driftspunktene. Hastighetene er målt ved fire ulike ventiler (kalt ventil A, B, C og D) og ved fem punkter innover i røret (avstanden x) for Nedre Leirfoss.

# J Datablad Generator

Øvre Leirfoss



OVRE LEIRFOSS HEPP

## 1 ELECTRICAL DATA SHEET

Type		<b>LSA-1120-S/16</b>		
<b>RATINGS</b>				
Output	3750 kVA	Frequency	50 Hz	
Voltage	6600 V	Speed	375 r.p.m.	
Current	328,0 A	Overspeed	725(30')-750(1') r.p.m.	
Power factor	0,90	Insulation class	F	
Power	3375 kW	Temperature rise	B	
Altitude	< 1000 masl	Mounting arrangement	IM-1001	
Ambient temp.	40 °C	Protection degree	IP-44	
Water temp.	25 °C	Cooling method	IC-81W	
<b>REACTANCES (%) &amp; TIME CONSTANTS (s)</b>				
Saturated data		Non saturated data		
Xsa	16,62	Xsa	17,09	
Xd	121,3	Xd	132,6	
X'd	36,4	X'q	109,4	
X''d	25,5	X''q	30,3	
X2	27,7	Xo	13,4	
T'd	0,40	T'do	1,34	
T''d	0,02	T''do	0,03	
T''q	0,03	T''qo	0,09	
Ta	0,11	Ta	0,12	
scr	0,83			
<b>EFFICIENCY (%)</b>		Tref = 95 °C		
	Load (%)			
cosφ	25%	50%	75%	100%
0,90	93,79	95,93	96,38	96,40
1,00	94,23	96,50	97,01	97,11
<b>SHORT CIRCUIT</b>				
Initial 3 phase short circuit current Ik''	3,9 p.u.			
Max. peak 3 phase short circuit current Is	10,0 p.u.			
<b>OTHER DATA</b>				
Iexc load:	9,1 A			
Vexc load:	86 V			
Iexc ceiling:	14,6 A			
Vexc ceiling:	138 V			

**1 ELECTRICAL DATA SHEET**

<b>Type</b>		<b>LSA-900-X/18</b>	
<b>RATINGS</b>			
Output	2750 kVA	Frequency	50 Hz
Voltage	6600 V	Speed	333,33 r.p.m.
Current	240,6 A	Overspeed	630(30')-650(1') r.p.m.
Power factor	0,86	Insulation class	F
Power	2365 kW	Temperature rise	B
Altitude	< 1000 masl	Mounting arrangement	IM-4015
Ambient temp.	40 °C	Protection degree	IP-44
Water temp.	25 °C	Cooling method	IC-81W
<b>REACTANCES (%) &amp; TIME CONSTANTS (s)</b>			
<b>Saturated data</b>		<b>Non saturated data</b>	
Xsa	14,08	Xsa	14,39
Xd	112,9	Xq	100,0
X'd	33,7	X'q	100,0
X''d	21,3	X''q	24,2
X2	22,7	Xo	11,2
T'd	0,30	T'do	1,01
T''d	0,02	T''do	0,03
T''q	0,02	T''qo	0,09
Ta	0,07	Ta	0,08
scr	0,85		
<b>EFFICIENCY (%)</b>		<b>Tref = 95 °C</b>	
		<b>Load (%)</b>	
<b>cosφ</b>		<b>25%</b>	<b>50%</b>
0,86		92,13	94,70
1,00		92,86	95,63
		95,21	96,29
		95,18	96,43
<b>SHORT CIRCUIT</b>			
Initial 3 phase short circuit current Ik''			4,7 p.u.
Max. peak 3 phase short circuit current Is			12,0 p.u.
<b>OTHER DATA</b>			
Iexc load:			9,5 A
Vexc load:			99 V
Iexc ceiling:			15,2 A
Vexc ceiling:			159 V

## K Kalibreringsrapporter

Differansetrykkmåler, Pitot 0-0,5 bar

### CALIBRATION REPORT

---

#### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Rakel Ellingsen  
Type/Producer: DP/Fuji Electric  
SN: A5A5304F  
Range: 0 bar-0.5 bar  
Unit: kPa

#### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

#### POLY FIT EQUATION:

$Y = -11.82659737E+0X^0 + 6.27259533E+0X^1$

#### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.019474 [kPa]  
RSQ : 0.999998  
Calibration points : 21

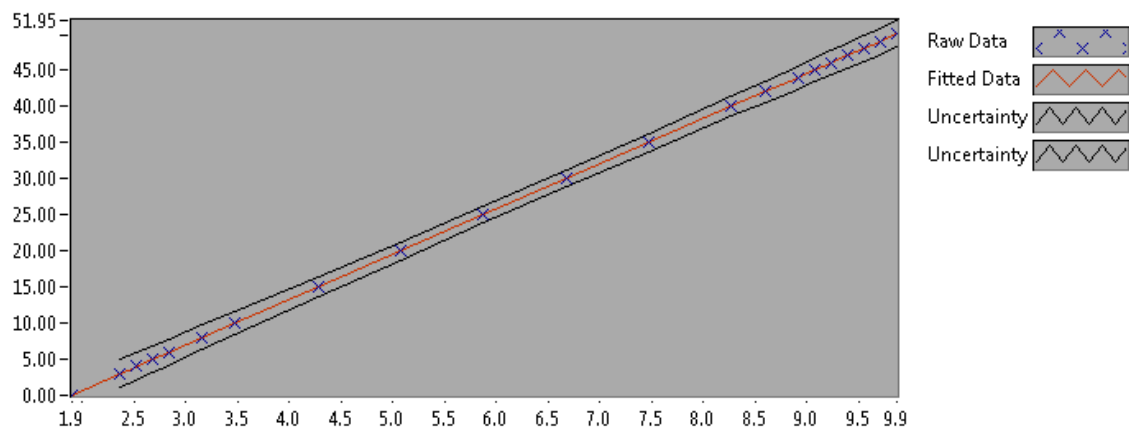


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 100 )

---

Rakel Ellingsen

---

**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
0.000000	1.902765	0.108676	-0.108676	Inf	NaN
3.004532	2.361719	2.987510	0.017022	0.648159	0.019474
4.006043	2.520664	3.984510	0.021533	0.473414	0.018965
5.007554	2.680407	4.986509	0.021044	0.368680	0.018462
6.009064	2.840607	5.991382	0.017683	0.298984	0.017966
8.012086	3.159994	7.994766	0.017320	0.212276	0.017008
10.015107	3.480142	10.002927	0.012180	0.160688	0.016093
15.022661	4.278335	15.009668	0.012992	0.093663	0.014071
20.030214	5.077406	20.021916	0.008299	0.062679	0.012555
25.037768	5.876244	25.032703	0.005065	0.046916	0.011747
30.045321	6.675428	30.045661	-0.000340	0.039248	0.011792
35.052875	7.473949	35.054460	-0.001585	0.036180	0.012682
40.060428	8.272168	40.061368	-0.000939	0.035590	0.014258
42.063450	8.592321	42.069556	-0.006106	0.035748	0.015037
44.066471	8.911331	44.070574	-0.004103	0.036036	0.015880
45.067982	9.070784	45.070758	-0.002776	0.036218	0.016323
46.069493	9.230074	46.069921	-0.000428	0.036419	0.016778
47.071003	9.389930	47.072631	-0.001628	0.036641	0.017247
48.072514	9.549645	48.074462	-0.001948	0.036875	0.017727
49.074025	9.709480	49.077039	-0.003014	0.037121	0.018217
50.075535	9.868918	50.077130	-0.001594	0.037373	0.018715

**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.

## CALIBRATION REPORT

---

### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Rakel Ellingsen  
Type/Producer: PTX 120/Druck  
SN: 2612066  
Range: 0 bar-0.7 bar  
Unit: kPa

### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

### POLY FIT EQUATION:

$Y = -17.88922073E+0X^0 + 8.74395881E+0X^1$

### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.006384 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 21

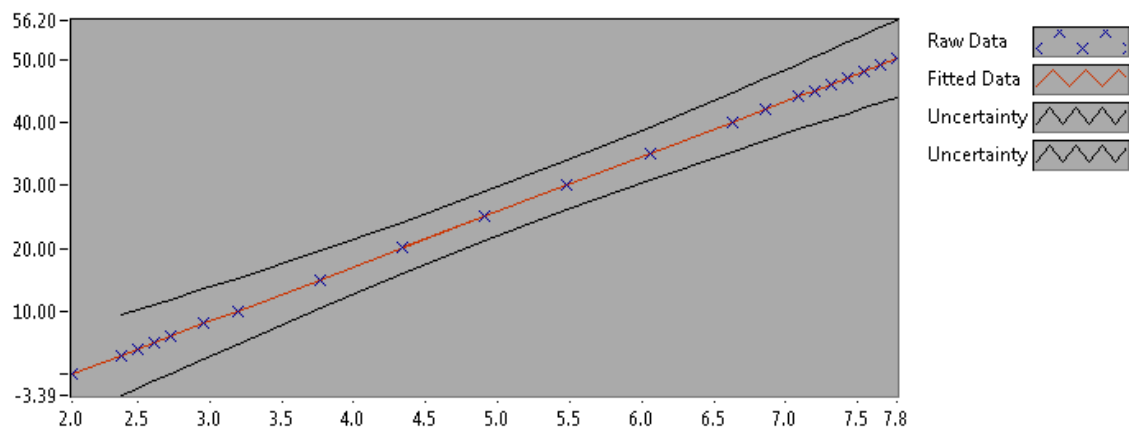


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

---

Rakel Ellingsen

---



**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
0.000000	2.044747	-0.010034	0.010034	Inf	NaN
3.004532	2.388610	2.996682	0.007850	0.212493	0.006384
4.006043	2.503248	3.999077	0.006966	0.155181	0.006217
5.007554	2.618010	5.002552	0.005002	0.120845	0.006051
6.009064	2.732797	6.006240	0.002824	0.098003	0.005889
8.012086	2.962145	8.011651	0.000435	0.069577	0.005575
10.015107	3.191452	10.016703	-0.001596	0.052673	0.005275
15.022661	3.764657	15.028783	-0.006123	0.030699	0.004612
25.037768	4.910814	25.050733	-0.012965	0.015383	0.003852
20.030214	4.338096	20.042913	-0.012699	0.020546	0.004115
30.045321	5.483937	30.062101	-0.016780	0.012872	0.003868
35.052875	6.056488	35.068463	-0.015589	0.011868	0.004160
40.060428	6.628022	40.065935	-0.005507	0.011672	0.004676
42.063450	6.856851	42.066803	-0.003354	0.011722	0.004931
44.066471	7.085429	44.065481	0.000991	0.011816	0.005207
45.067982	7.199770	45.065274	0.002708	0.011875	0.005352
46.069493	7.314174	46.065612	0.003880	0.011942	0.005501
47.071003	7.428592	47.066085	0.004918	0.012013	0.005655
48.072514	7.542877	48.065382	0.007132	0.012089	0.005812
49.074025	7.657050	49.063713	0.010312	0.012168	0.005972
50.075535	7.771445	50.063976	0.011560	0.012251	0.006135

**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.

## CALIBRATION REPORT

---

### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Rakel Ellingsen  
Type/Producer: Druck  
SN: Z00071/01  
Range: 0-10 bar  
Unit: kPa

### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

### POLY FIT EQUATION:

$Y = -249.18324358E+0X^0 + 125.12534889E+0X^1$

### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.008493 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 26

