

# Virkningsgradsmåling av en høyttrykks Francis turbin

**Arild Høydal**

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2011

Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT

Biveileder(e): Jørgen Ramdal, Gauldal Consult



## MASTEROPPGAVE

for  
Stud.techn.  
Arild Høydal  
Våren 2011

### **Virkningsgradsmåling av en høytrykks Francis turbin** *Efficiency measurements of a high head Francis turbine*

#### **Bakgrunn**

Termodynamiske virkningsgradsmålinger er den mest praktiserte målemetoden som benyttes i Norge. Denne målemetoden gir en relativ usikkerhet på fallhøyder over 100 meter. På fallhøyder lavere enn 100 meter så anbefaler ikke IEC 6013 denne metoden da dette kan gi for høy usikkerhet på målingen. Det er imidlertid usikkert om det finnes målemetoder som er bedre på lavere fallhøyder og dette er det ønskelig å se nærmere på. Ved NTNU vil man fokusere på å finne usikkerheten ved termodynamiske virkningsgradsmålinger på fallhøyder lavere enn 100 meter vha den termodynamiske metoden. Målingene som gjennomføres i dette arbeidet blir et bidrag til dette arbeidet.

Det skal gjennomføres termodynamiske virkningsgradsmålinger ved Straumsmo Kraftverk. Straumsmo Kraftverk eies av Statkraft og ligger i Bardu Kommune i Troms. Kraftverket har fallhøyde på 230 meter og har 2 Francis turbiner installert der begge har en effekt på ca 85 MW. Det produsertes ca 660 GWt hvert år.

Målingene vil se nærmere på energi fordelingen i utløpet fra sugerøret og hvis det er mulig så skal det også måles i to punkter på innløpet av turbinen.

#### **Mål**

Gjennomføre termodynamiske virkningsgradsmålinger ved Straumsmo Kraftverk med fokus på energifordeling i avløpet på sugerøret.

#### **Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter**

1. Det skal gjennomføres et bibliotek søk som finner status på FoU-aktivitet for den termodynamiske metode for virkningsgradsmålinger.
2. Studenten skal sette seg inn i det teoretiske grunnlag for både den termodynamiske metode for virkningsgradsmålinger. Studenten skal også gjennomgå teorien for falltapsmålinger
3. Studenten skal planlegge, tegne og bistå bygging av utstyr som må på plass i Straumsmo Kraftverk for å gjennomføre falltap og virkningsgradsmålinger
4. Studenten skal gjennomføre virkningsgradsmålinger vha den termodynamiske metode ved Straumsmo Kraftverk. Målingene skal gjennomføres med minimum 3 temperatur og 3 hastighetsmålinger i avløpet på sugerøret.
5. Resultatene fra forsøkene skal evalueres og sammenlignes med tilsvarende målinger fra Hol og Bratsberg kraftverk
6. Det skal gjennomføres falltapsmålinger dersom tiden tillater dette

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.

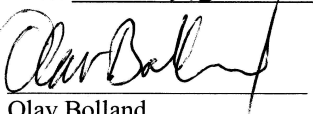
I henhold til ”Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet” ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk

Dato: 31. - 2011

  
Olav Bolland  
Instituttleder

  
Ole Gunnar Dahlhaug  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Jørgen Ramdal



# Forord

Dette prosjektet representerer masteroppgaven til Stud.Tech. Arild Høydal. Den er skrevet ved Norges teknisk- naturvitenskapelige universitet (NTNU), Fakultetet for ingeniørvitenskap og teknologi (IVT), Institutt for energi- og prossteknikk (EPT), Vannkraftlaboratoriet.

Oppgaven innebærer å måle den hydrauliske virkningsgraden ved Nore I Kraftverk, spesielt med tanke på måleusikkerheten i avløpet. Kraftverket ligger i Rødberg i Buskerud Fylke og er eid og drevet av Statkraft AS.

Dette har vært en oppgave som har bydd på mange utfordringer innen måleteknikk, usikkerhetsanalyse, 3d-tegning, loggeprogram, men også i forhold til problemstillinger som dukker opp når man er ute i feltet og gjør målinger. På tross av at dette har vært en masteroppgave som har vært alt annet enn strømlinjeformet, er resultatet til slutt blitt tilfredsstillende.

Gjennom oppgaven har det vært kontakt med mange folk i flere institusjoner. I Statkraft vil jeg først takke Erik Jacques Wiborg for hans engasjement i oppgaven, som på tross av problemer med Straumsmo Kraftverk, klarte å skaffe meg målinger på Nore I. Jonny Åsheim ved Straumsmo Kraftverk vil jeg også nevne, som selv om vi aldri møttes slik planlagt, gjorde han alt i sin makt for å få til målingene ved Straumsmo. Øvrige ansatte ved Nore I Kraftverk som hjalp til med målingene fortjener også en takk.

Målingene ved Nore I som ble gjennomført i samarbeid med Norconsult AS, ene og alene representert med Erik Nilsen, må selvfølgelig også takkes i dette forordet. Nilsen var behjelpelig både før, under og etter målingene, men spesielt med kontroll av virkningsgradsutregningen i etterkant bidro han med uvurderlige tips til forbedringer.

---

Ved NTNU er det veileder Ole Gunnar Dahlhaug og medveileder Jørgen Ramdal som har bistått mest i oppgaven. Dahlhaug har vært til stor administrativ hjelp i forhold til å få målingene gjort, og har bistått mye faglig til både forberedelsene til målingene og analysen av dataen. Ramdal er likevel den som har vært til størst hjelp, først og fremst som medsammensvoren under hele målingen på Nore I, men også med tips og triks underveis i oppgaven. Restende doktorstudenter, masterstudenter og ansatte ved Vannkraftlaboratoriet må også takkes for det supre sosiale og faglige miljøet som eksisterer der oppe. Spesielt Eve Cathrin Walseth må takkes for å ha sittet innendørs å lest korrekture varme sommerdager.

Til sist vil jeg takke samboeren min Laila-Iren Melle og min fantastiske sønn Jørgen Melle Høydal, som året rundt gjør hverdagen tre hakk bedre!

Arild Høydal

Arild Høydal, 17.06.2011

# Sammendrag

19. mai ble det utført virkningsgradsmålinger av Norconsult AS ved Nore I Kraftverk i Buskerud. På denne målingen var Stud. Techn. Arild Høydal medvirkende, og utførte samtidig egne målinger av energifordelingen i avløpet til bruk i masteroppgaven. Kraftverket består av åtte Peltonturbiner, hver på 26 MW, og har en fallhøyde på 343 m. Målingene ble utført på turbin 8, som nettopp ble satt i drift etter utskifting av løpehjulet. En garantimåling av virkningsgraden skulle derfor utføres.

Denne oppgaven består av to hovedmål. Det første er å sette seg inn i teorien bak termodynamiske virkningsgradsmålinger for å deretter være med på måling og utføre beregninger på virkningsgrad og usikkerhet basert på måledata. Det andre målet er å gjøre detaljerte målinger av både temperatur- og hastighetsfordeling i avløpet på kraftverket. Dette er for å se om kunnskaper om energifordelingen gjør at man kan få ned usikkerheten i målingene. Da vil det også være mulig å sammenligne den målte usikkerheten med usikkerheten man er anbefalt å sette på energifordelingen i avløpet.

Målingen av virkningsgraden var vellykket med gode måleforhold og små forstyrrelser. Målingen av energifordelingen var bare delvis suksessfull, ettersom hastighetsmålingene ble vurdert til å være ugyldige. Dette var likevel et mindre problem, ettersom temperaturvariasjonene på tvers av avløpet ble funnet til å være rundt 1 mK. Dette gjorde at virkningsgraden varierte lite fra kontrollflate til kontrollflate, og en hastighetsvekting av kontrollflatene gav lite utslag.

Måleusikkerheten ble funnet til å være 0.76% relativt til virkningsgraden for alle lastpunktene, som er en akseptabel usikkerhet for en virkningsgradsmåling. Denne usikkerheten ble derimot redusert til 0.47% når det ble brukt usikkerhe-

---

ter på energifordelingen i avløpet i stedet for anbefalte verdier fra IEC 41. Det demonstrerer fordelene av å kartlegge energifordelingen i avløpet.

På bakgrunn av målingene utført ved Nore I og tidligere målinger på andre Francis- og Peltonturbiner, ble det konkludert med at usikkerheten på 0.60% for  $E_m$  blir unødvendig høy for kraftverk med stor fallhøyde. Denne oppgaven støtter tidligere forslag om å heller sette en absolutt usikkerhet på 2 mK på temperaturen i avløpet, som er mer representativt for observerte forhold. Et forslag blir også fremmet om å skille mellom Francis og Pelton i IEC 41 når usikkerheten skal settes på energifordelingen i avløpet, observert data antyder en større energispredning i Francissugerør enn i Peltonavløp. Flere energikartlegging av avløp trengs for å avgjøre om det er riktig.

# Abstract

On the 19th of May 2010 efficiency measurements were conducted by Norconsult AS at Nore I power plant located in Buskerud. During this measurement Stud. Techn. Arild Høydal was present and conducted own measurements of the outlet energy distribution for use in this master's thesis. The power plant consists of eight Pelton turbines, 26 MW each, with a head of 343 m. The efficiency measurements was performed on turbine 8, where the runner had just been replaced and put back in operation. Hence, a measurement of the efficiency is necessary in order to control the guaranteed efficiency by the producer.

This assignment consist of two main goals. The first is to get familiar with thermodynamic efficiency measurements and to carry out own measurements and calculate efficiencies and uncertainties based on the measured data. The second goal is to conduct detailed measurements of both velocity and temperature at the outlet of a hydro power plant. This is to see if knowledge of the outlet energy distribution will lower the total uncertainty of the efficiency measurement. With these data available it is possible to compare the measured uncertainty to the recommended uncertainty of the outlet energy distribution given by the IEC 41.

The efficiency measurements were successfull showing favorable and stable measuring conditions. The measurement of the energy distribution was only partly successful, because the measurements of the velocities had to be rejected. This proved to be unimportant as the temperature variations across the outlet was on average 1 mK, resulting in small variations in the efficiency of each section at the outlet. Hence, a velocity-weighted averaged efficiency versus a normal averaged efficiency made no significant difference.

The uncertainty in the measurements was found to be 0.76% relative to the effi-

---

ciency at all loads, which is an acceptable uncertainty for an efficiency measurement. However, when using the observed energy distribution at the outlet instead of the recommended values from IEC 41 the uncertainty was reduced to 0.46%. This demonstrates the advantages of mapping the energy distribution at the outlet.

Based on the measurements of the energy distribution at the outlet from Nore I combined with earlier measurements on Francis and Pelton turbines, it is concluded that the recommended uncertainty of 0.60% is higher than necessary for hydro power plants with high head. This thesis supports earlier suggestions of setting a constant absolute outlet temperature-uncertainty of 2 mK, which seem to be more representative based on observed energy distributions. It is also suggested to separate between Francis- and Pelton turbines in IEC 41, as observed data show a higher energy distribution in Francis draft tubes than in Pelton outlets. Still, a final conclusion requires a larger amount of data on energy distributions at the outlet of different power plants, similar to the one conducted in this thesis.

# Innhold

<b>1</b>	<b>Innledning</b>	<b>1</b>
1.1	Bakgrunn . . . . .	1
1.2	Mål . . . . .	1
1.3	Endring av oppgave . . . . .	2
1.4	Nore I Kraftverk . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Teori</b>	<b>5</b>
2.1	Virkningsgrad for vannturbiner . . . . .	5
2.1.1	Virkningsgrad ved flere temperatursensorer i avløpet . .	7
2.1.2	Virkningsgrad ved flere temperatur- og hastighetsmålere i avløpet . . . . .	8
2.2	Temperaturgradient på vannet under målingene . . . . .	9
2.3	Affinitetsligningene . . . . .	9
2.4	Måleusikkerhet . . . . .	10
2.4.1	RSS-metoden . . . . .	10
2.4.2	Konfidensintervall . . . . .	10
2.4.3	Absolutte og relative usikkerheter . . . . .	11
2.4.4	Usikkerhetsanalyse av virkningsgraden . . . . .	11
2.4.5	Sammenligning av usikkerheter på energifordeling i avløpet	12
<b>3</b>	<b>Litteratur</b>	<b>13</b>
3.1	Tidligere kartlegginger av energifordeling i avløpet på Francis- turbiner . . . . .	13
3.1.1	Hol II . . . . .	13
3.1.2	Bratsberg . . . . .	14
3.1.3	Driva . . . . .	14

3.2	Tidligere kartlegginger av energifordeling i avløpet på Pelton-turbiner . . . . .	15
3.2.1	Pelton med vertikal aksling . . . . .	16
3.2.2	Pelton med horisontal aksling . . . . .	17
3.3	Forslag til endring av IEC 41 . . . . .	17
3.4	Vurdering av antall målepunkter i avløpet . . . . .	18
<b>4</b>	<b>Termodynamiske virkningsgradsmålinger</b>	<b>19</b>
4.1	Måleoppsett . . . . .	19
4.2	Måleutstyr . . . . .	21
4.2.1	Nullpunktskalibrering . . . . .	21
4.3	Koter . . . . .	22
4.4	Trykkmålinger . . . . .	24
4.5	Temperaturmålinger . . . . .	25
4.6	Hastighetsmålinger . . . . .	27
4.7	Volumstrømsmålinger . . . . .	28
4.8	Generatoreffekt . . . . .	28
4.9	Dyseåpning . . . . .	28
4.10	Over- og undervann . . . . .	28
4.11	Gjennomføring . . . . .	28
4.12	Resultater . . . . .	29
4.12.1	Termodynamisk virkningsgradsmåling . . . . .	29
4.12.2	Energifordeling i avløpet . . . . .	32
4.12.3	Temperaturgradient gjennom målingene . . . . .	33
4.12.4	Påvirkning fra solen . . . . .	34
4.12.5	Vurdering av måleforhold . . . . .	34
<b>5</b>	<b>Sammenligning med andre målinger</b>	<b>37</b>
5.1	Nore I i forhold til Bratsberg . . . . .	37
5.2	Nore I i forhold til Hol II . . . . .	38
5.3	Nore I i forhold til Driva . . . . .	41
5.4	Nore I i forhold til tidligere målinger på Peltonturbiner . . . . .	41
<b>6</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>43</b>
6.1	Virkningsgradsmåling ved Nore I . . . . .	43
6.2	Måleusikkerheten . . . . .	43
6.3	Energifordeling i avløpet på horisontal Peltonturbin . . . . .	44
6.4	Virkningsgradsmåling med temperatur- og hastighetsmåling i flere punkt . . . . .	45



6.5	Vurdering av usikkerhet anbefalt av IEC 41 . . . . .	46
<b>7</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>49</b>
<b>8</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>51</b>
	<b>Referanser</b>	<b>52</b>
<b>A</b>	<b>Usikkerhetsanalyse</b>	<b>55</b>
A.1	Trykk i utløpet . . . . .	55
A.2	Turbineffekt . . . . .	55
A.3	Spesifikk mekanisk energi . . . . .	56
A.3.1	Spesifikk mekanisk trykkenergi . . . . .	56
A.3.2	Spesifikk mekanisk hastighetsenergi . . . . .	56
A.3.3	Spesifikk mekanisk termisk energi . . . . .	57
A.3.4	Spesifikk mekanisk termisk energi med konstant temperaturforskjell . . . . .	57
A.3.5	Spesifikk mekanisk potensiell energi . . . . .	57
A.4	Volumstrøm og hastighet . . . . .	58
A.5	Spesifikk hydraulisk energi . . . . .	58
A.5.1	Spesifikk hydraulisk trykkenergi . . . . .	58
A.5.2	Spesifikk hydraulisk hastighetsenergi . . . . .	59
A.5.3	Spesifikk potensiell energi . . . . .	59
A.6	Usikkerheter satt i IEC 41 . . . . .	59
A.6.1	Isentropisk konstant ved midlere trykk og temperatur . . . . .	59
A.6.2	Tyngdeakselerasjonen . . . . .	59
A.6.3	Spesifikk varmekapasitet . . . . .	59
A.6.4	Energifordeling i innløpt . . . . .	60
A.6.5	Energifordeling i utløpet . . . . .	60
A.7	Usikkerheter i koter og høyder . . . . .	60
<b>B</b>	<b>Kalibrering</b>	<b>61</b>
<b>C</b>	<b>Temperaturfordeling</b>	<b>63</b>
<b>D</b>	<b>Hastighetsfordeling</b>	<b>65</b>
<b>E</b>	<b>Målerammen ved Nore I</b>	<b>67</b>
<b>F</b>	<b>Karakteristikk og nullpkts. kontroll for PT100</b>	<b>71</b>

<b>G</b>	<b>Måleutstyr</b>	<b>75</b>
G.1	Temperaturmålere . . . . .	75
G.1.1	PT-100 . . . . .	75
G.1.2	SBE 38 . . . . .	75
G.2	Trykkmåler . . . . .	75
G.2.1	Digiquartz Paroscientific . . . . .	75
G.3	Hastighetsmåler . . . . .	76
G.3.1	Sensa RMX . . . . .	76
<b>H</b>	<b>Volumstrømsmåling</b>	<b>77</b>
<b>I</b>	<b>Virkningsgradsberegning og usikkerhetsanalyse</b>	<b>79</b>
<b>J</b>	<b>Kalibreringssertifikat for SBE38</b>	<b>89</b>

# Figurer

1.1	Kraftstasjonen Nore I . . . . .	3
2.1	Entropi-entalpi-diagram, hvor den ideelle isentropiske og den virkelige prosessen er inntegnet. . . . .	6
4.1	Måleoppsettet for virkningsgradsmålingen. . . . .	20
4.2	Skisse av kotene ved kraftverket og plasseringen av målepunktene. . . . .	23
4.3	Målesonden. . . . .	24
4.4	Skisse av målerammene. . . . .	26
4.5	Målerammene fra 2001. . . . .	27
4.6	Relativ virkningsgrad med 95% usikkerhetsbånd iht. IEC 41, gitt generatoreffekt. . . . .	30
4.7	Relativ virkningsgrad med 95% usikkerhetsbånd etter usikkerhet basert på egen måledata, gitt generatoreffekt. . . . .	31
4.8	Temperaturdifferanser i avløpet ved 20 MW. . . . .	32
4.9	Hastigheter i avløpet ved 20 MW. . . . .	33
4.10	Avløpstemperaturen ved 20 MW. . . . .	34
4.11	Logging av temperatur ved siste målepunkt når solen skinte gjennom skyene. . . . .	35
4.12	Tidsserie av hastighetsmålingene ved 8 MW. . . . .	36
4.13	Strømningsforhold ved 8 MW. . . . .	36
5.1	Usikkerhet på energifordelingen i avløpet ved Hol II og Nore I. . . . .	40
5.2	$2\sigma$ -spredning på energifordelingen i avløpet ved Hol II og Nore I. . . . .	40
C.1	Temperaturfordeling ved ulike laster. . . . .	64

D.1	Hastighetsfordeling ved ulike laster. . . . .	66
E.1	Ene målerammen ferdig montert. . . . .	70
H.1	Relativ virkningsgrad for ulike volumstrømmer, med usikkerheter på virkningsgrad og volumstrøm. . . . .	78

# Tabeller

3.1	Spredning og konfidensintervall for $E_m$ blant 20 målepunkter i avløpet på Hol II . . . . .	14
3.2	Spredning og konfidensintervall for $\eta$ blant 30 målepunkter i avløpet på Bratsberg. . . . .	15
3.3	Spredning og konfidensintervall for $E_m$ blant ni målepunkter i avløpet på Driva. . . . .	15
3.4	Gjennomsnittlig $2\sigma$ -avvik for 25 målinger på Pelton-turbiner. . .	16
4.1	Måleutstyr ved Nore I Kraftverk. . . . .	21
4.2	Relevante koter for målingene ved Nore I Kraftverk . . . . .	23
4.3	Plassering av måleutstyr i avløpet, målepunkt 1 til høyre sett fra nedre reservoar . . . . .	27
4.4	Relativ virkningsgrad ( $P_{max}=26$ MW) med både usikkerhet utregnet etter IEC 41 og faktisk usikkerhet med tanke på energifordelingen i avløpet. . . . .	32
4.5	Spredning og konfidensintervall for $E_m$ blant 12 målepunkter i avløpet på Nore I. . . . .	33
5.1	Spredning og konfidensintervall for energifordelingen ved Bratsberg og Nore I. . . . .	38
5.2	Spredning og konfidensintervall for energifordelingen ved Driva og Nore I. . . . .	41
5.3	Gjennomsnittlig $2\sigma$ -avvik for Pelton med horisontal aksling, Hulaas [5] sammenlignet med Nore I. . . . .	42
6.1	Virkningsgrad med og uten vektlegging av hastighet og areal. .	45

6.2	Usikkerhet ved forskjellige beregningsmetoder på energifordelingen i avløpet. . . . .	46
A.1	Absolutte usikkerheter for kotehøyder og nivå. . . . .	60
B.1	Nullpunktskontroll for SBE 38 ved tre ulike tidspunkt. . . . .	62

# Tegnforklaring

Symbol	Tilhørighet	Enhet
A	Areal	[m <sup>2</sup> ]
$\alpha$	Konfidensnivå	[-]
B	Bredde	[m]
$c_p$	Spesifikk varmekapasitet	[J/kgK]
D	Diameter	[m]
$\Delta$	Differanse, endring	[-]
e	Absolutt feil	Variierende
E	Spesifikk energi	[J/kg]
f	Relativ feil	[-]
$\phi$	Aktiv/reaktiv effekt	[rad]
g	Tyngdeakselerasjon	[m/s <sup>2</sup> ]
h	Entalpi	[J/kg]
h	Høyde	[m]
H	Trykkehøyde	[m]
n	Antall	[-]
$\eta$	Virkningsgrad	[-]
p	Trykk	[kPa]
P	Effekt	[MW]
Q	Volumstrøm	[m <sup>3</sup> /s]
r	Radius	[m]
$\rho$	Massetetthet	[kg/m <sup>3</sup> ]
t	Tid	[s]
$\Theta$	Temperatur	[°c]
v	Hastighet	[m/s]
V	Volum	[m <sup>3</sup> ]
z	Kotehøyde	[moh.]

---

<b>Indeks</b>	<b>Betydning</b>
1	Senter innløp
2	Midl. tang. pkt. vannstråle på løpehjul
1-1	Målepunkt innløp
2-1	Målepunkt utløp
0pkttemp	Temperatur ved nullpunktskontroll
0pktavvik	Avvik ved nullpunktskontroll
atm	Atmosfære
avg	Gjennomsnittlig
eksp.	Eksperimentell
est	Estimert
gen	Generator
grad	Gradient
h	Hydraulisk
i	Tellevariabel
kf	Kontrollflate
m	Mekanisk
turb	Turbin
UV	Undervann



# Kapittel 1

## Innledning

### 1.1 Bakgrunn

I 2006 utførte Norconsult AS målinger av virkningsgraden på turbin 1, 2, 3, 4 og 8 ved Nore I Kraftverk for å vurdere eventuelle oppgraderinger av løpehjulene. Turbin 8 ble senere skiftet ut, og dermed skal det gjøres nye målinger av virkningsgraden for å se om den tilsvarer det som garanteres av leverandøren Andritz. Av den grunn er virkningsgraden konfidensiell og vil bare bli oppgitt relativt til beste virkningsgrad. Undertegnede student skal være med på målingen, men skal samtidig se nærmere på en egen utvidet problemstilling om energifordelingen i avløpet på kraftverket.