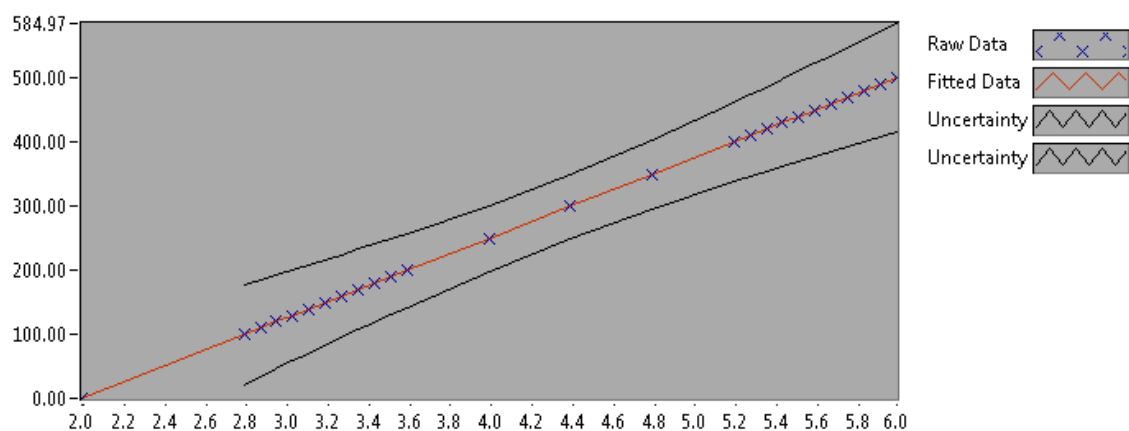


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10000 )

---

Rakel Ellingsen

---

**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
0.000000	1.991696	0.028469	-0.028469	Inf	NaN
99.413602	2.785943	99.408896	0.004706	0.007916	0.007870
109.428709	2.866041	109.431169	-0.002459	0.006966	0.007623
119.443816	2.946085	119.446652	-0.002835	0.006178	0.007379
129.458924	3.026194	129.470339	-0.011415	0.005515	0.007140
139.474031	3.106221	139.483769	-0.009738	0.004955	0.006911
149.489138	3.186135	149.482988	0.006150	0.004481	0.006699
159.504245	3.266163	159.496494	0.007751	0.004068	0.006489
169.519352	3.346158	169.505975	0.013377	0.003704	0.006279
179.534459	3.426346	179.539498	-0.005039	0.003390	0.006087
189.549566	3.506295	189.543118	0.006448	0.003114	0.005902
199.564673	3.586308	199.554766	0.009908	0.002874	0.005735
249.640209	3.986385	249.614508	0.025700	0.002055	0.005129
299.715744	4.386619	299.694008	0.021737	0.001668	0.004999
349.791280	4.786971	349.788152	0.003128	0.001538	0.005378
399.866815	5.187268	399.875484	-0.008669	0.001541	0.006161
409.881922	5.267348	409.895489	-0.013567	0.001551	0.006356
419.897029	5.347376	419.908989	-0.011960	0.001565	0.006572
429.912136	5.427298	429.909359	0.002778	0.001577	0.006778
439.927243	5.507201	439.907175	0.020069	0.001591	0.007000
449.942351	5.587344	449.935061	0.007289	0.001608	0.007233
459.957458	5.667491	459.963596	-0.006138	0.001623	0.007465
469.972565	5.747503	469.975045	-0.002480	0.001646	0.007734
479.987672	5.827560	479.992281	-0.004609	0.001662	0.007978
490.002779	5.907577	490.004328	-0.001549	0.001679	0.008228
500.017886	5.987765	500.037997	-0.020111	0.001699	0.008493

**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.

# L Forventa Hill-diagram

Øvre Leirfoss

## vre leirfoss

Expected Prototype Hill Chart

Alternative:

Runner: FC41 / 1334

# of turbines: 1

— Turbine efficiency [%]

— Turbine output [kW]

— Admissible operating range

▲ Full load

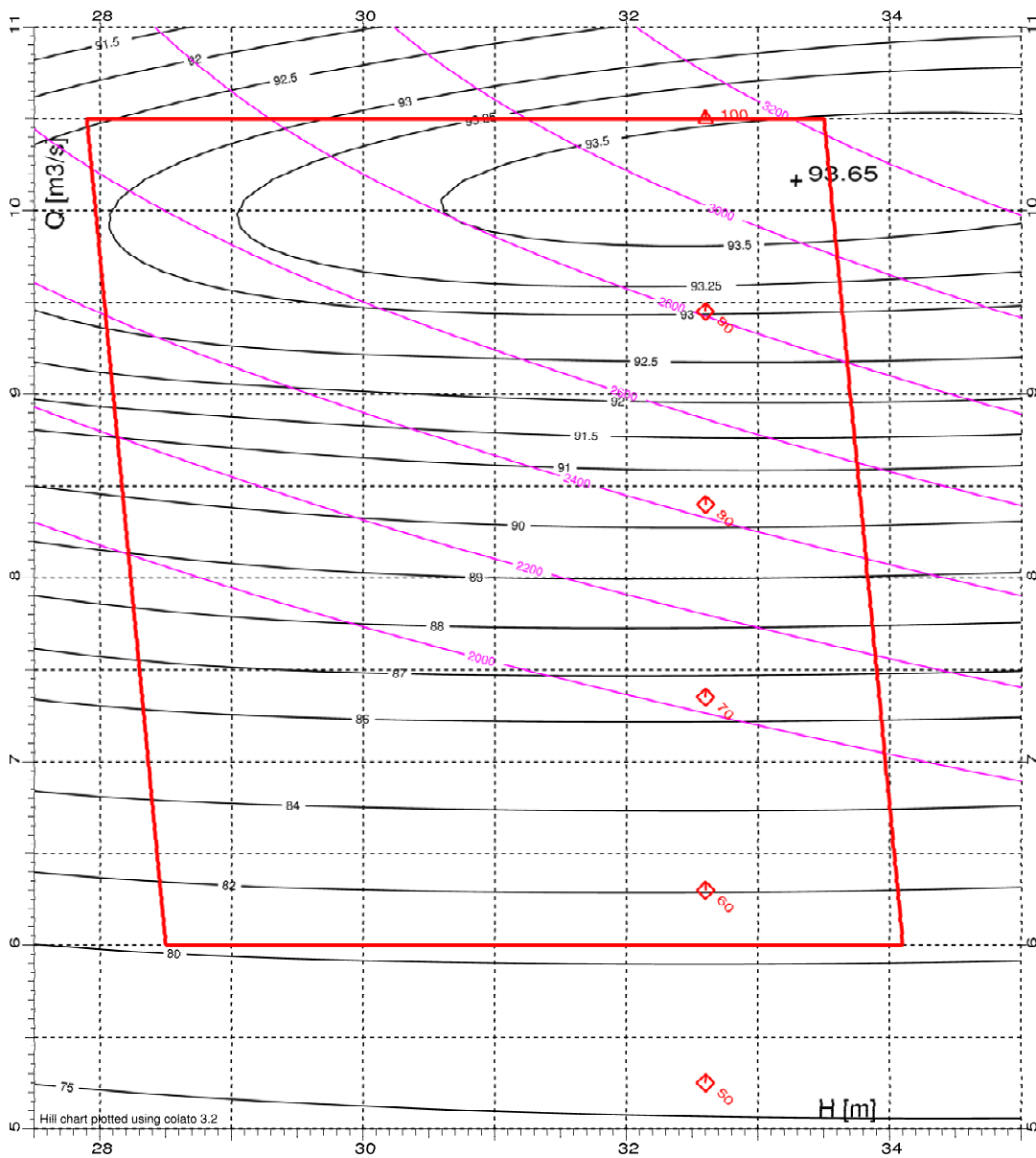
◆ Part load

D2Norm = 1334 [mm]

n = 375 [rpm]

SL = 40.00 [m]

SL: Setting Level RCL



03.08.2011

# Nedre Leirfoss

## Nedre Leirfoss

Expected Prototype Hill Chart

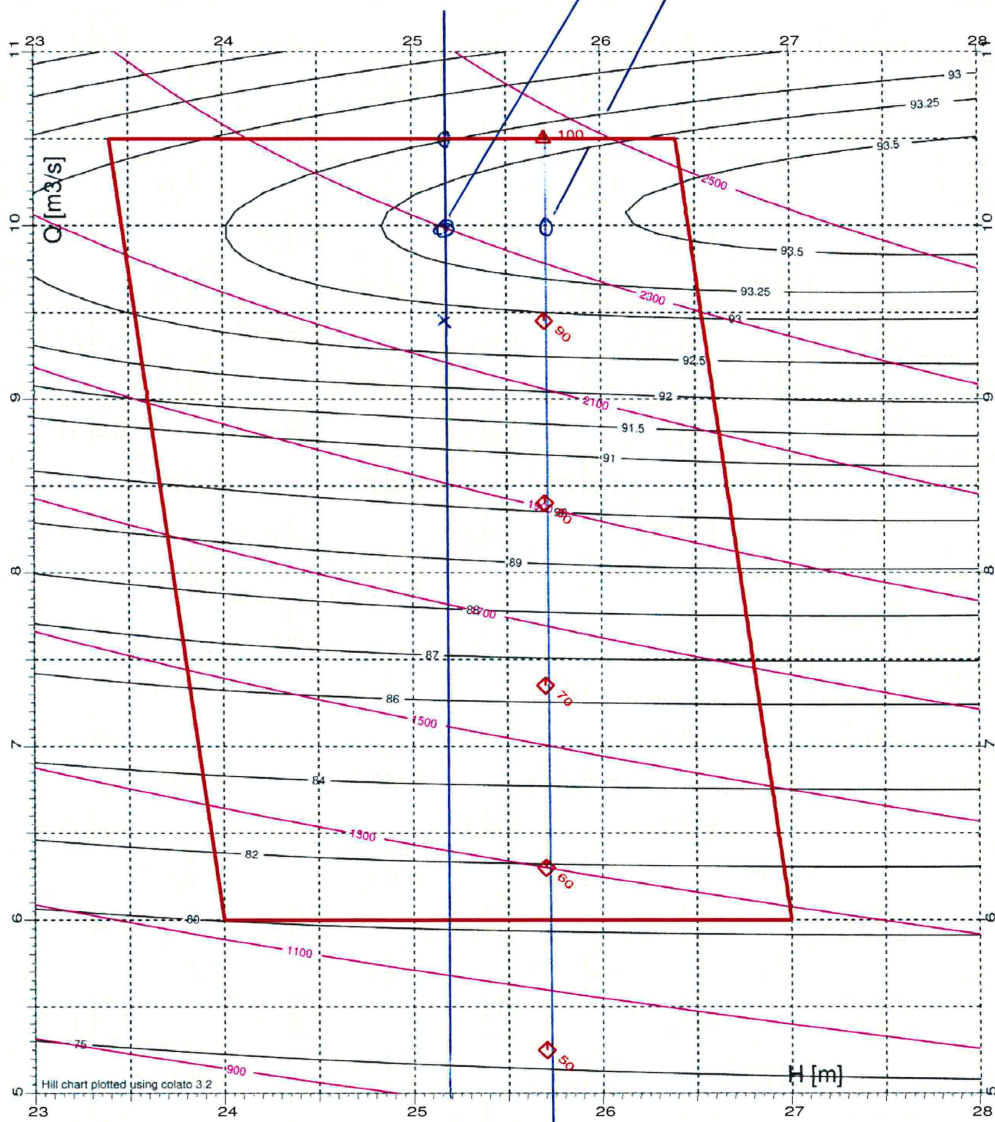
Alternative:

Runner: FC41 / 1389  
# of turbines: 1

— Turbine efficiency [%]  
— Turbine output [kW]  
— Admissible operating range

▲ Full load  
◆ Part load

$D2_{Norm} = 1383$  [mm]  
 $n = 333.30$  [rpm]  
 $SL = 13.00$  [m]  
SL: Setting Level RCL



03.08.2011

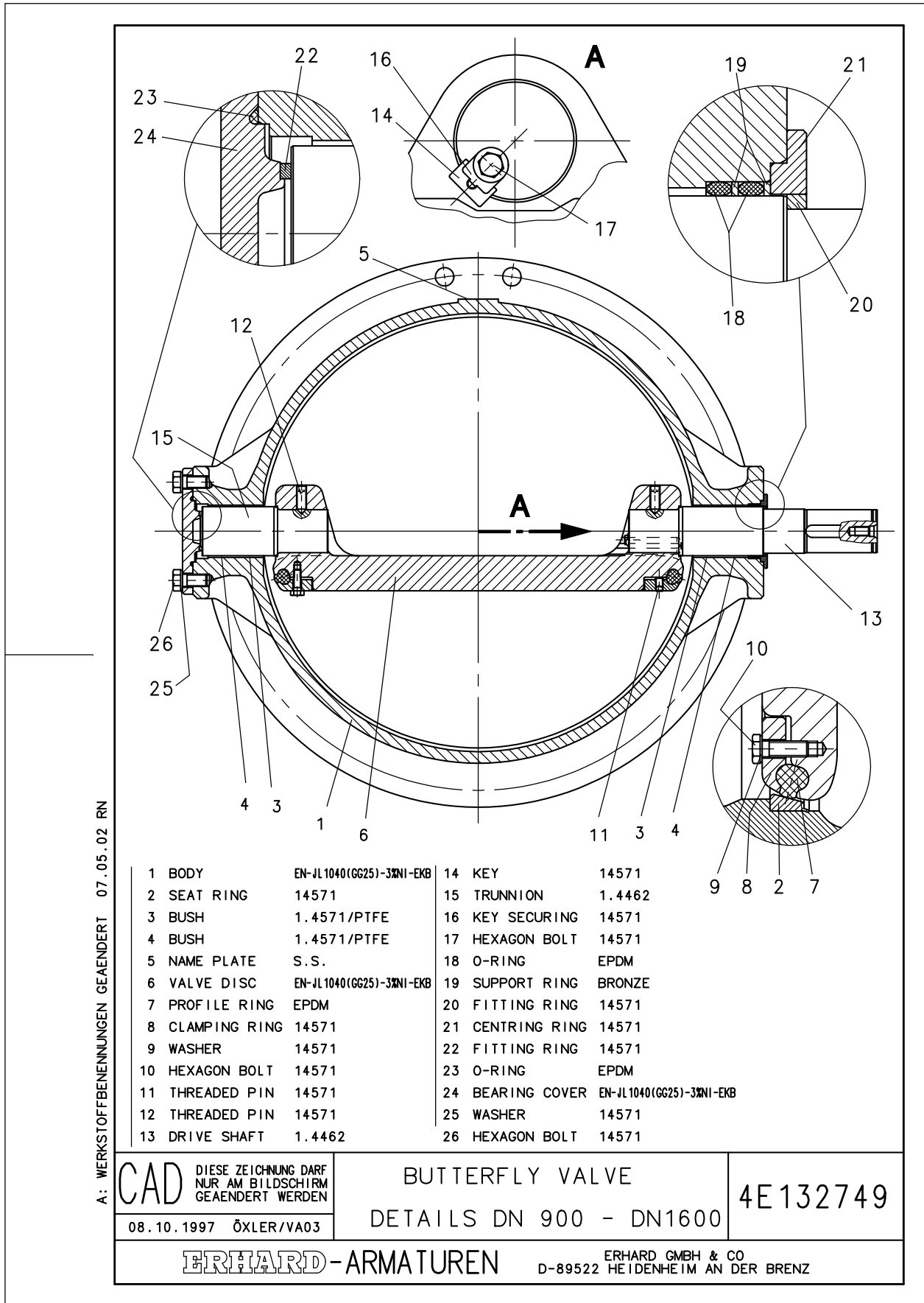








Detaljtegning ventil, Øvre Leirfoss



A: WERKSTOFFBENENNUNGEN GEÄNDERT 07.05.02 RN

1 BODY	EN-JL1040(GG25)-3%NI-EKB	14 KEY	14571
2 SEAT RING	14571	15 TRUNNION	1.4462
3 BUSH	1.4571/PTFE	16 KEY SECURING	14571
4 BUSH	1.4571/PTFE	17 HEXAGON BOLT	14571
5 NAME PLATE	S.S.	18 O-RING	EPDM
6 VALVE DISC	EN-JL1040(GG25)-3%NI-EKB	19 SUPPORT RING	BRONZE
7 PROFILE RING	EPDM	20 FITTING RING	14571
8 CLAMPING RING	14571	21 CENTRING RING	14571
9 WASHER	14571	22 FITTING RING	14571
10 HEXAGON BOLT	14571	23 O-RING	EPDM
11 THREADED PIN	14571	24 BEARING COVER	EN-JL1040(GG25)-3%NI-EKB
12 THREADED PIN	14571	25 WASHER	14571
13 DRIVE SHAFT	1.4462	26 HEXAGON BOLT	14571

**CAD** DIESE ZEICHNUNG DARF NUR AM BILDSCHIRM GEÄNDERT WERDEN  
08.10.1997 ÖXLER/VA03

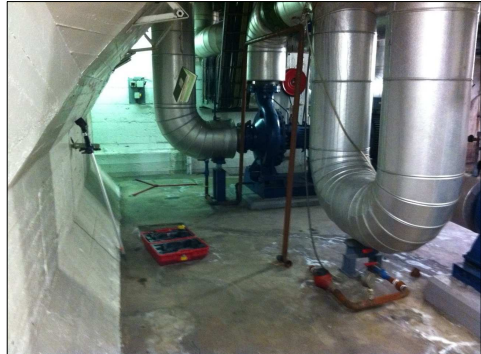
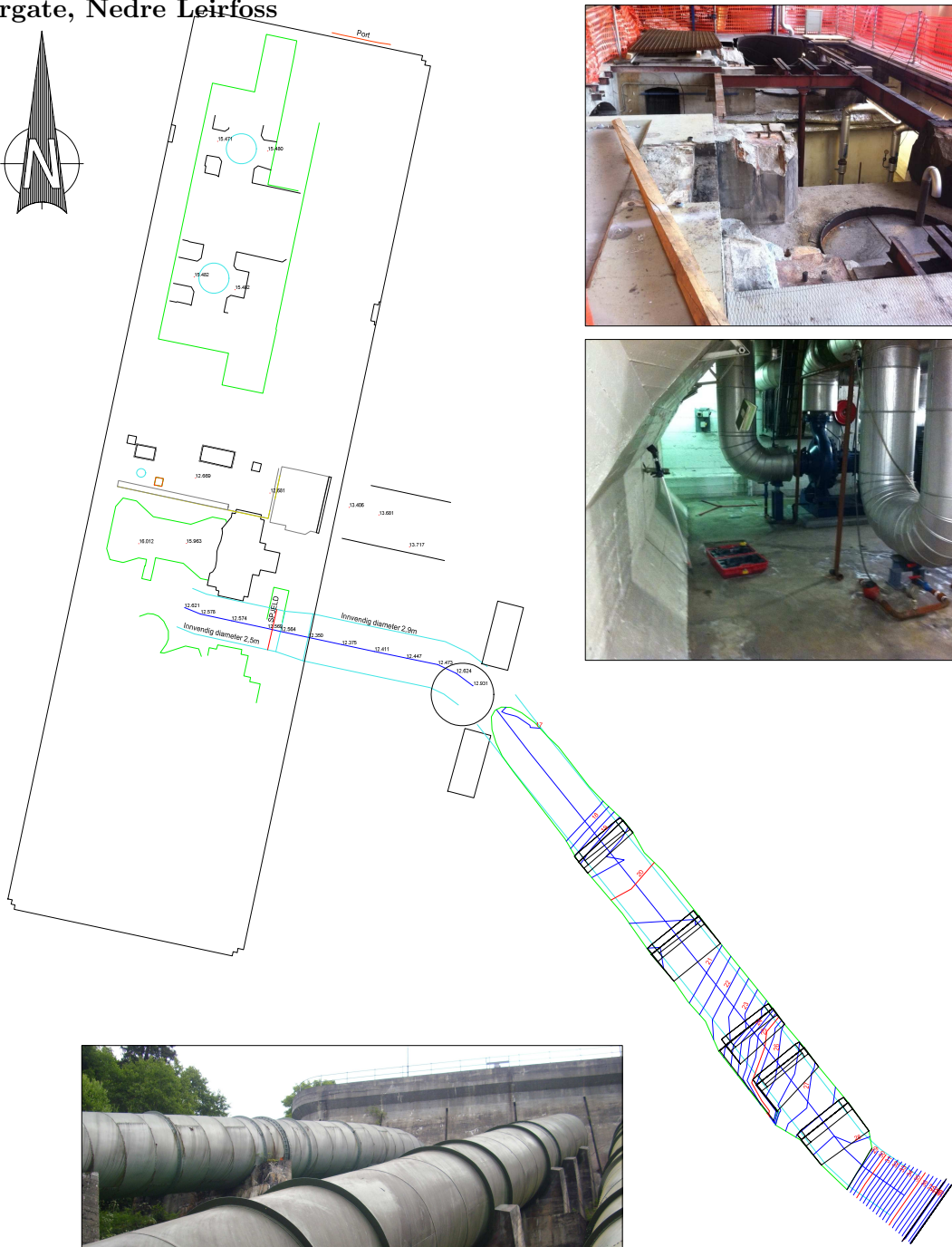
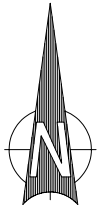
BUTTERFLY VALVE  
DETAILS DN 900 - DN1600

4E132749

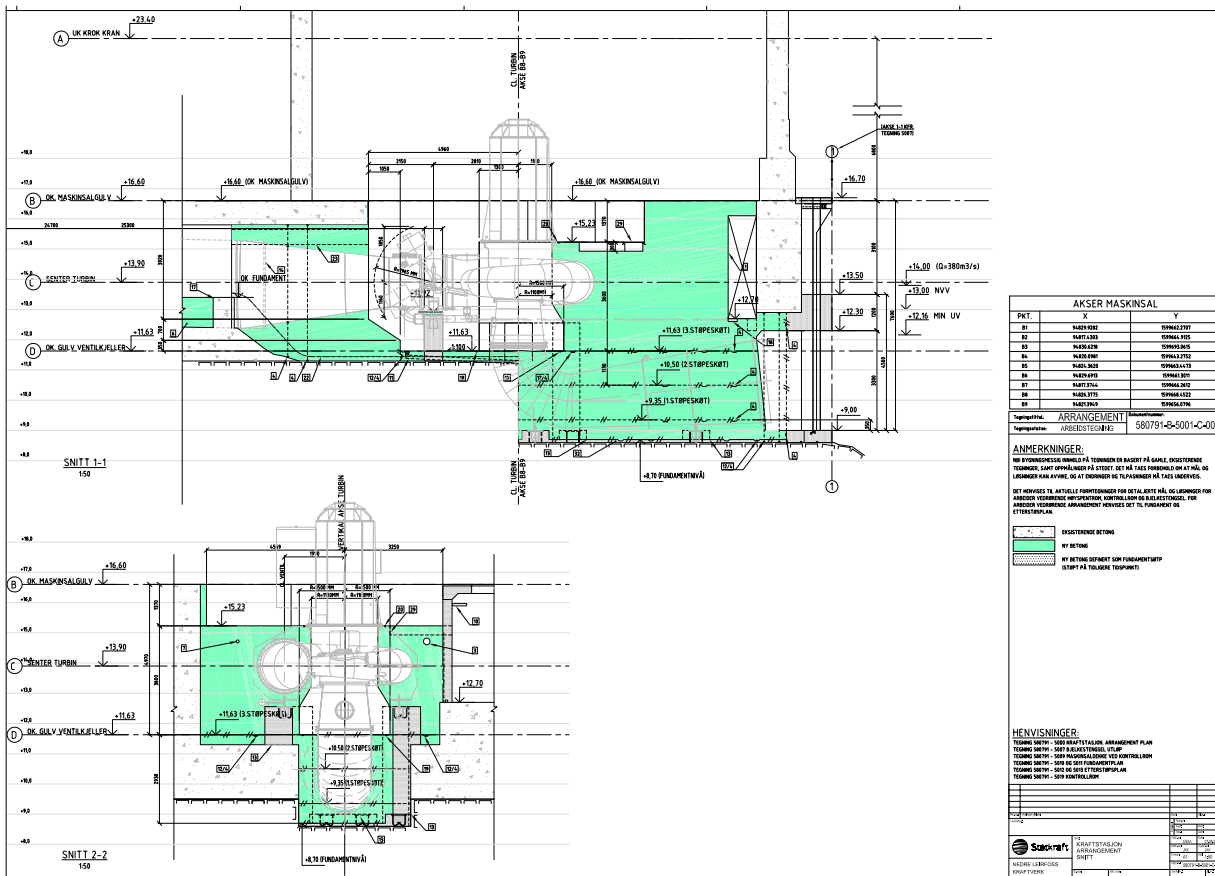
**ERHARD-ARMATUREN** ERHARD GMBH & CO D-89522 HEIDENHEIM AN DER BRENZ

# N Tegninger, Nedre Leirfoss

## Rørgate, Nedre Leirfoss



REV.	DATO	ENDRING	TEGN./GODKJ	<p>Statraft Energi AS 8651 Nedre Leirfoss Oversikt Detalj og terengmåling</p>	Utarbeidet av: JBR	Dato: 04.05.2012	Godkjent:	Målestokk: 1:250	REV.
				Hakon Odd Christensens veg 4 2045 Trondheim Tlf: 73 82 99 00 E-post: post@midopp.no www.midopp.no	KARTPLAN:	Enef 89-NTM Side 10			
					HOYDEREFERANSE:	Leirfossen lokal			
					ARKSTORRELSE:				
					TEGNINGSNR / LØPENR:				