### 1.2 Mål

Målet har vært å sette seg inn i det teoretiske grunnlaget for termodynamiske virkningsgradsmålinger og undersøke hvilke resultater lignende studier av energifordelingen i avløpet har kommet frem til. Dette ble forberedelsene til de termodynamiske virkningsgradsmålinger som skulle utføres ved kraftverket. Under målingene ble også energifordelingen kartlagt uavhengig av virkningsgradsmålingene, til det ble det brukt egne temperatursensorer og hastighetsmålere. Målingene ble så satt opp mot resultatene fra de tidligere studiene. Til stede under alle målingene var

- Stud. Techn. Arild Høydal

- Phd.-kandidat Jørgen Ramdal (Gauldal Consult AS)
- MSc. Erik Nilsen (Norconsult AS)
- Ole Gunnar Haug (Statkraft AS)

### 1.3 Endring av oppgave

Målingene gjort i denne rapporten er ikke i direkte henhold til oppgaveteksten på side I. I utgangspunktet skulle en komplett virkningsgradsmåling, tetthetsmåling av ledeapparat og energifordeling i avløp utføres på begge Francisaggregatene ved Straumsmo Kraftverk i Bardu Kommune. Etter planen skulle målingene utføres i februar, men ble tidlig utsatt til begynnelsen av mai, inntil 12. mai da målingene ble avlyst. Reserveløsningen ble å gjøre tilsvarende målinger på et Peltonaggregat ved Nore I Kraftverk 19.-20. mai. Mye av problemstillingen i oppgaveteksten ble beholdt, men kraftverket ble forandret. Endringene i forhold til oppgaveteksten ble

- Målinger utført på Nore I Kraftverk, turbin 8, i stedet for Straumsmo Kraftverk.
- Målingene blir gjort på Peltonaggregat.
- Falltapsmålinger faller bort.
- Dataen vil ikke bli brukt for å vurdere måleusikkerheten på lavtrykks Francisturbin.

### 1.4 Nore I Kraftverk

Nore I Kraftverk ble ferdigstilt i 1928, og er heleid og drevet av Statkraft AS. Det har en installert effekt på 206 MW, som er fordelt på åtte turbiner. Dette gir en midlere totalproduksjon på omlag 1.1 TWh, som gjorde at Nore I lenge var Norges største kraftverk. Inntaksmagasinet ligger i Tunhovdfjorden (716 - 734 moh.), mens vannet som går gjennom stasjonen renner ut i Rødbergdammen som er videre inntak til Nore II Kraftverk. Kraftverket ble bygget før høytrykks Francis-turbiner var utbredt, så selv med 346 m fallhøyde ble Nore I bygget ut med åtte Pelton-turbiner med doble løpehjul på hver turbin. Planer eksisterer i dag om å flytte hele kraftstasjonen inn i fjellet og bygge ut med én eller flere



Figur 1.1: Kraftstasjonen Nore I.

Francisturbiner. En løsning på Nore I Kraftverk som ikke er veldig utbredt er bruken av doble løpehjul på turbinen. Fra innløpet blir innløpsrøret først delt i to, til venstre og høyre løpehjul (kalt bukserør), før venstre og høyre rør igjen deler seg til øvre og nedre dyse på hver sitt løpehjul.



# Kapittel 2

## Teori

Teorien som er gitt i dette kapitlet er i hovedsak hentet fra Arne Kjølle[7] og IEC 41[1].

### 2.1 Virkningsgrad for vannturbiner

Virkningsgraden for en turbin er generelt definert som

$$\eta_h = \frac{P_{\text{produisert}}}{P_{\text{tilgjengelig}}}. \quad (2.1)$$

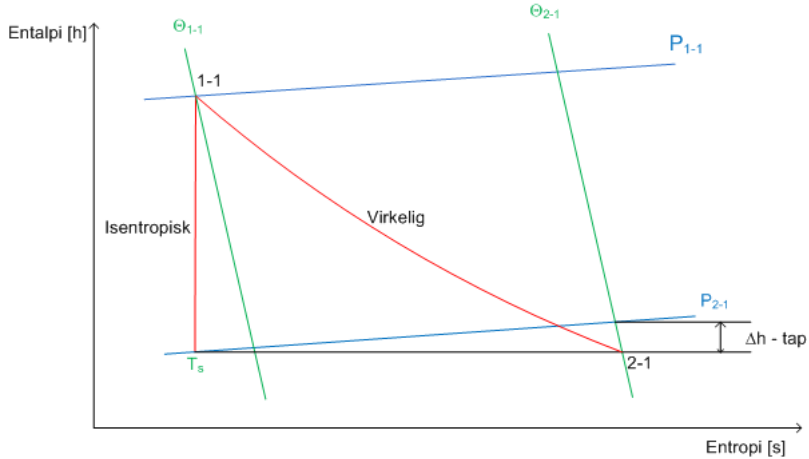
Den produserte effekten vil komme av den mekaniske effekten som hentes ut av vannet, mens den tilgjengelige effekten er den totale hydrauliske effekten som teoretisk kan hentes ut av vannet. Gitt som funksjon av den spesifikke energiutnyttelsen, kan effekt skrives som

$$P = \rho QE. \quad (2.2)$$

Innsatt i ligning 2.1, gir dette

$$\eta_h = \frac{\rho QE_m}{\rho QE_h} = \frac{E_m}{E_h}, \quad (2.3)$$

der  $\rho$  er massetetthet,  $Q$  er volumstrømmen,  $E_m$  er spesifikk mekanisk energi og  $E_h$  er spesifikk hydraulisk energi. Energiene kan uttrykkes som funksjon av



Figur 2.1: Entropi-entalpi-diagram, hvor den ideelle isentropiske og den virkelige prosessen er inntegnet.

entalpidifferansen mellom punktene 1-1 og 2-1 i figur 2.1 som

$$E_m = h_{1-1} - h_{2-1} \quad (2.4)$$

$$E_h = h_{1-1} - h_s. \quad (2.5)$$

Punktene 1-1 og 2-1 refererer til plasseringen av målepunktene i henholdsvis innløp og utløp. Punkter med indeks 1 refererer til senter av innløp, mens indeks 2 vil for en Peltonturbin referere til midlere tangeringspunkt til vannstrålene på løpehjulet.

Den hydrauliske energien har ledd som kommer i fra trykkenergi ( $\frac{p}{\rho}$ ), kinetisk energi ( $\frac{1}{2}c^2$ ) og potensiell energi ( $gz$ ). Matematisk uttrykkes dette som

$$E_h = \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2). \quad (2.6)$$

For en horisontalakslet Peltonturbin blir trykkenergien beregnet fra den statiske trykkdifferansen mellom turbininnløpet og turbinutløpet. Utløpstrykket er antatt å være lik det atmosfæriske trykket. For den kinetiske energien er  $c_1$  gjennomsnittshastigheten i innløpet, mens den potensielle energien kommer

av høydedifferansen mellom sentrum av innløpet og midlere tangeringspunkt til vannstrålene på løpehjulet. På samme måte vil den mekaniske spesifikke energidifferansen over turbinen bli

$$E_m = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \bar{c}_p(\Theta_{1-1} - \Theta_{2-1}), \quad (2.7)$$

hvor det er lagt til et termisk tapsledd ( $c_p \Delta\Theta$ ) der  $\Delta\Theta$  er temperaturdifferansen over turbinen. Her representerer henholdsvis  $\bar{a}$  og  $\bar{c}_p$  den gjennomsnittlige isoterme faktor og den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasitet mellom innløp og utløp. Den mekaniske energien er her referert til punktene 1-1 og 2-1 i innløpet og utløpet, hvor det er antatt adiabatisk strømning fra innløpsrøret til målepunktet, slik at den mekaniske energien er bevart. Den totale virkningsgraden blir da

$$\eta_h = \frac{\bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \bar{c}_p(\Theta_{1-1} - \Theta_{2-1})}{\frac{1}{\bar{\rho}}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2)}. \quad (2.8)$$

For en Peltonturbin hvor punktet 2 er akkurat der hvor vannet forlater skovlen, antas det at hastigheten  $c_2=0$ . I denne målingen benyttes det også en trykksonde som måler oppstuvingsstrykket i målepunktet (1 – 1), slik at hastighetshøyden til  $c_{1-1}$  er inkludert i  $p_{1-1}$ , det fører til at man kan sette  $c_{1-1}=0$ . Hastigheten  $c_{2-1}$  er vannhastigheten gjennom samlerøret, som er vanskelig å gjøre en måling av. Bidraget fra denne hastigheten er likevel neglisjerbart og man setter derfor  $c_{2-1}=0$ . Ligning 2.8 tilpasset målingene som skal utføres, blir dermed

$$\eta_h = \frac{\bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \bar{c}_p(\Theta_{1-1} - \Theta_{2-1})}{\frac{1}{\bar{\rho}}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2}c_1^2 + g(z_1 - z_2)}. \quad (2.9)$$

### 2.1.1 Virkningsgrad ved flere temperatursensorer i avløpet

Når temperaturen måles på et større antall punkter i avløpet, får man mer informasjon om strømmingen enn om man bruker samlerør eller en enkelt temperatursensor. Dette vil man bruke i beregningen av den endelige virkningsgraden. Avløpet deles da inn i en rekke kontrollflater, som alle har hver sin temperatursensor. Den spesifikke energidifferansen over turbinen kan så beregnes på samme måte som i ligning 2.7 for hver enkelt kontrollflate, som indekseres med  $i$ . Ligningen for den spesifikke mekaniske energien gjennom hver kontrollflate

blir da

$$E_{m,i} = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1,i}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1,i}^2) + g(z_{1-1} - z_{2-1,i}) + \bar{c}_p(\Theta_{1-1} - \Theta_{2-1,i}). \quad (2.10)$$

I denne ligningen er  $p_{2-1,i}$  og  $z_{2-1,i}$  referert til midtpunktet av hver kontrollflate.  $E_{m,i}$  må så vektes for hver kontrollflate, alt etter hvor stor del av den totale volumstrømmen som går gjennom den gjeldende flaten. Vannhastigheten gjennom kontrollflaten antas å være lik den uniforme gjennomsnittshastigheten  $Q/A$ , og vil derfor falle bort i ligning 2.11. Dersom kontrollflatene har ulikt areal, blir den totale spesifikke mekaniske energidifferansen

$$E_{m,tot} = \sum_i \left( \frac{Q_i}{\sum_j Q_j} E_{m,i} \right) = \sum_i \left( \frac{v_i A_{kf,i}}{\sum_j v_j A_{kf,j}} E_{m,i} \right) = \sum_i \left( \frac{A_{kf,i}}{A_{tot}} E_{m,i} \right). \quad (2.11)$$

Virkningsgraden vil da bli

$$\eta_h = \frac{\sum_i \frac{A_i}{A_{tot}} E_{m,i}}{E_h}. \quad (2.12)$$

Her er arealet  $A_{tot}$  referert til strømningsarealet i avløpet, for en Peltonturbin vil dette variere direkte med pådraget ettersom det er kanalstrømning i avløpet. Det kan gjøres en forenkling ved å anta at alle  $n$  kontrollflater er like store, slik at  $E_{m,tot}$  bare vil bli et gjennomsnitt av  $E_{m,i}$ , det vil si

$$\eta_h = \frac{1}{n} \sum_i E_{m,i}. \quad (2.13)$$

## 2.1.2 Virkningsgrad ved flere temperatur- og hastighetsmålere i avløpet

Ved å plassere hastighetsmålere nært temperatursensorene, vil man også kunne måle en antatt hastighet til vannet gjennom den tilhørende kontrollflaten. Dette gjør at kontrollflatene hvor det renner mer vann gjennom blir høyere vektet når man skal regne ut virkningsgraden. Utgangspunktet blir det samme som i ligning 2.11, men hastighetene vil ikke falle bort, og uttrykket som står igjen er

$$E_{m,tot} = \sum_i \left( \frac{v_i A_{kf,i}}{\sum_j v_j A_{kf,j}} E_{m,i} \right). \quad (2.14)$$



Ved å bruke både ligning 2.11 og 2.14, vil man også kunne sammenligne hvorvidt kunnskaper om hastighetsfordelingen i avløpet vil ha mye å si for den endelige virkningsgraden.