AKSER MASKINSAL			
PKT	X	Y	
B1	SKAFT 1002	SKAFT 2001	
B2	SKAFT 1003	SKAFT 2002	
B3	SKAFT 1004	SKAFT 2003	
B4	SKAFT 1005	SKAFT 2004	
B5	SKAFT 2005	SKAFT 1006	
B6	SKAFT 1007	SKAFT 2006	
B7	SKAFT 2007	SKAFT 1008	
B8	SKAFT 1009	SKAFT 2008	
B9	SKAFT 2009	SKAFT 1010	

Tegningstype: ARRANGEMENT  
 Tegningsnummer: 500791-S-5001-C-00

**ANMERKNINGER:**  
 DEN BRUKSBEREITTE MASKINEN PÅ TURBINEN ER BASTOYT PÅ GAVL. BRUKSBEREITTE  
 TURBINER, SÅVIT OPPMÅLINGER PÅ STØTET, DET PÅ TÅLT FORSKJELL OG PÅ HÅLL OG  
 LÅNGHETTER FOR SVING OG PÅ TORNSIDE OG TILVÅRINGS PÅ TÅLT BREDDE.  
 DET FORSVIKES TIL AKTUELLE HÅNDTERINGER FOR DETALJER HÅLL OG LÅNGHETTER FOR  
 AKSERNES VEDHOLDNING OG SPESIFIKASJON, AKSERNES LØSNING OG BILDEKONTROLL. FOR  
 AKSERNES VEDHOLDNING ANVENDTES HVERVISE DET TIL FUNDAMENT OG  
 ETTERSTØTTEPLAN.

EKSISTERENDE BETONG  
 NY BETONG  
 NY BETONG SOMMER OG FUNDAMENTSTØTTE  
 (SOM PÅ TILVÅRINGS TEGNING)

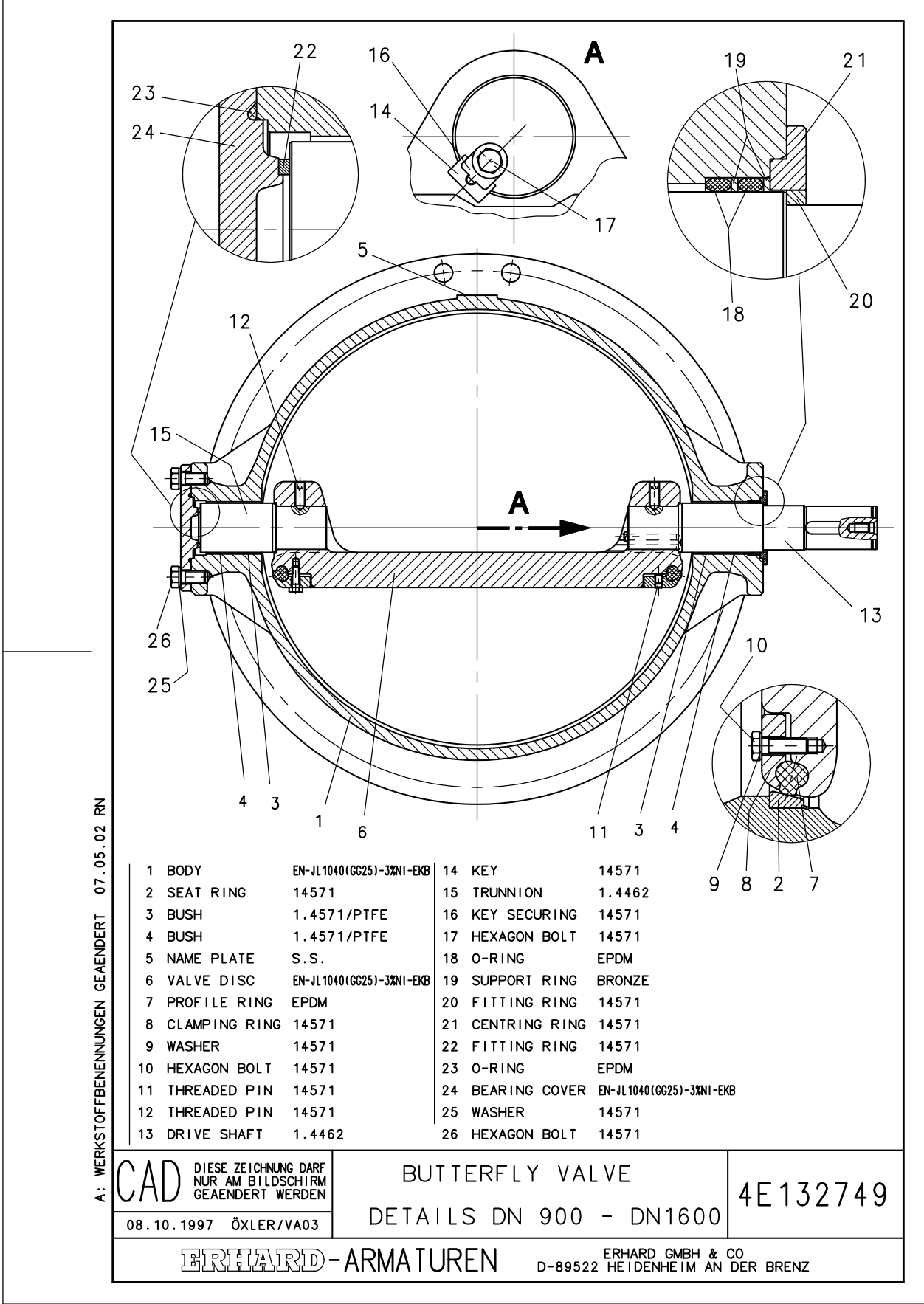
**HENVISNINGER:**  
 TEGNING 500791 - S08 REKONSTRUKSJON ARRANGEMENT PLAN  
 TEGNING 500791 - S09 BILDEKONTROLL  
 TEGNING 500791 - S09 MASKINLØSNING OG KONTROLLPLAN  
 TEGNING 500791 - S09 OG S10 FUNDAMENTPLAN  
 TEGNING 500791 - S09 OG S10 ETTERSTØTTEPLAN  
 TEGNING 500791 - S09 FUNDAMENTPLAN

NO	REVISJON	AV	BT
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Selskapsnavn: Selskapsnavn  
 Prosjekt: Selskapsnavn  
 Tegningstype: Selskapsnavn  
 Tegningsnummer: Selskapsnavn



# Detaljtegning ventil, Nedre Leirfoss



A: WERKSTOFFBENENNUNGEN GEÄNDERT 07.05.02 RN

**CAD** DIESE ZEICHNUNG DARF NUR AM BILDSCHIRM GEÄNDERT WERDEN

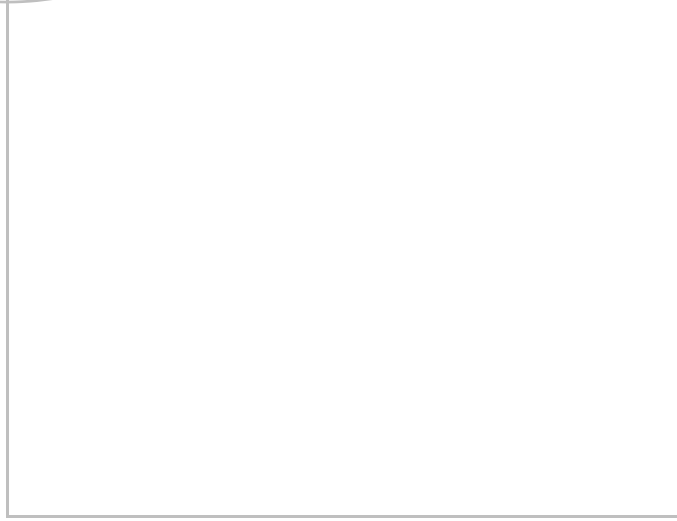
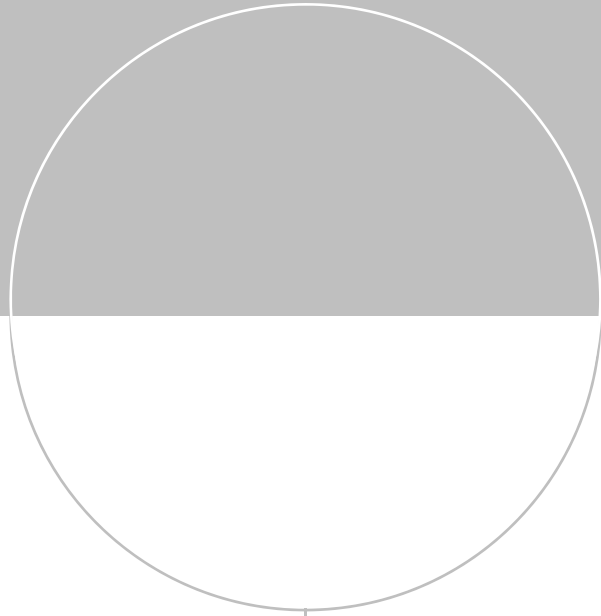
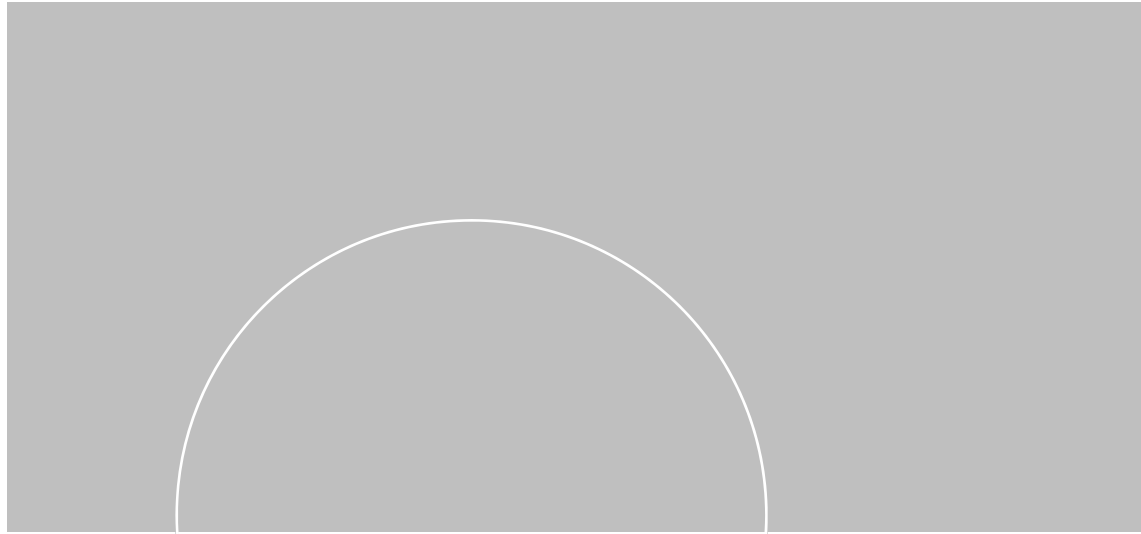
08.10.1997 ÖXLER/VA03