## 2.2 Temperaturgradient på vannet under målingene

Det er sjelden temperaturen på vannet i innløpet er konstant gjennom målingene. Snøsmelting, sol og temperaturforskjeller mellom dag og natt gjør at temperaturen endrer seg. Denne effekten øker desto mindre inntaksmagasinet er. IEC 41 [1] anbefaler å ikke utføre målingene når temperaturen endrer seg med mer enn 5 mK/min. Dette er fordi temperaturmålerne måler den momentane temperaturdifferansen over turbinen, og med høy temperaturgradient vil innløpstemperaturen til det vannet som måles på i avløpet, være forskjellig i fra den innløpstemperaturen som måles i samme øyeblikk. Dette kan kompenseres for ved at det estimeres et vannvolum mellom innløpet og utløpet slik at man finner tiden vannet har brukt fra innløps måletverrsnitt til utløpet. Når man så måler temperaturgradienten kan man legge til et korreksjonsledd for hvor mye innløpstemperaturen har endret seg mens vannet har gått gjennom turbinen. Dette leddet kan skrives som

$$\Delta T_{grad} = \frac{\delta T}{\delta t} \frac{Q}{V}, \quad (2.15)$$

der  $Q$  er volumstrømmen og  $V$  er volumet mellom innløpet og utløpet.

## 2.3 Affinitetsligningene

Alle turbiner blir designet for en gitt trykkehøyde hvor leverandørens virkningsgradskurven for et nytt løpehjul skal være gjeldende. Siden magasinivået vil endre seg fra måling til måling, og volumstrømmen deretter, vil ikke all måledata man får være direkte sammenlignbar. Derfor vil man justere effekten og volumstrømmen til å alle være relatert til en fast trykkehøyde  $H_e$ , her er det da naturlig å velge designtrykkehøyden slik at man kan sammenligne med virkningsgradskurvene gitt av leverandør. Til denne skaleringen blir affinitetsligningene benyttet. For skalering av effekten er den

$$P_2 = P_1 \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^{3/2}, \quad (2.16)$$

mens når man skal skalere volumstrømmen bruker man

$$Q_2 = P_1 \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^{3/2}. \quad (2.17)$$

## 2.4 Måleusikkerhet

I IEC 41 [1] er det gitt retningslinjer for hvordan usikkerheten ved virkningsgradberegninger skal bli utført. Disse vil bli brukt som kilde for usikkerhetsberegningen i denne oppgaven.

Generelt kan man dele usikkerhet inn i to typer, tilfeldige og systematiske usikkerheter. Tilfeldig usikkerhet kommer som små variasjoner fra måling til måling og fra forstyrrelser fra omgivelsene. Disse ukontrollerbare påvirkningene rundt måleverdien er antatt å være normalfordelte. Ved å ta mange målpunkter kan denne usikkerheten reduseres.

Systematisk usikkerhet er ikke direkte knyttet til målingen, men mot måleutstyret. Fra produsent av utstyr er det oppgitt i manualer hvilken systematisk usikkerhet deres måleinstrumenter holder seg innenfor. For analogt utstyr som må forhåndskalibreres, blir den systematiske usikkerheten direkte avhengig av kvaliteten på kalibreringen.

### 2.4.1 RSS-metoden

Den totale usikkerheten vil være avhengig av begge typer usikkerhet, og kan summeres ved hjelp av RSS-metoden (Root of the Sum of the Squares). Total absolutt usikkerhet vil da bli

$$e_{total} = \sqrt{e_{tilfeldig}^2 + e_{systematisk}^2}. \quad (2.18)$$

### 2.4.2 Konfidensintervall

Når man har fått en måleserie ønsker man å bestemme hvilke grenser den målte størrelsen mest sannsynlig befinner seg innenfor. Dette er det man kaller et konfidensintervall. Et konfidensintervall oppgis gjerne med et konfidensnivå (typisk 95 %), som betyr at man kan si med 95 % sikkerhet at den målte størrelsen befinner seg innenfor det intervallet. Størrelsen på intervallet er gitt

av standardavviket til måleserien  $s_X$ , antall målepunkter  $n$  og t-verdien  $t_{\alpha,n}$  fra Student-t fordelingen, gitt til sammen som ligning 2.19:

$$e_X = \pm \frac{t_{0.05,n} \cdot s_X}{\sqrt{n}}. \quad (2.19)$$

Ved flere enn 30 målepunkter vil Student-t fordelingen gå mot standard normalfordeling. [8] Det gjør at den n-avhengige  $t_{\alpha,n}$ -verdien går mot  $z_\alpha$ , som er uavhengig av n.

Matematisk sett er det ikke lov å bruke hverken Student t-fordelingen eller normalfordelingen på usikkerhetsanalysen av energifordelingen i avløpet, etter som de krever uavhengighet mellom målingene som blir gjort. Målestørrelsene i avløpet på et kraftverk vil være avhengig av hverandre, da kontrollvolumene er knyttet sammen av viskøse krefter og varmeledning i vannet. Måleverdien i ett punkt vil dermed være påvirket av måleverdiene i de nærliggende punktene. Likevel argumenterer J. Ramdal[10] for at ved små relative energidifferanser og mange målepunkter kan man bruke de metodene, i fravær av bedre statistisk verktøy å behandle måledataen med.

### 2.4.3 Absolutte og relative usikkerheter

Innen usikkerhetsanalyse brukes det både relativ og absolutt usikkerhetsstørrelser. Når det gjøres en måling av en størrelse  $X$ , vil sammenhengen mellom relativ usikkerhet  $f_x$  og absolutt sikkerhet  $e_x$  være

$$f_x = \frac{e_x}{X}. \quad (2.20)$$

### 2.4.4 Usikkerhetsanalyse av virkningsgraden

Virkningsgraden for en turbin er gitt som forholdet mellom spesifikk mekanisk energi og spesifikk hydraulisk energi,

$$\eta_h = \frac{E_m}{E_h}. \quad (2.21)$$

Ved å bruke RSS-metoden, vil den totale relative usikkerheten blir

$$f_{\eta_h} = \sqrt{f_{E_m}^2 + f_{E_h}^2}. \quad (2.22)$$

Videre trengs det da å finne usikkerheten til  $E_m$  og  $E_h$ . Ligningene som trengs for å regne ut usikkerheten på den spesifikke og den hydrauliske energien er gitt i vedlegg A

### 2.4.5 Sammenligning av usikkerheter på energifordeling i avløpet

I vedlegg A i ligning A.12 og A.14 er det beskrevet ligningene som skal brukes for å bestemme usikkerheten på den termiske energien. En del av diskusjonen i denne oppgaven er rundt leddet  $(E_m f_{E_1})^2$  i ligning A.12, som er usikkerheten IEC 41[1] anbefaler å sette på energifordelingen i avløpet. Måledata på en rekke kraftverk viser at denne metoden er ufysikalsk, at man bør gå i fra en konstant prosentandel av  $E_m$  til en konstant absolutt temperaturusikkerhet. Dette gjør at usikkerheten blir som i ligning A.14, der det nevnte leddet er  $(c_p \Delta \Theta_{feil})^2$ . En enkel sammenligning av disse leddene kan vise når de usikkerhetene er like store.

$$c_p \Delta \Theta_{feil} = E_m f_{E_1} = f_{E_1} (E_{m,trykk} + E_{m,potensiell} + E_{m,kinetisk} + E_{m,termisk}). \quad (2.23)$$

Bidraget fra kinetisk og potensiell er relativt små i forhold til trykk- og temperaturleddene og derfor strykes de bort. Bruker så videre at  $c_p \Delta T = g \Delta H$ :

$$c_p \Delta \Theta_{feil} = f_{E_1} (gH + g \Delta H) = f_{E_1} g H (2 - \eta), \quad (2.24)$$

der det er brukt at  $\Delta H = (1 - \eta)H$ . Fra dette kan man finne trykkhøyden hvor disse leddene er like store:

$$H = \frac{c_p \Delta \Theta_{feil}}{f_{E_1} g (2 - \eta)}. \quad (2.25)$$

Innsatt  $c_p=4194$  J/kgK,  $\Delta \Theta_{feil}=0.002$  K,  $f_{E_1}=0.60\%$  og  $\eta=0.90$ , blir H omtrent 130 m. For trykkhøyder under 130 m vil da usikkerheten med en konstant temperaturdifferanse være høyest.

# Kapittel 3

## Litteratur

### 3.1 Tidligere kartlegginger av energifordeling i avløpet på Francisturbiner

Måling av detaljert energifordelingen i avløpet på kraftverk er noe som har blitt utført tidligere. Ved Vannkraftlaboratoriet på NTNU er det gjort tre tidligere målinger av temperatur- og hastighetsfordelingen som kan sammenlignes med det som skal gjøres ved Nore I Kraftverk (videre referert til som Nore I), én ved Hol II Kraftverk (Hol II), én ved Bratsberg Kraftverk (Bratsberg) og én ved Driva Kraftverk (Driva).

#### 3.1.1 Hol II

Phd- kandidat J. Ramdal[11][10] utførte en kartlegging av energifordelingen i avløpet på Hol II (Francis, H=46.5m) for å undersøke om detaljerte kunnskaper om energifordelingen kunne få ned totalusikkerheten i målingene. Konklusjonen ble at med nok målepunkter i avløpet kunne usikkerheten på energifordelingen reduseres. Likevel var der lastpunkt hvor usikkerheten økte over de 0.60% av  $E_m$  som IEC 41[1] anbefaler å sette på energifordelingen i avløpet, se (se tabell 3.1). Ved målinger nær bestpunkt var der et område i avløpet med vesentlig lavere spesifikk energi enn resten (høyere temperatur). Det førte til at gjennomsnittet av de spesifikke energiene gav en dårlig virkningsgraden, og målepunktet havnet utenfor den resterende virkningsgradskurven. Analysen av hastighetsfordelingen viste at vannet i den kontrollflaten var nesten

stillestående, mest sannsynlig fra en stående virvel. Ved vekting av hastigheten forsvant bidraget til virkningsgraden fra dette området, og målepunktet ble plassert tilbake på virkningsgradskurven. Årsaken til høy usikkerhet nær bestpunkt er lite rotasjon og virvling av vannet som kommer ut avløpehjulet, det hindrer miksing og utjevning av temperaturer. Slike variasjoner vil være forskjellig fra kraftverk til kraftverk, da alle turbiner og utløper er forskjellig utformet.

Last [ $P_{maks}$ ]	0.33	0.43	0.50	0.56	0.61	0.69	0.73	0.76	0.79	0.84	0.91	0.98
2 $\sigma$ -spredning [%]	0.85	0.51	0.56	0.81	0.73	1.28	1.28	0.85	6.03	3.21	0.68	1.32
95% konf. int. [%]	0.20	0.12	0.13	0.19	0.17	0.30	0.30	0.20	1.41	0.75	0.16	0.31

Tabell 3.1: Spredning og konfidensintervall for  $E_m$  blant 20 målepunkter i avløpet på Hol II

### 3.1.2 Bratsberg

I doktoravhandlingen til O. G. Dahlhaug[3] ble det utført lignende målinger ved Bratsberg (Francis, H=130 m). I avløpet ble det plassert seks temperatur-sensorer og hastighetsmålere på en horisontal bjelke, som ble hevet til fem forskjellige høydenivå, til sammen 30 kontrollflater. Dette ble gjort i et avløp på (BxH) 4.5 m x 5.0 m. Virkningsgraden ble så beregnet ut i fra den vektete spesifikke energidifferansen, på tilsvarende måte som i ligning 2.11. Resultatene fra energifordelingen ble presentert for tre forskjellige lastpunkter, hvor differansen mellom totalvirkningsgraden og virkningsgraden gjennom hver kontrollflate er gitt for alle 30 flater i avløpet. Den resulterende spredningen, regnet som 2-standarddeviasjonen til differansene i virkningsgrad for hver kontrollflate, ble regnet ut for de tre lastpunktene (se tabell 3.2). Spredningen til energifordelingen i avløpet ligger her rundt 0.40-0.60%, med høyest virkningsgradavvik på 0.60%. Dahlhaug konkluderer med at dette bekrefter anbefalingen fra IEC 41 om en usikkerhet på 0.60% i avløpet.