BUTTERFLY VALVE  
DETAILS DN 900 - DN1600

4E132749

**ERHARD-ARMATUREN**

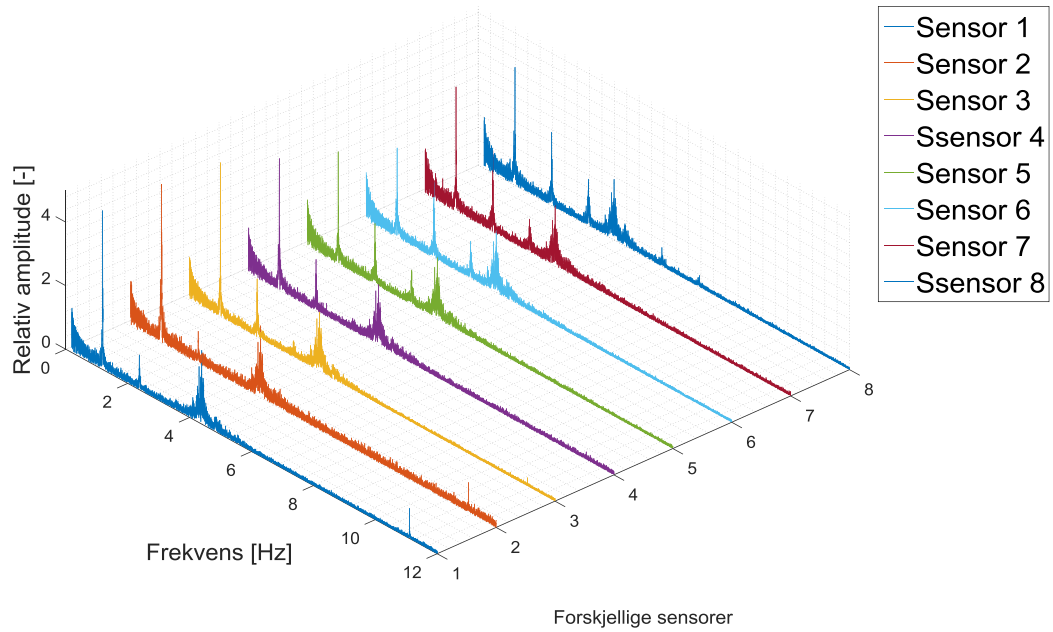
ERHARD GMBH & CO  
D-89522 HEIDENHEIM AN DER BRENZ



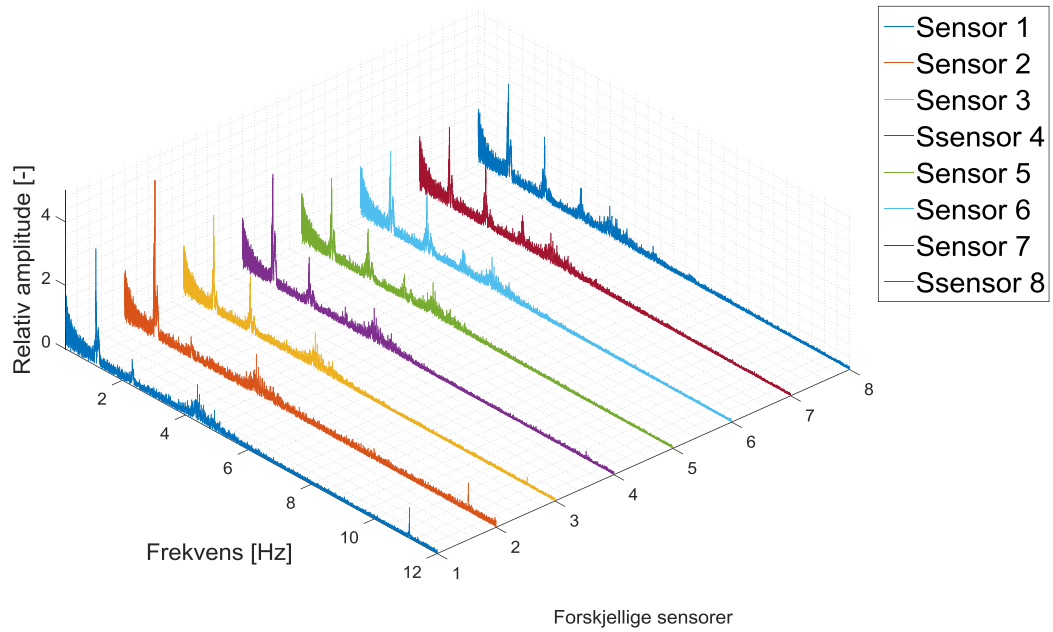
### 11.3 Trykkpulsasjonsmålinger ved Leirfossene Kraftverk

Dette vedlegget inneholder FFT-analyserer av alle målingene som ble gjort, både med og uten luftinjeksjon. Sensor 1 og 2 stod øverst i sugerøret nærmest turbinen, så fulgte 3 og 4, 5 og 6 og til slutt nederst i sugerøret 7 og 8.

### Trykkpulsasjoner - 7MW - 0.5\*BEP

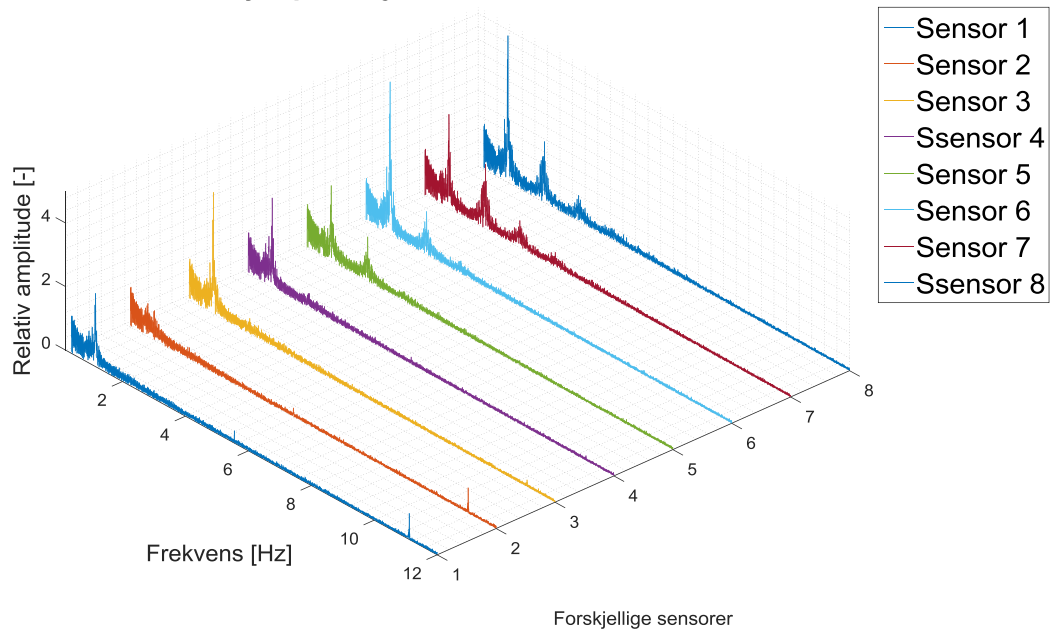


### Trykkpulsasjoner - 8MW - 0.57\*BEP

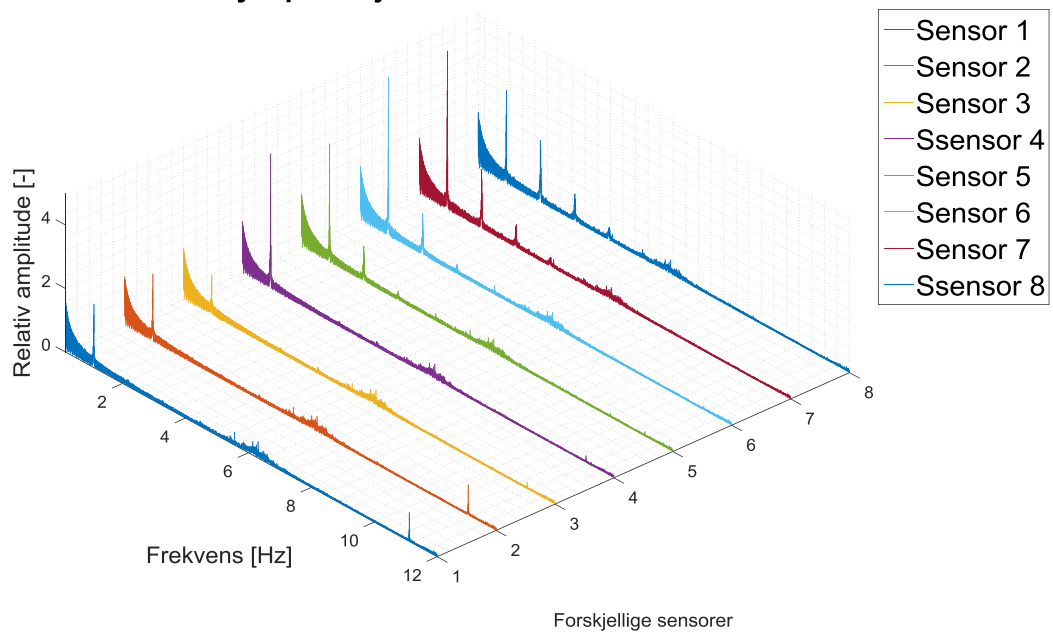




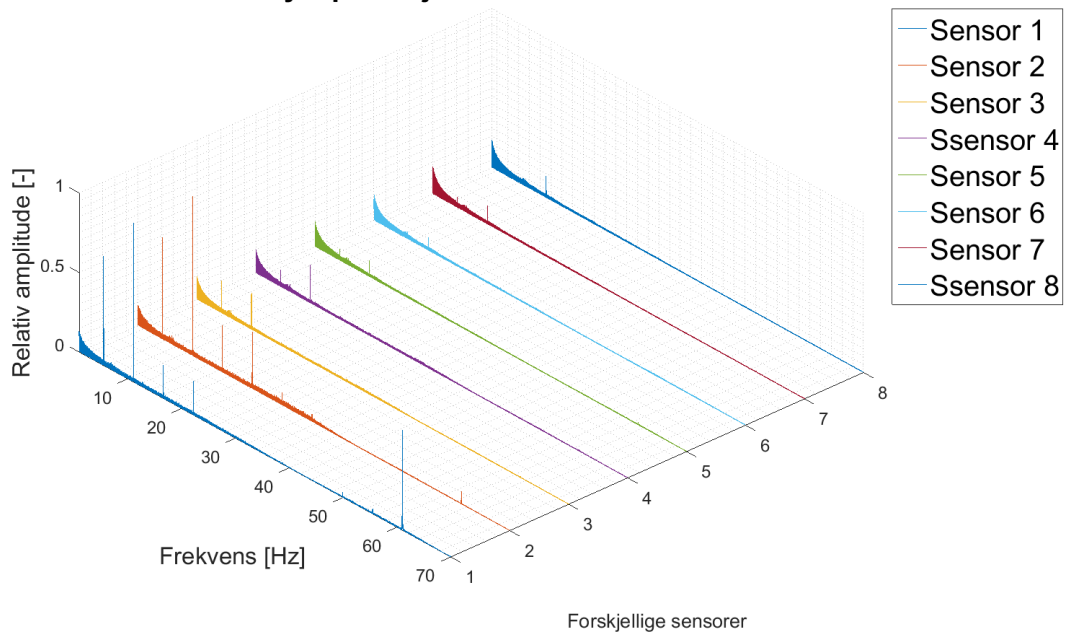
### Trykkpulsasjoner - 9MW - 0.64\*BEP



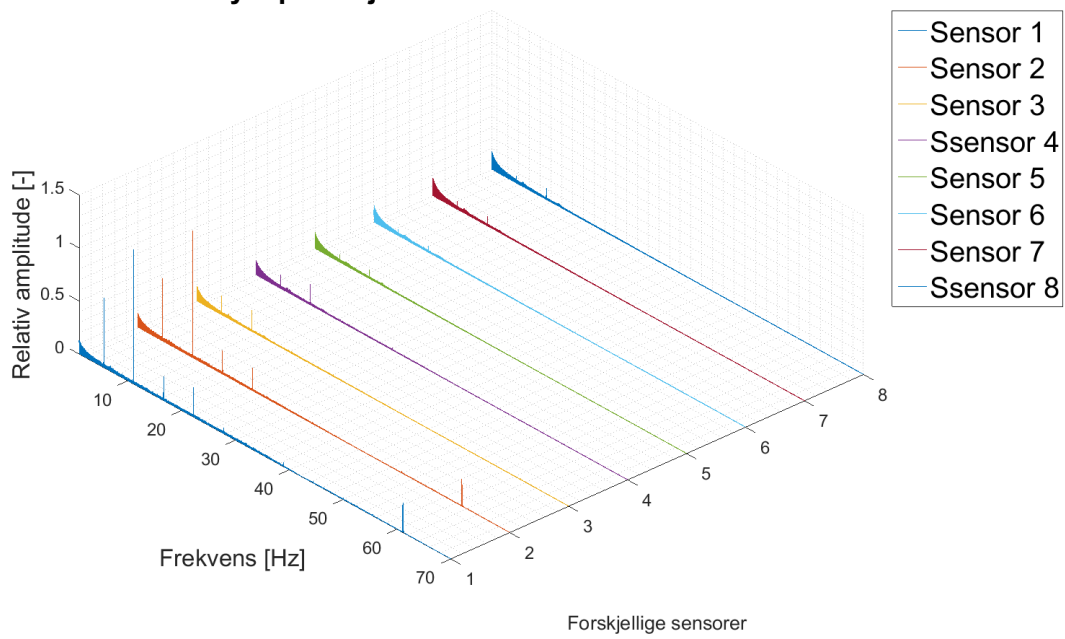
### Trykkpulsasjoner - 11MW - 0.79\*BEP



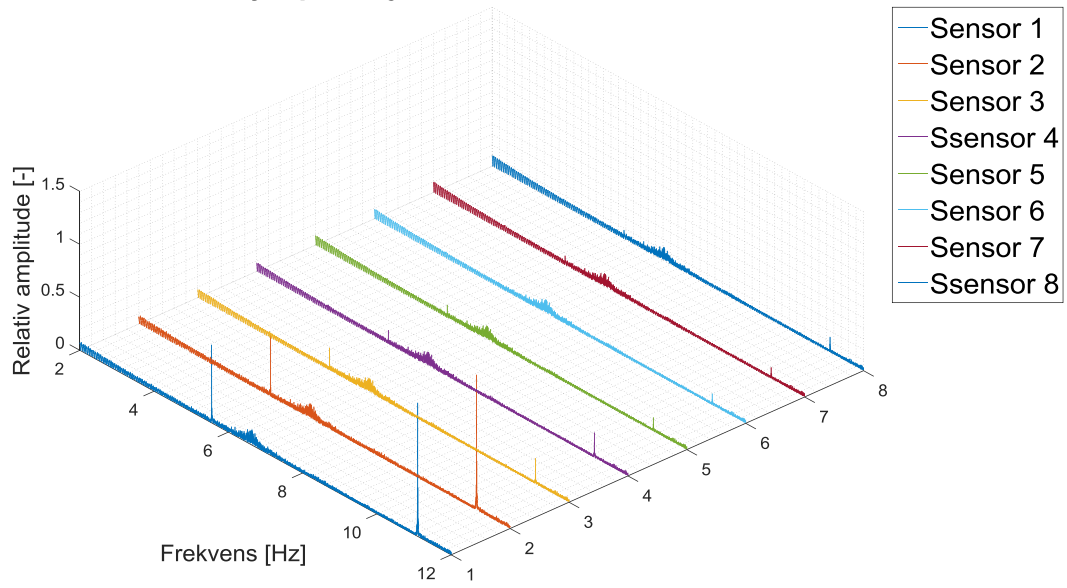
### Trykkpulsasjoner - 14MW - BEP



### Trykkpulsasjoner - 14.45MW - 1.03\*BEP

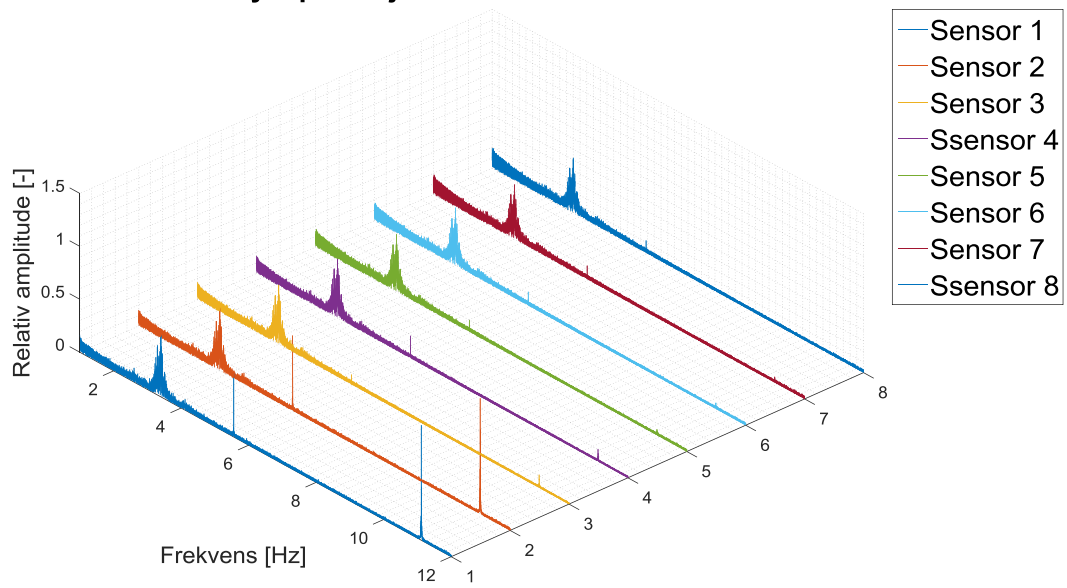


### Trykkpulsasjoner - 15MW - 1.07\*BEP



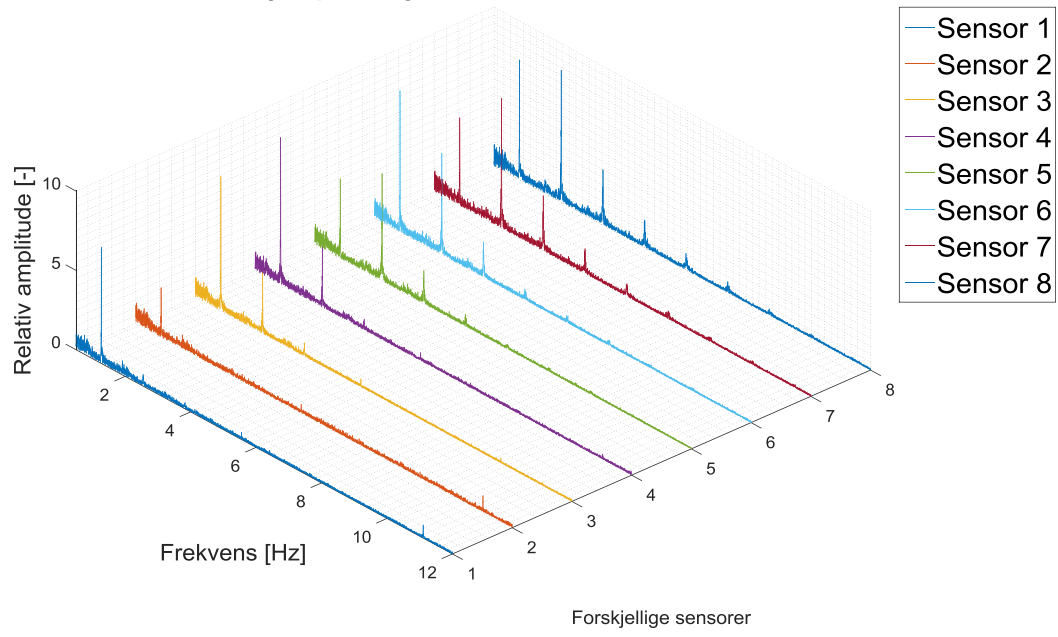
Forskjellige sensorer

### Trykkpulsasjoner - 16MW - 1.14\*BEP

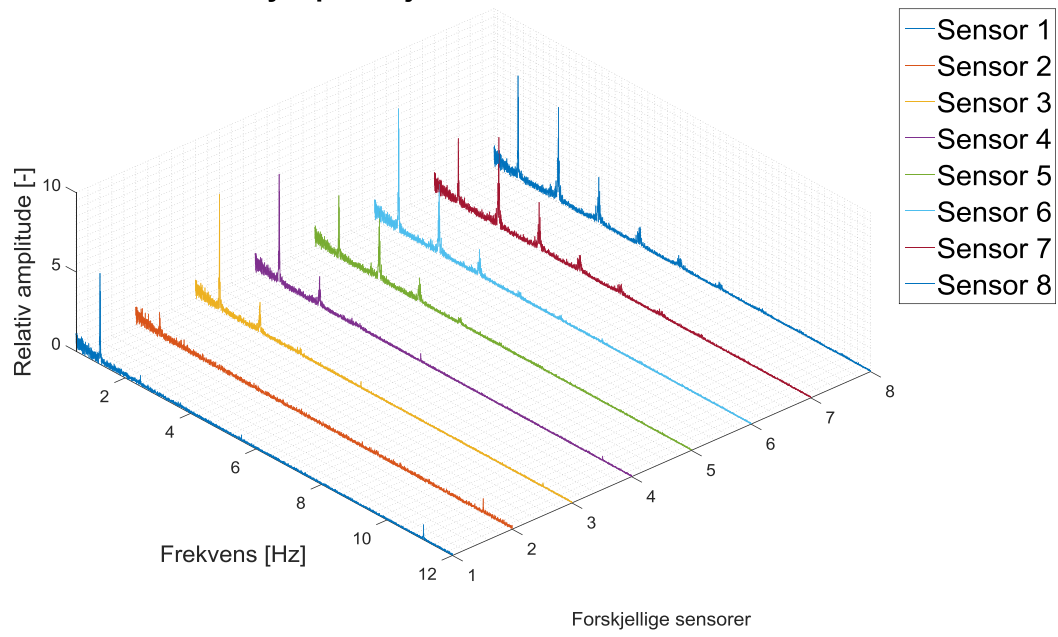


Forskjellige sensorer

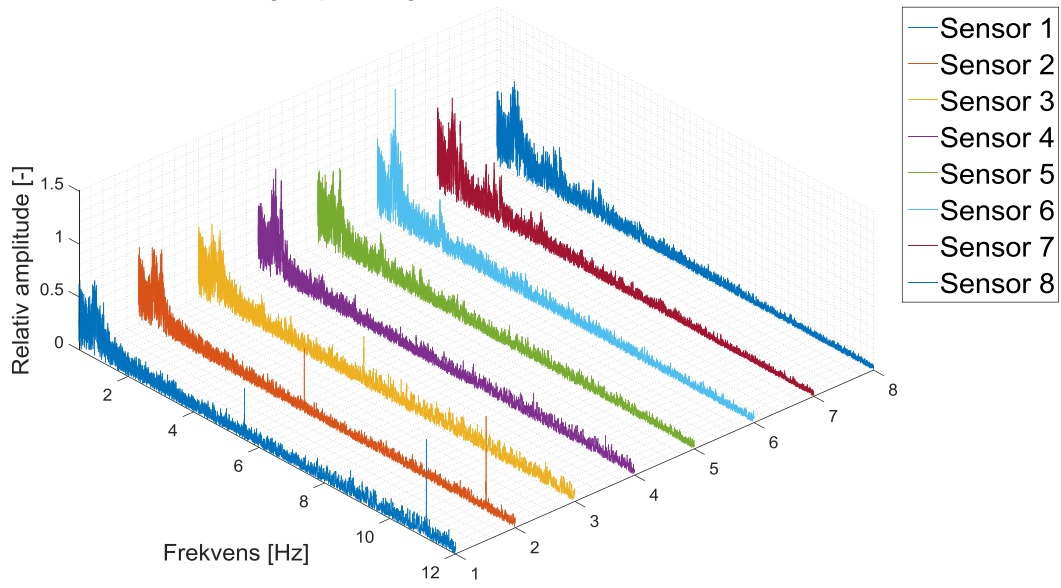
### Trykkpulsasjoner - 7MW - med luft



### Trykkpulsasjoner - 8MW - med luft

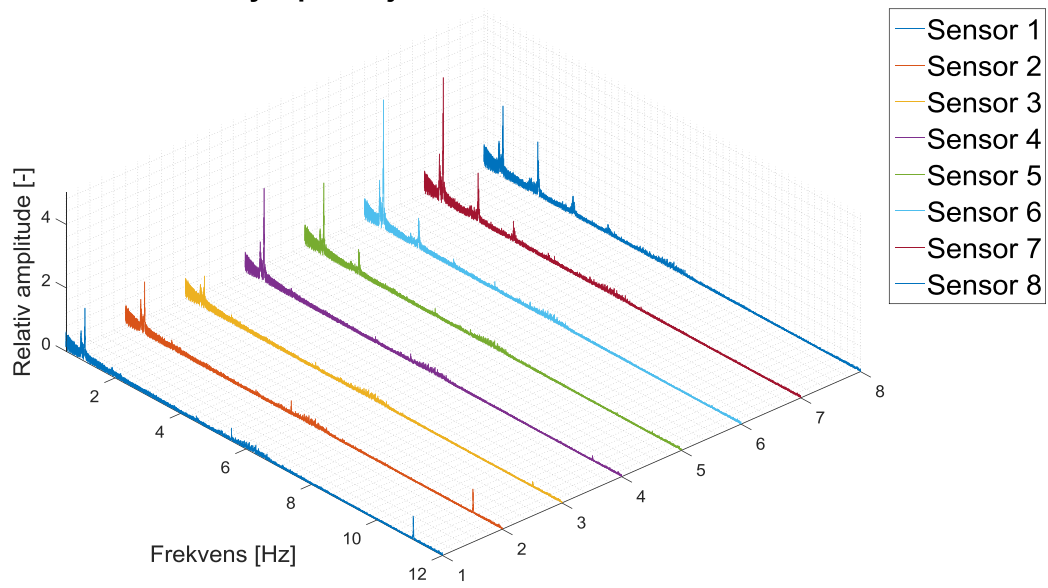


### Trykkpulsasjoner - 9MW - med luft



Forskjellige sensorer

### Trykkpulsasjoner - 11MW - med luft



Forskjellige sensorer

## 11.4 Kalibreringer

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 4091553  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
Sensor 1  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.73772481E+0X^0 + 124.96160536E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.011709 [%]  
Max Uncertainty : 0.024316 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

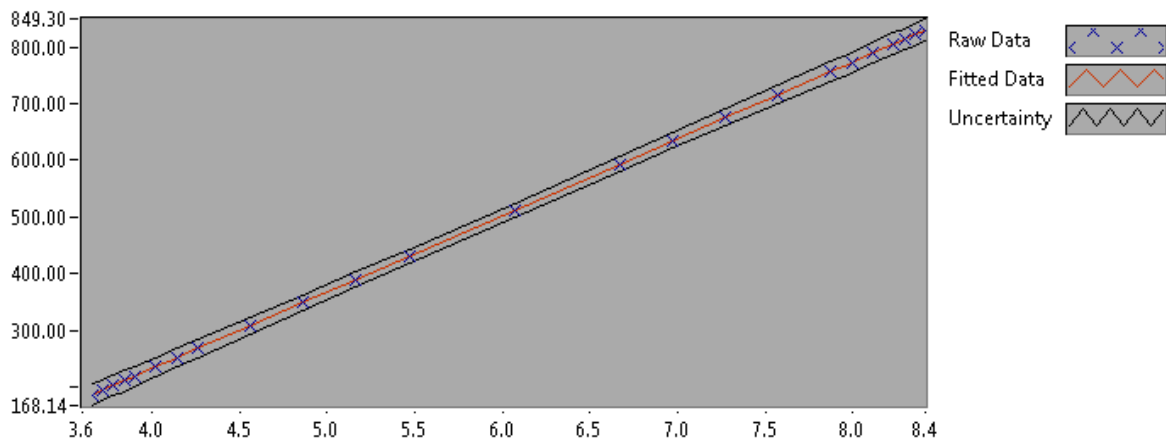


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 2184828  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