### 3.1.3 Driva

I hovedoppgaven til E. Nilsen[9] ble det gjort komplette virkningsgradsmålinger og energikartlegging av avløpet ved Driva (Francis, H=540 m). I tabell 3.3 er resultatene fra de to målepunktene han tar for seg, hvor man kan se at spredningen ligger akkurat rundt IEC 41 sin anbefaling. Konfidensintervallet for de

Last	Dellast	BEP	Maks	Gjennomsnitt
2 $\sigma$ -spredning [%]	0.42	0.38	0.58	0.46
95% Konf. int. [%]	0.08	0.07	0.11	0.09
Max( $\Delta\eta$ ) [%]	0.60	0.50	0.50	0.53

Tabell 3.2: Spredning og konfidensintervall for  $\eta$  blant 30 målepunkter i avløpet på Bratsberg.

ni målepunktene er omtrent 0.22%-0.24%, under halvparten av 0.60%. Disse resultatene tyder på at så lenge det er brukt samlerør/samlestokk med innsamling fra flere enn ni punkter så vil man ha en usikkerhet på energifordelingen i avløpet som ligger godt under hva IEC 41 foreslår. Nilsen konkluderer med at innsamling av vann fra flere punkter i avløpet med samlerør er en like god måte å måle virkningsgraden på som punktvis temperatur- og hastighetsmåling. Forskjellen i virkningsgrad var bare på 0.03% mellom metodene. Da må derimot eventuelle samlerør bli hevet til å dekke flere målehøyder i avløpet, fordi der var vesentlige temperaturforskjeller i vertikal retning. Måling av virkningsgraden basert på én temperatursensor i nedre rammenivå ville gitt 0.2% for høy virkningsgrad i forhold til gjennomsnittet. Studien fant også at i sugerøret var det senterpunktet som var mest representativt for temperaturen til vannet i avløpet. Det indikerer at dette er det mest representative punktet dersom bare én temperatursensor skal plasseres i avløpet.

Last	Dellast	BEP
2 $\sigma$ -spredning [%]	0.62	0.57
95% Konf. int. [%]	0.24	0.22

Tabell 3.3: Spredning og konfidensintervall for  $E_m$  blant ni målepunkter i avløpet på Driva.

## 3.2 Tidligere kartlegginger av energifordeling i avløpet på Peltonturbiner

Også på Peltonturbin er det gjort målinger av energifordelingen i avløpet, men hastigheten i avløpet har da ikke blitt målt. H. Hulaas, E. Nilsen og L. Vinnoegg i Norconsult og E. Bøkkø[5] i E-CO Vannkraft skrev en artikkel til IG-

HEM 2008 hvor dette temaet ble tatt opp. Norconsult bruker ofte målerammer som gjør at temperaturen flere steder i avløpet blir målt, og det var på basis av de måledataene artikkelen ble skrevet. Til målingene har de brukt horisontale samlerør, som samler vann fra flere ( gjerne fire) punkter i avløpet, og til et blandebatteri i midten hvor temperaturen blir målt. Dette er samme oppsettet som vil bli brukt til målingene ved Nore I, bilde av en slik ramme er å se i figur 4.5. Dette samlerøret blir så hevet til flere posisjoner, slik at man får kartlagt temperaturen i hele avløpet. En annen metode som ble brukt er tre stående rør perforert med hull plassert i avløpet. Temperaturføleren kan så senkes ned i røret til forskjellige høydeposisjoner (typisk tre høydeposisjoner). Dette gjør at man kan måle temperaturen langs tre vertikale akser i til sammen ni punkt. I artikkelen ble 25 tidligere målinger på Peltonturbiner undersøkt nærmere, med tanke på energifordelingen i avløpet. Målingene omfattet både Peltonturbiner med horisontal og vertikal aksling, de ble behandlet hver for seg.

Last	Perforerte stående rør		Horisontale samlerør	
	Vertikal aksling	Horisontal aksling	Vertikal aksling	Horisontal aksling
<b>Maks [%]</b>	0.27	0.17	0.09	0.13
<b>BEP [%]</b>	0.19	0.10	0.09	0.11
<b>Dellast [%]</b>	0.38	0.14	0.09	0.18
<b>Gj. snitt [%]</b>	0.28	0.14	0.09	0.14

Tabell 3.4: Gjennomsnittlig  $2\sigma$ -avvik for 25 målinger på Peltonturbiner.

### 3.2.1 Pelton med vertikal aksling

Undersøkelser av vertikale Pelton turbiner avslørte vesentlige temperaturforskjeller langs bredden av avløpet. Denne variasjonen ble forklart fra mer symmetriske strømningsforhold rundt turbinen fra vannet har truffet skovlene til det renner ut avløpet. For stående perforerte rør, hvor temperaturen ble målt i ni punkter i avløpet, var usikkerheten større enn ved horisontale samlerør, 0.28% av  $E_m$  mot 0.09% (se tabell 3.4). Det kommer av at samlerørene blander vannet fra de horisontale punktene slik at temperaturvariasjonene langs den akselen blir midlet ut i vannblandingen temperaturen måles på. Likevel var gjennomsnittet under halvparten av anbefalingen til IEC 41 på 0.60%. Dette var for kraftverk med trykkehøyde fra 316 m til 1034 m. Trenden var at for større trykkehøyde gikk usikkerheten ned, som ble forklart ved at temperaturforskjellene i avløpet ikke øker proporsjonalt med  $E_m$ , men er nesten uavhengig av



trykkehøyden.

### 3.2.2 Pelton med horisontal aksling

Turbinene med horisontal aksling viste en mer uniform temperaturfordeling i avløpet i forhold til de vertikale turbinene. Med horisontal aksling vil vann fra dysene lande i de samme områder, slik at det skjer en større blanding av vannet før det går ut i avløpet. For stående perforerte rør gikk usikkerheten fra 0.28% med vertikal aksling til 0.14% med horisontal aksling. Denne reduksjonen kom av at temperaturvariasjonene langs bredden ikke er like utpreget for horisontalakslet Pelton. For horisontale samlerør steg usikkerheten fra 0.09% til 0.14%. Det kan komme av at man får en større vertikal temperaturgradient fordi vannet fra de øverste dysene, som treffer undervannet med størst hastighet, havner nederst i avløpet. En viktig observasjon er at usikkerheten på energien i avløpet er vesentlig mindre enn den IEC 41 har satt som standard. Oppsettet som er brukt i disse målingene vil være direkte sammenlignbare med de som skal bli gjort ved Nore I, spesielt for å se om avløpet ved Nore I er representativt i forhold til hva som er målt tidligere.

## 3.3 Forslag til endring av IEC 41

Bøkko, Nilsen og Vinnogg[2] publiserte en artikkel i forbindelse med IGHEM 2000, hvor de presenterte data som tydet på at usikkerheten man må sette på energifordelingen i avløpet bør endres. De brukte tall fra 48 turbinmålinger hvor det ble brukt en horisontal perforert samlestock med en temperatursensor i midten, som kunne heves til 3 eller 5 forskjellige høydeinnstillinger i avløpet. Det ble da studert den spesifikke energidifferansen mellom de forskjellige punktene, for å se om energidifferansen var stor i avløpet. Resultatene viste at forskjellen mellom den høyeste og laveste spesifikke energien var uavhengig av trykkehøyden. Dette impliserer at en usikkerhet basert på en konstant temperaturdifferanse gir mer mening enn en konstant prosentandel av  $E_m$  (se vedlegg A.3.3 og A.3.4 for formelverket for usikkerheten i avløpet). Regneeksempler ble presentert med  $\pm 1$  mK temperatrusikkerhet på innløpet og  $\pm 2$  mK temperatrusikkerhet på utløpet, og ett med hhv.  $\pm 2$  mK og  $\pm 3$  mK temperatrusikkerhet på innløp/utløp. Det ble vist grafisk at med lavest den temperatrusikkerheten var det for trykkehøyde  $H > 140$  m høyest usikkerhet å følge IEC 41, mens for  $H < 140$  m ville IEC 41 gitt lavest usikkerhet. For kurven med litt høyere temperatrusikkerheter lå samme grenseverdi på  $H = 210$  m. Dette

stemmer med anslaget gjort i kapittel 2.4.5 om at grenseverdien ligger rundt  $H=130$  m.

Hulaas og Vinnogg[6] presenterte ved IGHEM 2010 en rekke konkrete forslag til endringer av IEC 41. Dette inkluderte et forslag til endring av kapittel 14.7 "Uncertainty of measurement" hvor det er gitt at man bør legge på  $\pm 0.60\%$  usikkerhet på bestemmelsen av  $E_m$ . Med blant annet måldata fra [2] foreslås det også her at det settes en konstant usikkerhet på temperaturen i avløpet fremfor en prosentandel av  $E_m$ . Dette vil gjøre at man får lavere usikkerhet på høytrykksanlegg hvor temperaturforskjell over turbinen er større, mens lavtrykksanlegg med liten temperaturredifferanse vil få økt totalusikkerhet. Det er ikke foreslått noen størrelse på denne temperaturforskjellen, men det er presentert et regneeksempel med usikkerhet 2 mK, sammenlignet med den eksisterende 0.60% på  $E_m$ . Også her ble det vist at 2 mK usikkerhet førte til lavere totalusikkerhet for  $H > 150$  m, mens for  $H < 150$  m ville måleusikkerheten for den termodynamiske metoden bli høyere enn hva den er etter IEC 41.

### 3.4 Vurdering av antall målepunkter i avløpet

Hulaas og Dahlhaug[4] sammenlignet målinger fra Bratsberg med studier av energifordelingen ved Kaldestad Kraftverk (Francis,  $H=75$  m), for å undersøke hvor mange målepunkter man bør ha i avløpet for å få tilfredsstillende usikkerheter. Studien viste at for å få et 95%-konfidensintervall under 0.60% av  $E_m$ , trengs det minst fem målepunkter i avløpet. Da er det energifordelingen rundt bestpunktet som er dimensjonerende, da også Hulaas og Dahlhaug opplevde at for Francisturbiner var spredningen høyest rundt bestpunkt. Med 15 målere i avløpet holdt usikkerheten seg under 0.30%, mens for 25 målere var den nesten helt flat under 0.20%. Skal konfidensintervallene for energifordelingen ved multipunkt- målinger kunne bli overført til samlerør eller samlestocker, er det viktig at det samles inn vann fra minst like mange punkter i avløpet. For Nore I var dette oppfylt, der det ble målt energi i 12 kontrollflater, mens vannet til samlerørene ble samlet inn fra til sammen 16 punkter i avløpet.

# Kapittel 4

## Termodynamiske virkningsgradsmålinger

I dette kapitlet er det beskrevet hvordan virkningsgradsmålingene og målingene av energifordelingen er utført. Resultatene er presentert mot slutten av kapitlet.

### 4.1 Måleoppsett

For virkningsgradsmålingene ble det tatt målinger av

- Temperatur
  - Innøp ( $\Theta_{1-1}$ ), nedstrøms innløpsventil gjennom målesonden.
  - Avløp ( $\Theta_{2-1}$ ), ved målerammen i utløpet.
- Trykkmålinger
  - Rørveggstrykk ( $p_1$ ), trykk fra ringledning.
  - Sondetrykk ( $p_{1-1}$ ), trykk ved temperatursensor.
  - Atmosfærisk trykk ( $p_{atm}$ ).
- Nivåmålinger
  - Høyder for måleutstyr og undervann, fra målbånd eller tegninger.



## 4.2 Måleutstyr

I tabell 4.1 er en oversikt over måleutstyret som er blitt brukt.

Måling av	Variabel	Måleutstyr	Teknisk data
Temperatur innløp	$\Theta_{1-1}$	PT-100	Vedlegg G.1.1
Temperatur utløp	$\Theta_{2-1}$	PT-100	Vedlegg G.1.1
Temperatur utløp (6 stk.)	$\Theta_{2-1}$	SBE 38	Vedlegg G.1.2
Hastighet utløp (6 stk.)	$c_{2-1}$	Sensa RMX	Vedlegg G.3.1
Trykk atmosfære	$p_{atm}$	Digiquartz	Vedlegg G.2.1
Trykk målesonde	$p_{1-1}$	Digiquartz	Vedlegg G.2.1
Trykk innløp	$p_1$	Digiquartz	Vedlegg G.2.1

Tabell 4.1: Måleutstyr ved Nore I Kraftverk.

### 4.2.1 Nullpunktskalibrering

Måleutstyret for temperatur og hastighet medbrakt fra Vannkraftlaboratoriet er digitale måleapparat, som gir ut måleverdien i riktig måleenhet. Kalibreringen av disse blir jevnlig utført av leverandør. Nullpunktskontroll av måleutstyret ble derimot utført for å kontrollere at alle målere målte det samme under like omstendigheter.

SBE 38 temperatursensorene er de mest kritiske målerne i denne oppgaven, da temperaturdifferanser gir størst innvirkning både på virkningsgraden og energifordelingen i avløpet. Det ble derfor brukt ekstra ressurser på å få de nullpunktskalibrert, metoden og resultatet er presentert i vedlegg B.

For PT-100 temperatursensorene hadde Norconsult med seg kalibreringsutstyr for å få en nullpunktskontroll før og etter målingene, og for å finne temperaturkarakteristikken til målerne. Resultatet av den kalibreringen ligger i vedlegg F.

Hastighetsmålerne er koblet sammen til en sentralboks som videre er koblet til PC med en RS-232 kobling. Fra denne sentralboksen ble målerne styrt, og den hadde også mulighet til å nullpunktskalibrere hastighetsmålerne. Da ble én og én måler lagt i stillestående vann og en nullpunktsrutine for måleren ble kjørt på sentralen. Dette ble gjort før avreise, men også før målingene ved

Nore I og kontrollert etterpå. Driften på disse er opplevd å være større enn på de andre måleapparatene. Det var ikke mulighet for å ta nullpunktskontroll under målingene.

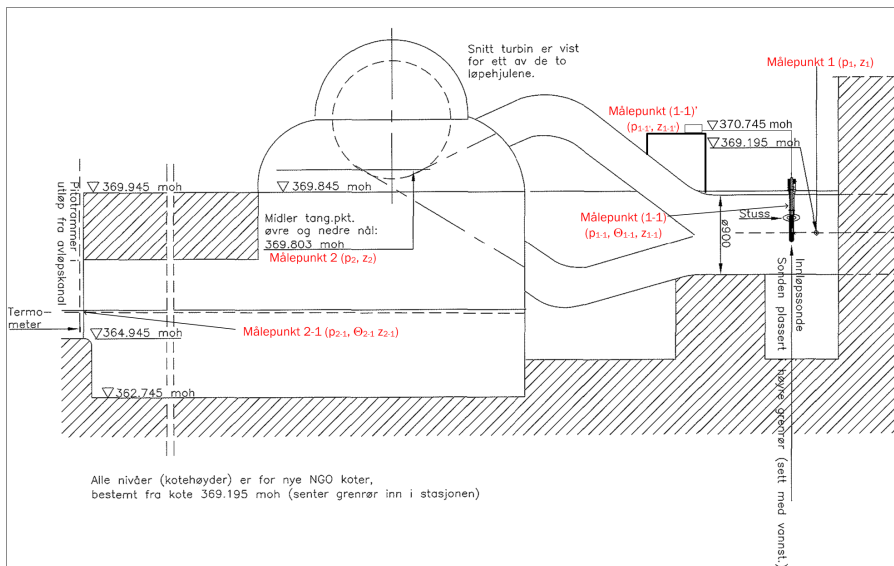
### **4.3 Koter**

Kotehøydene som trengs for å utføre virkningsgradsberegningene, er gitt i tabell 4.2. De er hentet i fra maskintegninger av kraftverket, og målinger utført på stasjonen. En skisse av stasjonen er også gitt i figur 4.2.

## KAPITTEL 4. TERMODYNAMISKE VIRKNINGSGRADSMÅLINGER

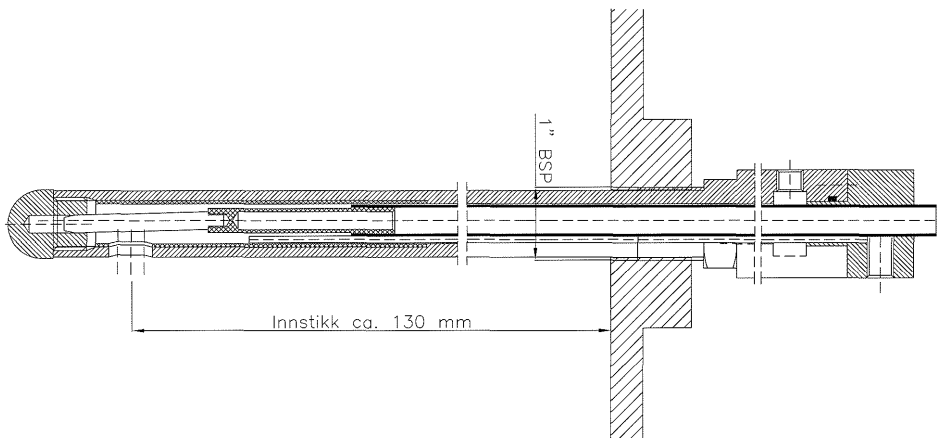
Posisjon	Variabel	Enhet	Nivå
Senter innløp	$z_1$	m.o.h.	369.195
Midl. angrepspunkt på turbin	$z_2$	m.o.h.	369.803
Trykkmåler innløp, målesonde	$z_{p_{1-1}'}$	m.o.h.	370.745
Trykkmåler innløp, rørvegg	$z_{p_1}'$	m.o.h.	370.745
Trykkmåler, atmosfære	$z_{atm}$	m.o.h.	370.745
Temperaturmåler innløp	$z_{1-1}$	m.o.h.	369.195
Gulvnivå over utløp	$z_{UV,ref}$	m.o.h.	369.495
Bunnnivå utløp	$z_{bunn}$	m.o.h.	364.945

Tabell 4.2: Relevante koter for målingene ved Nore I Kraftverk



Figur 4.2: Skisse av kotene ved kraftverket og plasseringen av målepunktene.

## 4.4 Trykkmålinger



Figur 4.3: Målesonden.

### Målesonden

Sondetrykket ble målt med en digital Digi-quartz trykkmåler. Trykkslangen fra målesonden (figur 4.3) ble koblet inn på et ventiltre, som videre var koblet inn på trykkmåleren. På ventilgrenen ble de andre trykkene også tilkoblet, slik at man kunne veksle mellom hvilket trykk som ble registrert. Plasseringen av trykksensoren tilsvarer punktet (1-1)' i figur 4.2. Det ble kompensert for høydeforskjellen mellom trykkmåleren (1-1)' og temperaturmåleren (1-1) når  $p_{1-1}$ , trykket ved temperatursensoren, skulle regnes ut.

### Rørvegg

Der var to ringledninger nedstrøms forgreningen, som delte innløpsrøret til hvert sitt løpehjul i turbinen. Trykkene fra begge ringledningene ble registrert i hver sin måleserie. I beregningene ble det tatt hensyn til høydeforskjellen mellom trykkmålerne (målepunkt 1') og senter av innløp (målepunkt 1).



## Avløp

For å finne trykket i avløpet ble vanndybden langs målerammen målt. Avstanden fra gulvet ovenfor avløpet til terskelen i avløpet var kjent, slik at avstanden fra gulvet til vannspeilet ble brukt til å avgjøre vanndybden. Langs det vertikale røret i målerammene ble det markert med tusj de to høydenivåene som ble brukt i målingene i referanse til bakken, for hvert punkt var det kjent avstand fra målerammen til bunnen.

## Atmosfære

Ene utgangen av ventilgrenen ble brukt til å måle atmosfæretrykket. Dette ble ikke logget på PC, men notert ned på måleskjema.

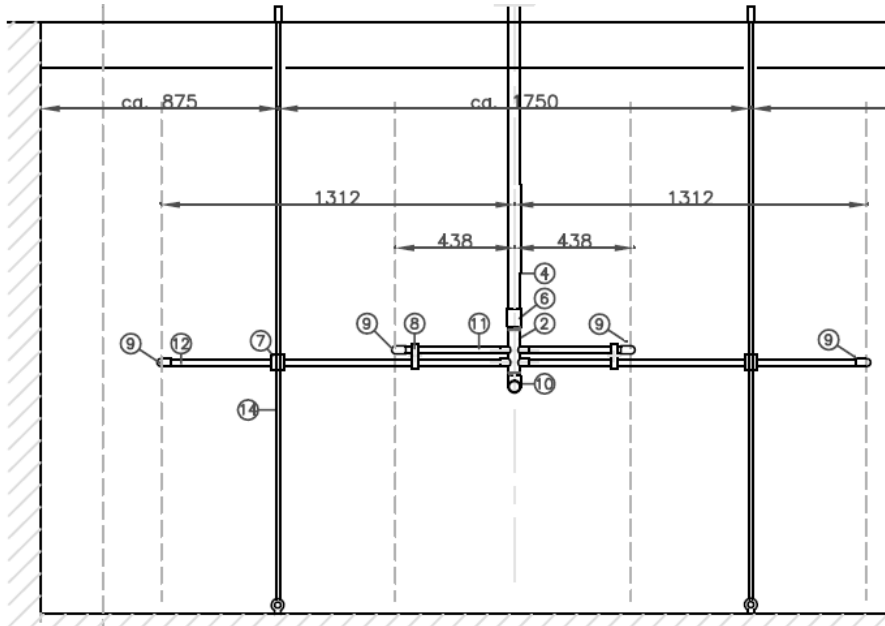
## 4.5 Temperaturmålinger

### Innløp

Temperatursensoren som målte innløpstemperaturen ( $\Theta_{1-1}$ ) ble plassert inn i målesonden i figur 4.3. Vannet ble drenert ut av sonden gjennom et rotameter og ned i en bøtte. Rotameteret ble brukt for å holde en jevn volumstrøm. I figur 4.2 tilsvarende temperaturmåleren målepunktet (1-1).

### Avløp

Fra virkningsgradsmålinger som ble gjort på kraftverket tidligere ble det bygget to identiske målerammer til å plassere i det syv meter brede avløpet. Et bilde av rammene er i figur 4.5, mens vedlegg E er der maskintegninger og bilder av rammen ferdig oppmontert. Figur 4.4 viser et utdrag av maskintegningen for å illustrere virkemåten. Hver ramme samler inn vann fra fire forskjellige horisontale punkter (punktene 9 i figur 4.4) og lar det strømme ut røret i midten (punkt 10). En temperatursensor kan så senkes ned gjennom det vertikale røret fra toppen (markert med 4), og ned i vannblandingen som oppstår i rørkryssene. Hver ramme blir ført opp og ned langs to bunnfaste wire (markert med 14 i figuren), hevingen/senkingen ble utført med jekkestropper festet øverst i det vertikale røret.



Figur 4.4: Skisse av målerammene.

Til temperaturfordelingen i avløpet, ble det skrudd på tre plater under det nederste horisontale røret (markert med 12) på hver måleramme (tegning av festeplatene ligger i vedlegg E). To målere var plassert ytterst på hver sin side av det nederste horisontale røret, mens én måler var plassert nær midten (punkt 10). Dette gjorde at målerne hadde jevnt avstand fra hverandre i avløpet. På hver av festeplatene ble det stripset fast en SBE 38 måler, liggende langs samlerørene, slik at vannet strømmet inn fra siden og gjennom den perforerte hetten på temperatursensoren (se figur E.1). Plasseringen av de ulike sensorene er gjengitt i tabell 4.3.



Figur 4.5: Målerammene fra 2001.

Målepunkt	Pkt. 1	Pkt. 2	Pkt. 3	Pkt. 4	Pkt. 5	Pkt. 6
Temperaturmåler	ID=06	ID=05	ID=04	ID=03	ID=02	ID=01
Hastighetsmåler	6	5	4	3	2	1

Tabell 4.3: Plassering av måleutstyr i avløpet, målepunkt 1 til høyre sett fra nedre reservoar

## 4.6 Hastighetsmålinger

### Avløp

På platene som var festet under målerammen ble det laget hull til å skru fast hastighetsmålere ved siden av hver temperatursensor. De elektromagnetiske hastighetsmålere ble montert langs den horisontale bunnbjelken og målte hastigheten i hver kontrollflate.

## 4.7 Volumstrømmålinger

### Vann gjennom målesonden

Vannet som strømmet gjennom målesonden ble ført ut med en slange, gjennom et rotameter, og tappet i en bøtte. Det ble sørget for å ha en jevn strøm på omlag 4 l/min, men denne ble ikke notert. Bidraget fra hastighetskomponenten til vannet gjennom sonden er så lite at det ble neglisjert.