Sensor 2  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.43919412E+0X^0 + 124.98446323E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.015763 [%]  
Max Uncertainty : 0.032465 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

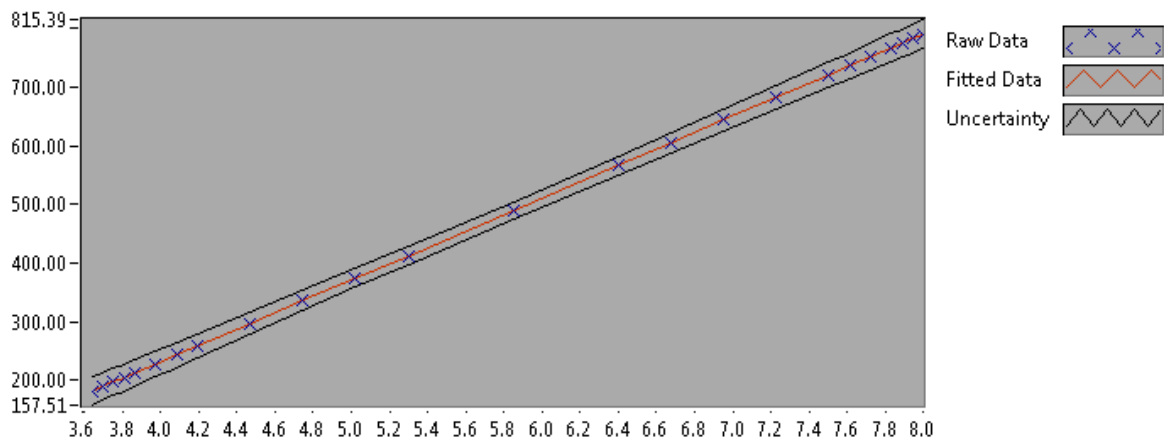


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )



# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: UNIK 5000  
SN: 3725345  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
Innlop  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -248.93110426E+0X^0 + 124.95889917E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.014248 [%]  
Max Uncertainty : 0.029270 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

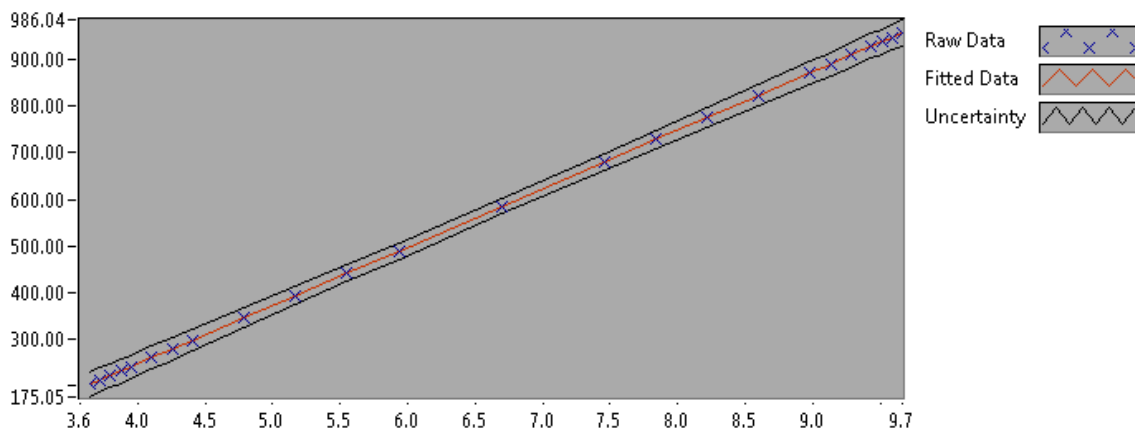


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 2184827  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
1A  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -248.67053631E+0X^0 + 124.95953986E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.009324 [%]  
Max Uncertainty : 0.019486 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

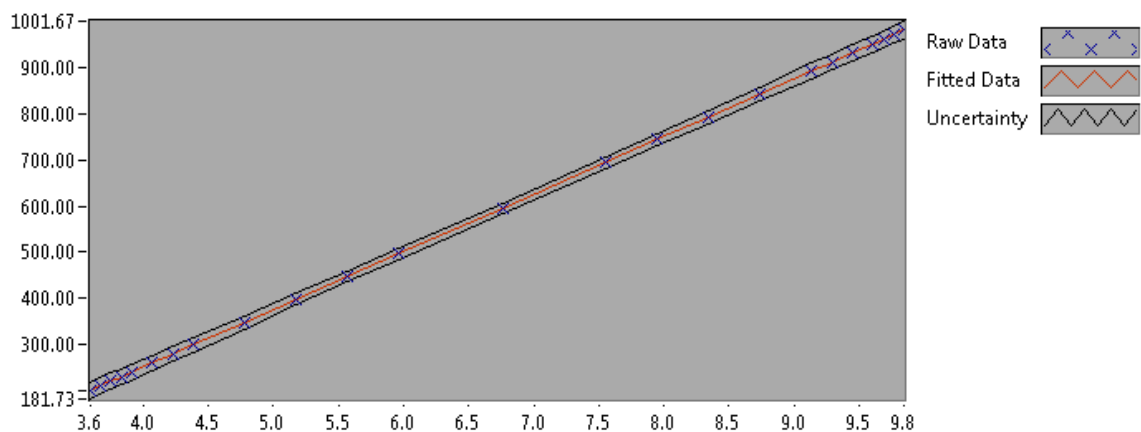


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 2184824  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
2A  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.27709379E+0X^0 + 124.94911915E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.007316 [%]  
Max Uncertainty : 0.015718 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