## 4.8 Generatoreffekt

Generatoreffekten ble målt med kWh-teller på kontrollrommet, hvor en liten diode pulserte for hver 0.72 kWh som ble produsert. En pulsteller ble plassert over dioden som telte antall pulser, mens en stoppeklokke tok tiden på måleperioden. Ved kjøring av generatoren på  $\cos \varphi = 1.0$  (ingen reaktiv effekt), er virkningsgradskurven for generatoren gitt fra produsent gyldig. Denne kurven ble hentet fra rapporten som ble utarbeidet i 2006 og ligger i vedlegg I.

## 4.9 Dyseåpning

Dyseåpningen ble notert fra en mm-skala montert utenpå nålservo. En av dysene hadde ikke skalaen påmontert, her ble det brukt et målbånd.

## 4.10 Over- og undervann

Nivået på inntaksmagasinet ble registrert i kontrollrommet og notert i loggeskjemaet. Nivået på undervannet i avløpet ble registrert med et målbånd under målingene, målt relativt til gulvet ovenfor avløpet.

## 4.11 Gjennomføring

Det ble utført seks målepunkter på aggregatet med laster fra 8 MW til 26 MW. For å sjekke repeterbarheten til målingene ble virkningsgraden ved 20 MW målt to ganger. Turbinene ble styrt lokalt på kraftverket for å sikre mest mulig stabile forhold.

Ved målinger på et driftspunkt var innløpstrykket det første som ble registrert. Videre ble sondetrykket og temperaturdifferansen over turbinen målt samtidig i eksisterende målerammeoposisjon, før målerammen ble senket/hevet og nye sondetrykk og temperaturmålinger ble logget. En målerunde ble også tatt for å notere dyseåpning, undervannsnivå og atmosfæretrykk. Målepunktet ble avsluttet med en ny logging av innløpstrykket for å forsikre at det holdt seg konstant gjennom målingen. Underveis ble også temperaturgradienten til vannet holdt øye med for at den ikke skulle overstige 5 mK/min (IEC 41-krav[1]). For hvert målpunkt ble måledataene skrevet inn i et forberedt regneark, for å få et estimat på virkningsgraden. Dette var for å kvalitetssikre målingen.

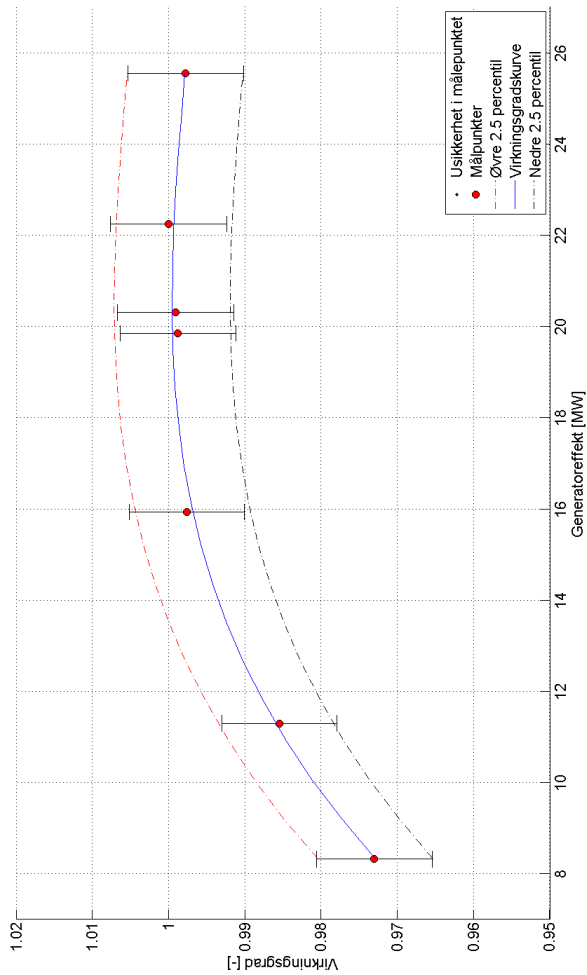
For energifordelingen i avløpet ble det logget temperatur og hastigheter over perioder på mellom 4 og 15 minutter. Siden absoluttemperaturen ikke var interessant i målingene, kun differansetemperaturene på tvers av avløpet, ble det ikke tatt hensyn til temperaturgradienten på vannet ved de målingene.

## 4.12 Resultater

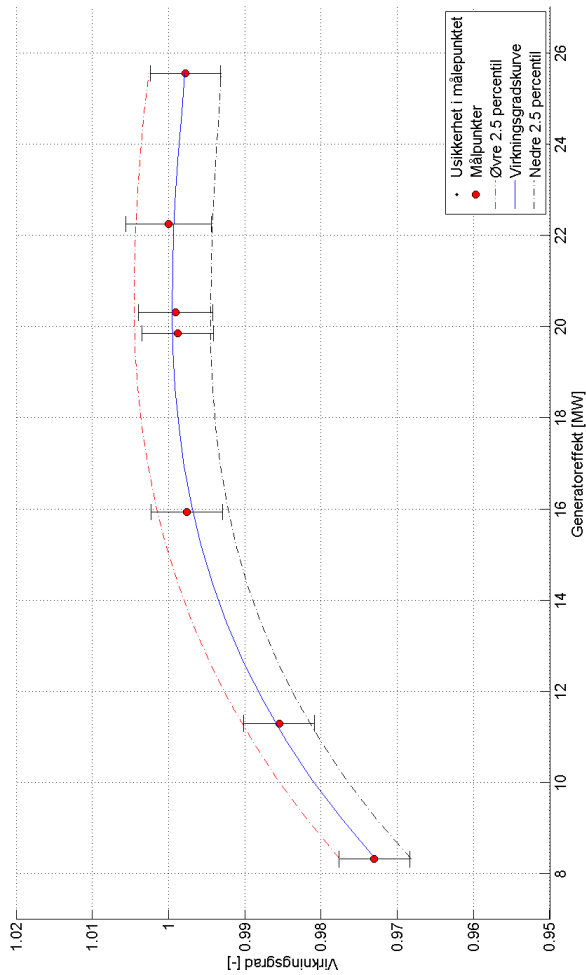
### 4.12.1 Termodynamisk virkningsgradsmåling

Resultatet fra virkningsgradsmålingen er gjengitt i tabell 4.4 og grafisk i figur 4.6. Siden dette er en garantimåling tatt i forbindelse med et nytt løpehjul, er den målte virkningsgraden kun gjengitt relativt til bestpunkt av hensyn til produsent. Regnearket brukt til utregningen av virkningsgraden er å finne i vedlegg I. Følgende linjer er da fjernet på grunn av konfidensialiteten:

- Virkningsgraden.
- Spesifikk mekanisk energi.
- Spesifikk termisk energi.
- Endelig volumstrøm.
- Hastighet i innløpet.
- Spesifikk hydraulisk hastighetsenergi.
- Temperaturdifferanse over turbinen.



Figur 4.6: Relativ virkningsgrad med 95% usikkerhetsbånd iht. IEC 41, gitt generatoreffekt.



Figur 4.7: Relativ virkningsgrad med 95% usikkerhetsbånd etter usikkerhet basert på egen måledata, gitt generatoreffekt.

## KAPITTEL 4. TERMODYNAMISKE VIRKNINGSGRADSMÅLINGER

I tabell 4.4 er også to usikkerheter oppgitt som en prosentverdi av virkningsgraden. I beregningene av usikkerheten i henhold til IEC 41 er det brukt en usikkerhet på  $0.6\%E_m$  på energifordelingen av avløpet. Det er også utført en usikkerhetsberegning der den faktiske variasjonen energifordelingen i avløpet er lagt til grunn, for å se om kunnskap om denne energifordelingen øker eller minker usikkerheten i målingen. Virkningsgradskurven med denne usikkerheten er illustrert i figur 4.7. I vedlegg H er virkningsgraden grafisk illustrert ved

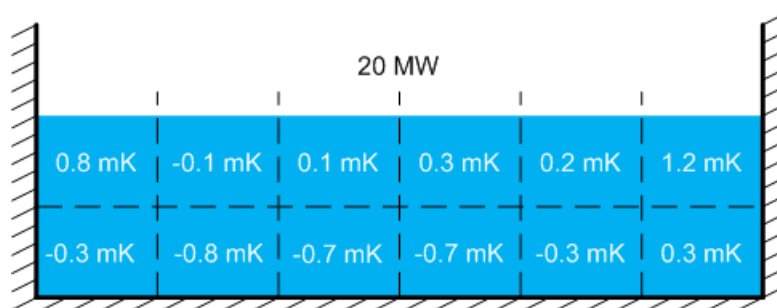
Lastpunkt [ $P_{maks}$ ]	0.33	0.45	0.63	0.78	0.80	0.87	1.00
Rel. virkningsgrad [%]	97.30	98.55	99.76	99.88	99.91	100.00	99.78
Rel. usikkerhet iht. IEC [%]	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76
Rel. usikkerhet eksp. [%]	0.56	0.49	0.46	0.46	0.47	0.46	0.47

Tabell 4.4: Relativ virkningsgrad ( $P_{max}=26$  MW) med både usikkerhet utregnet etter IEC 41 og faktisk usikkerhet med tanke på energifordelingen i avløpet.

ulike volumstrømmer. Volumstrømmen er normalisert mot  $Q_{maks}$ .

### 4.12.2 Energifordeling i avløpet

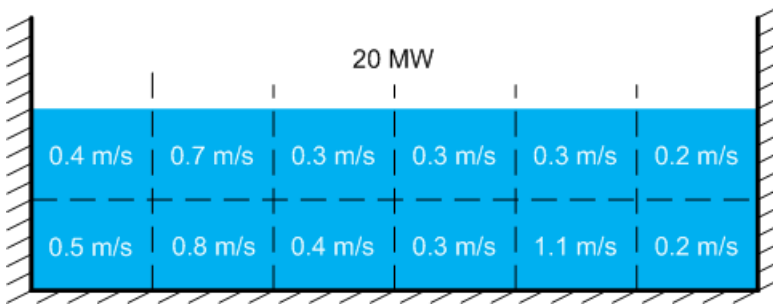
Resultatene fra målingen av temperatur- og hastighetsfordelingen er presentert i sin helhet i vedlegg C og D. Måleresultatet ved 20 MW er også gjengitt i figur 4.8 og 4.9. Temperaturdifferansen for hvert punkt er relatert til gjennomsnittlig temperaturdifferanse målt over turbinen. Målingene av energiforde-



Figur 4.8: Temperaturdifferanser i avløpet ved 20 MW.

lingen ble brukt til å regne ut den spesifikke mekaniske energidifferansen over





Figur 4.9: Hastigheter i avløpet ved 20 MW.

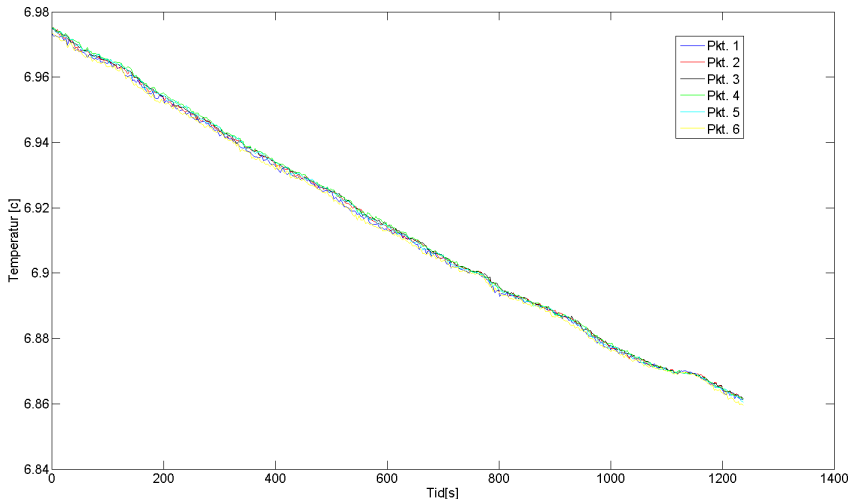
Lastpunkt [ $P_{maks}$ ]	0.32	0.43	0.61	0.76	0.78	0.86	0.98	Gj.snitt
$2\sigma$ -spredning [%]	0.58	0.27	0.17	0.11	0.12	0.18	0.22	0.24
95% konf. int. [%]	0.31	0.14	0.05	0.03	0.04	0.06	0.07	0.10

Tabell 4.5: Spredning og konfidensintervall for  $E_m$  blant 12 målepunkter i avløpet på Nore I.

turbinen for hver kontrollflate i avløpet. De 12 forskjellige  $E_{m,i}$  for hvert lastpunkt ble brukt til å undersøke energifordelingen. Det ble da regnet ut både et 95% konfidensintervall for  $E_m$  og spredningen  $2\sigma$  til den spesifikke mekaniske energien. I tabell 4.5 er spredningen og konfidensintervallet presentert i relativ størrelse til  $E_m$ .

### 4.12.3 Temperaturgradient gjennom målingene

I henhold til IEC 41 [1] skal målingene tas når innløpstemperaturens tidsgradienten er mindre enn 5 mK/min. I figur 4.10 er temperaturutviklingen i avløpet vist ved målinger på 20 MW. Under den målingen var gradienten omtrent -5.5 mK/min (0.11 K over 1200 s). Denne serien ble brukt beregning av energifordelingen, hvor bare gjennomsnittlige avvik var interessant og gradienten ikke påvirket resultatet. Alle målingene av temperaturdifferanser ble gjort med gradient lavere enn 2 mK/min, og det ble også gjort korrigering for gradienten med ligning 2.15, med et volum på 350 m<sup>3</sup> mellom innløpet og utløpet.



Figur 4.10: Avløpstemperaturen ved 20 MW.

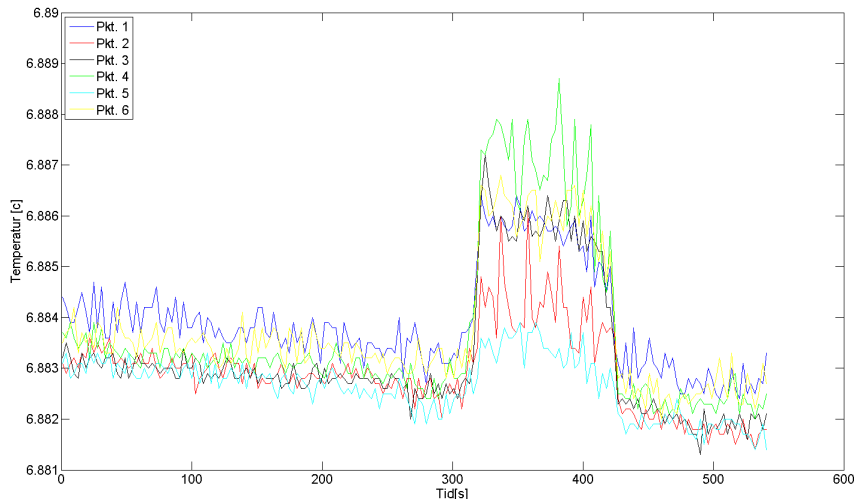
#### 4.12.4 Påvirkning fra solen

Målingene ble utført en overskyet dag, men mot slutten av målingene lettet været og det hendte at solen kom gjennom skyene. Avløpet var sydvendt slik at etter kl. 12 var hele avløpet eksponert av solen. Dette kom frem på loggingen av temperaturen med SBE 38-sensorene. I figur 4.11 er temperaturen i avløpet plottet, hvor det viser tydelig når solen kommer gjennom skyene. Denne effekten ble bare observert på loggingen ved siste målepunkt, og ble tatt hensyn til ved at bare loggepunktene frem til temperaturøkningen ble brukt. Effekten ble ikke observert på temperaturdifferansen ettersom de målerne lå inne i samlerørene. Det antas dermed at effekten kom av soloppvarming direkte på temperaturføleren.

#### 4.12.5 Vurdering av måleforhold

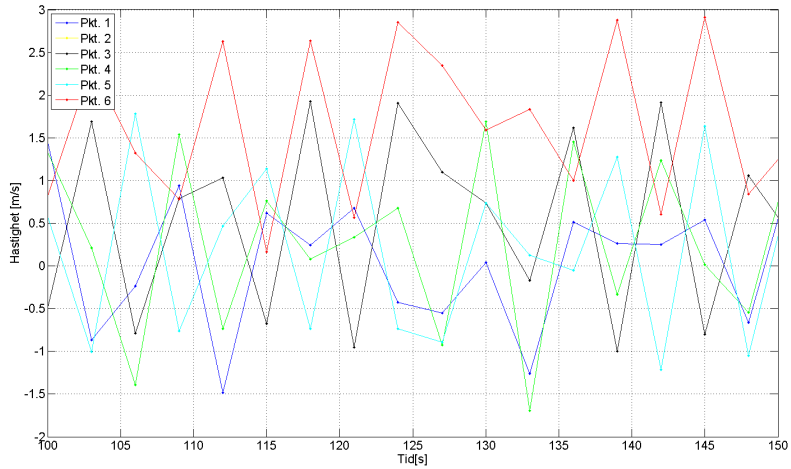
Alle målinger av trykk og temperatur foregikk under stabile forhold. Der var et lite opphold i målingene underveis da temperaturgradienten gikk over 5 mK/min, men analysen av målingene i etterkant viser små bidrag fra tilfeldige variasjoner. Dermed ansees målingene av virkningsgraden som vellykket.

## KAPITTEL 4. TERMODYNAMISKE VIRKNINGSGRADSMÅLINGER

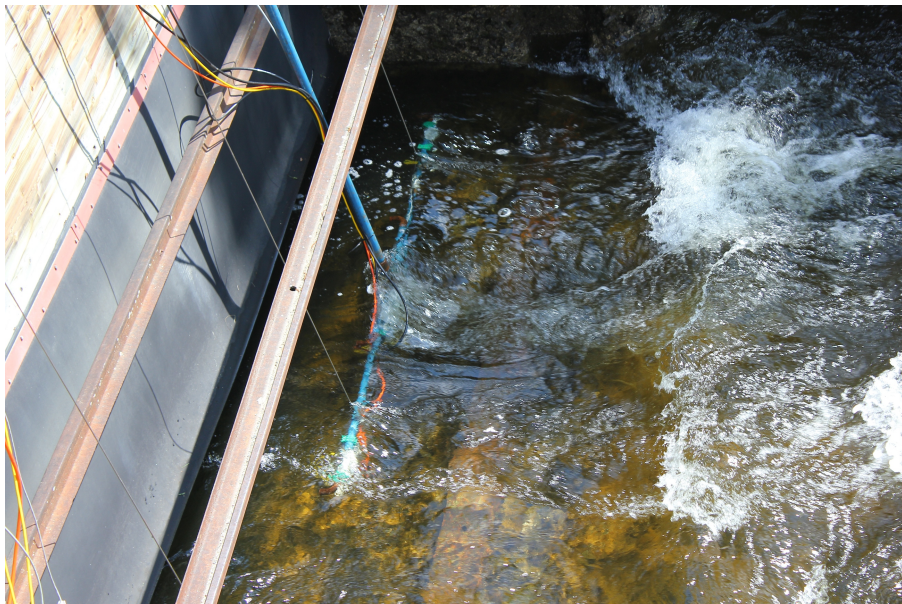


Figur 4.11: Logging av temperatur ved siste målepunkt når solen skinte gjennom skyene.

Hastighetsmålingene i avløpet så i etterkant ut til å være ugyldige. Et estimat av volumstrømmen ved å summere de målte hastighetene multiplisert med arealet av kontrollflatene resulterte i volumstrømmer i området 1.1-2.7 m<sup>3</sup>/s. Volumstrømmene funnet under beregningen av virkningsgraden var i området 3.0-8.6 m<sup>3</sup>/s, en forskjell som er for stor til at de målte hastighetene kan være representative for hastigheten i tilhørende kontrollflate. I figur 4.12 er et utdrag av en tidsserie med hastigheter, som viser hvor stor variasjonen i målingene var. I figur 4.13 er også et bilde tatt av strømningsforholdene ved samme last, hvor man kan skimte de gule hastighetsmålerne som stikker ut i oppstrøms retning. Strømningen observert i avløpet lignet ikke på de kaotiske forholdene som ble målt, og når estimert volumstrøm heller ikke stemte, ble det konkludert med at målingene ikke var representative. På tross av dette er hastighetene likevel brukt videre som eksempel på hvordan man kan bruke kunnskap om hastighetene i avløpet til å få full nytte av temperaturmålinger i avløpet.



Figur 4.12: Tidsserie av hastighetsmålingene ved 8 MW.



Figur 4.13: Strømningsforhold ved 8 MW.

## Kapittel 5

# Sammenligning med andre målinger

I dette kapitlet blir målingene av energifordelingen i avløpet ved Nore I sammenlignet med tidligere målinger omtalt i kapittel 3. Sammenligningen av Nore I med Bratsberg, Hol II og Driva vil i hovedsak være en sammenligning mellom Pelton- og Francisturbiner. Mens strømmingen i sugerøret på en Francisturbin er lite påvirket av omgivelsene, og vil rundt bestpunkt ha liten rotasjonskomponent, er situasjonen i et Peltonutløp ganske annerledes. Fra vannet treffer skovlene i en horisontalakslet Peltonutløp, vil det bli sendt ut i veggen på begge sider før det lander i undervannet. Vannet vil bli videre mikset mens det går mot utløpstunnelen, før en siste miksing av vertikale temperaturgradienter kan skje over en eventuell betongterskel, slik som ved Nore I.

### 5.1 Nore I i forhold til Bratsberg

Målingene ved Nore I avslørte at energifordelingen i avløpet hadde en spredning på gjennomsnittlig 0.24% (tabell 4.5), alle lastpunkter medregnet. Da er gjennomsnittet trukket mye opp fra stor variasjon ved 8 MW og 12 MW (videre diskutert i kapittel 6.3). For å kunne sammenligne med målingene ved Bratsberg, beskrevet i kapittel 3.1.2, er det valgt å plukke ut tre målepunkter, dellast (16 MW), BEP (20 MW) og fullast (26 MW). Da vil resultatene kunne sammenlignes mer direkte (tabell 5.1). Ved Bratsberg ble det registrert en

Last	Dellast	BEP	Maks	Gjennomsnitt
$2\sigma_{\eta,avvik}$ , Bratsberg [%]	0.42	0.38	0.58	0.46
$2\sigma_{E_m,avvik}$ , Nore I [%]	0.17	0.12	0.22	0.17
95% Konf. int., Bratsberg [%]	0.08	0.07	0.11	0.09
95% Konf. int., Nore I [%]	0.05	0.04	0.07	0.05

Tabell 5.1: Spredning og konfidensintervall for energifordelingen ved Bratsberg og Nore I.

gjennomsnittlig spredning på 0.46%, over dobbelt høy som den ved Nore I på 0.17%. Dette viser at energien for en horisontalakslet Pelton er jevnere fordelt i avløpet enn for en Francis. Likevel er konfidensintervallene for  $E_m$  i gjennomsnitt av samme størrelsesorden, 0.05% ved Nore I og 0.09% ved Bratsberg. På tross av større spredning i Bratsberg, gjør 30 målepunkter at man får nesten like smalt konfidensintervall som på Peltonen ved Nore I med 16 målepunkter. Dette kommer av at bredden av konfidensintervallet, definert i ligning 2.19, er  $\propto \sigma/\sqrt{n}$ . Selv med høyere spredning vil flere målepunkter gjøre konfidensintervallet smalere.

Spredningen, som er funnet ved Bratsberg, har tatt utgangspunkt i virkningsgraden for hver kontrollflate, antatt at spredningen til virkningsgradene er like stor som spredningen til  $E_m$ . Denne analysen gir at spredningen er minst rundt bestpunktet og øker litt for økende/minkende last (tabell 5.1). I en artikkel publisert av Hulaas, T. Bryhni og Dahlhaug[4] hvor målingen ble omtalt, ble det illustrert at spredningen til  $E_m$  var høyest rundt bestpunktet. Det er ikke funnet noen forklaring på hvorfor det blir sagt spredningen er funnet til å være høyest ved bestpunkt, mens det for samme last er funnet jevnest virkningsgrad i avløpet. Det antas likevel at det som er sagt i artikkelen er mer riktig enn en analyse av spredningen til virkningsgraden gjort i etterkant.