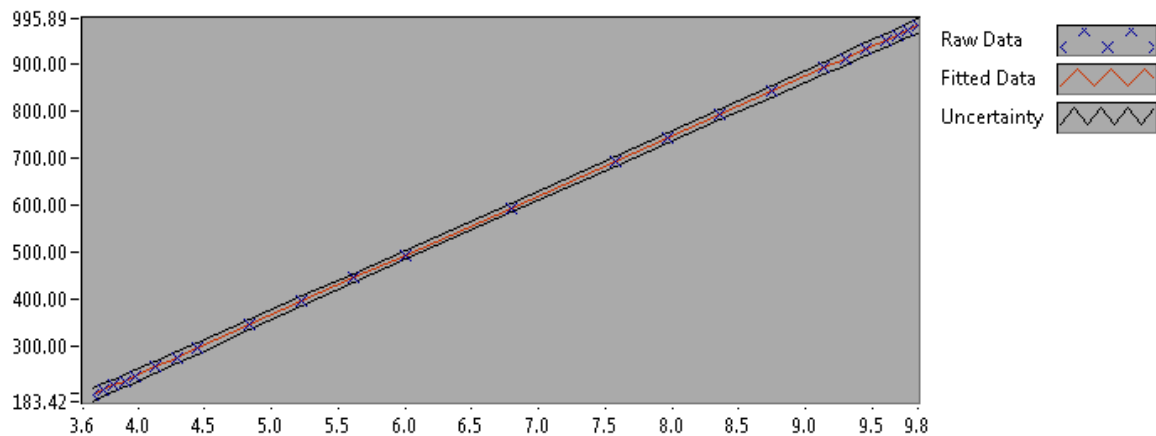


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 1830  
SN: 2867612  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
3A  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.11335167E+0X^0 + 124.92365303E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.028190 [%]  
Max Uncertainty : 0.058666 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

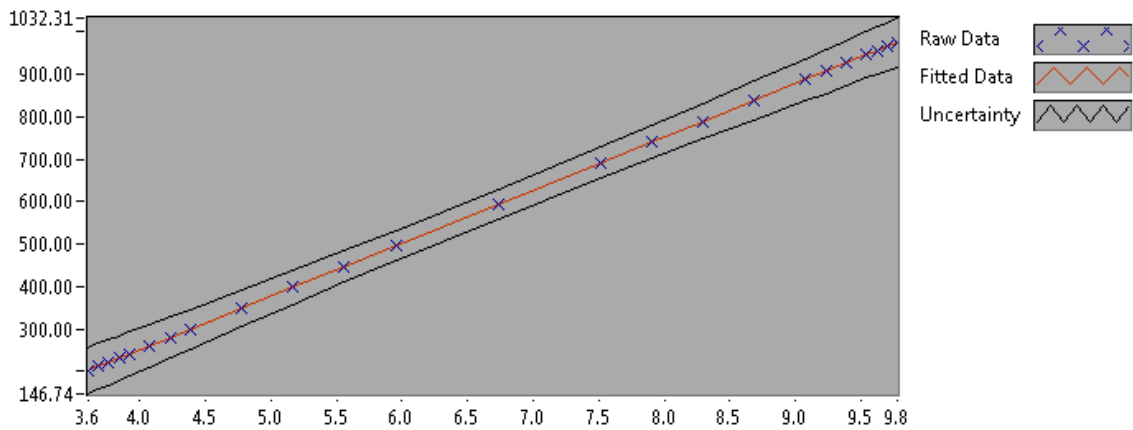


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 1830  
SN: 2867610  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
4A  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.19829500E+0X^0 + 125.03726397E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.035728 [%]  
Max Uncertainty : 0.073581 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

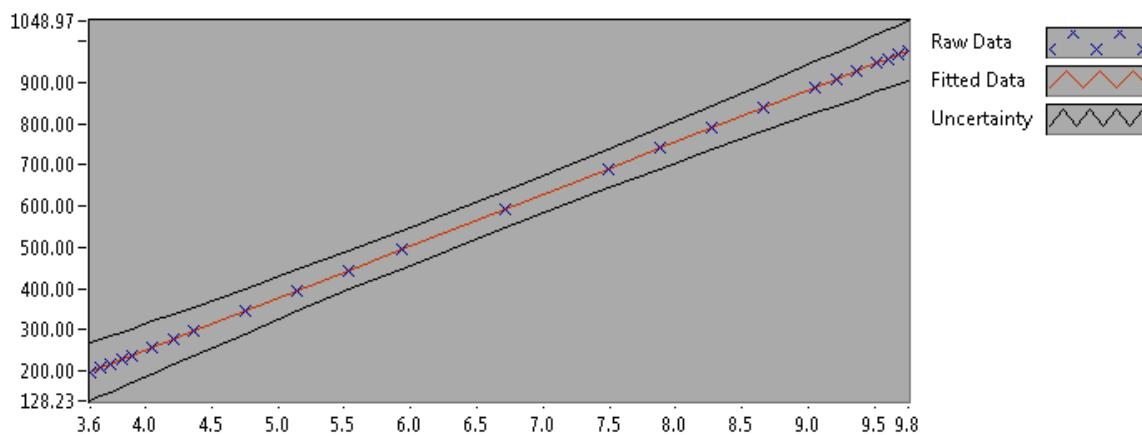


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 2184832  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
1B  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -249.36048783E+0X^0 + 124.91962811E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.010415 [%]  
Max Uncertainty : 0.021531 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

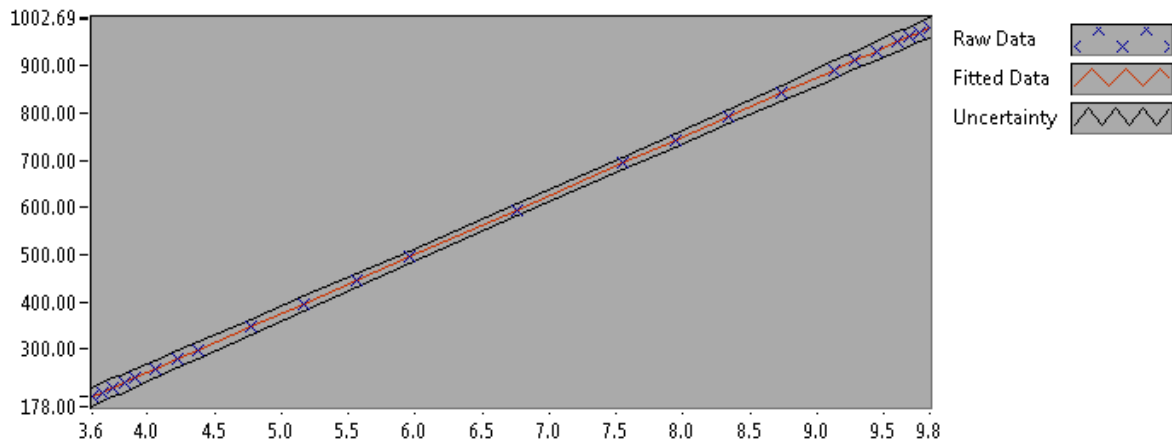


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 4091551  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
2B  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.32837184E+0X^0 + 124.99883316E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.009562 [%]  
Max Uncertainty : 0.019663 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

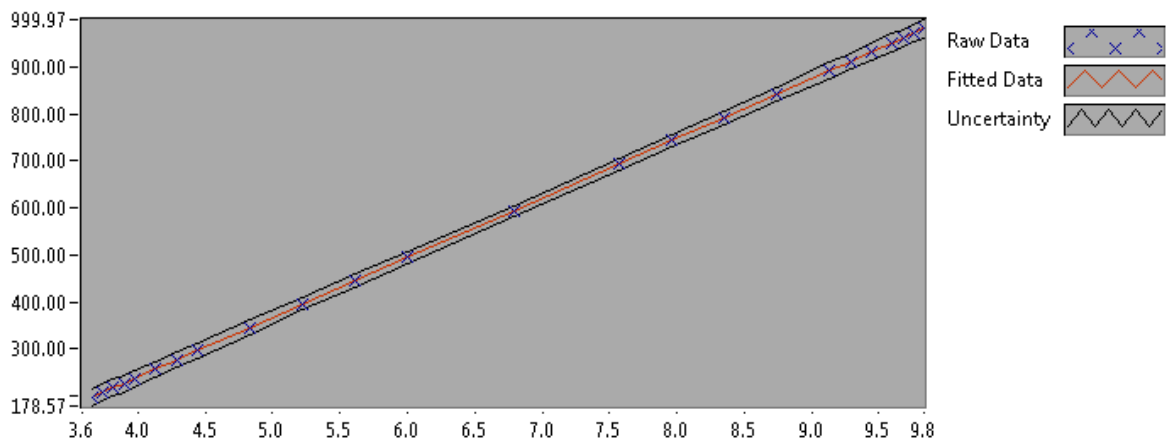


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 1830  
SN: 2867611  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
3B  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -249.36688902E+0X^0 + 124.94464068E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.032497 [%]  
Max Uncertainty : 0.067104 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

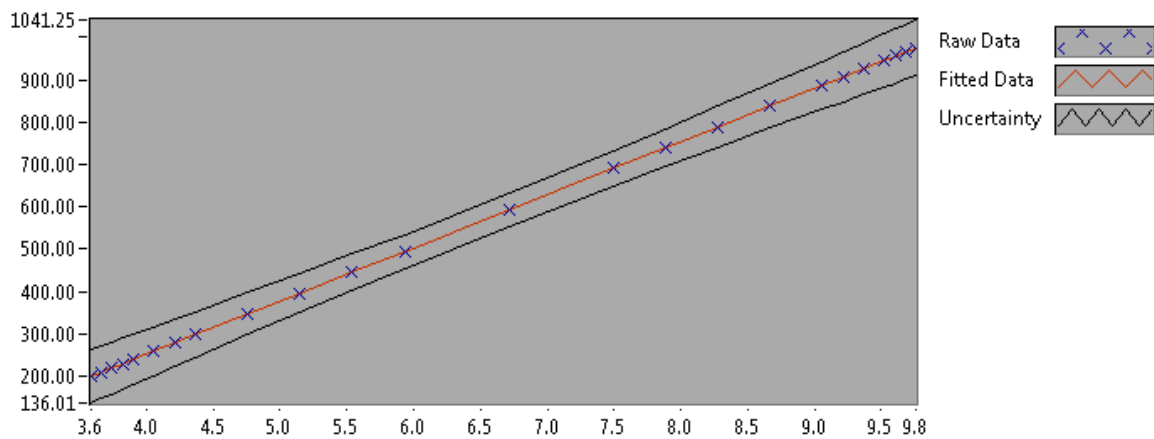


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )



# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Peter Joachim Gogstad  
Type/Producer: Druck PTX 1830  
SN: 2867613  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa  
4B  
Druck PTX 1830  
2867610  
0-10 bar a  
kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$$Y = -249.03414990E+0X^0 + 124.88221906E+0X^1$$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.030593 [%]  
Max Uncertainty : 0.062867 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

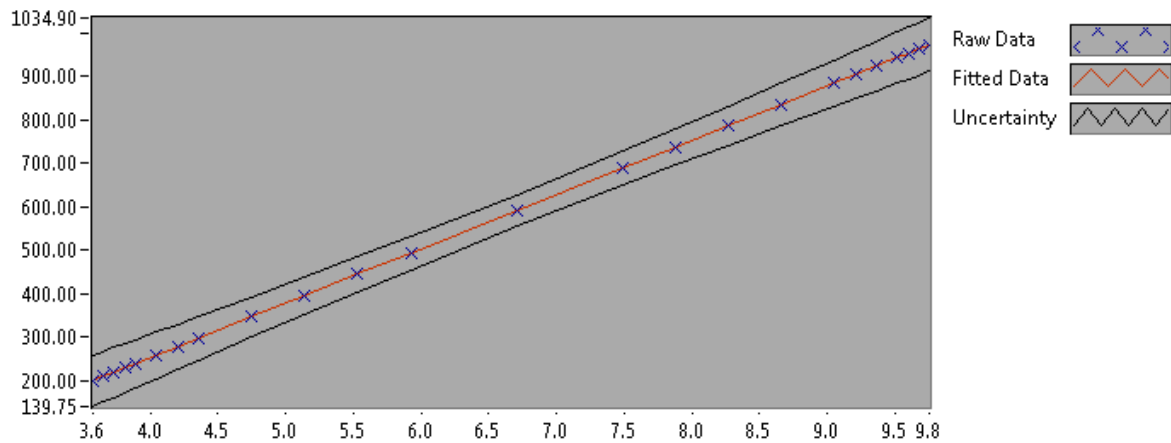


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )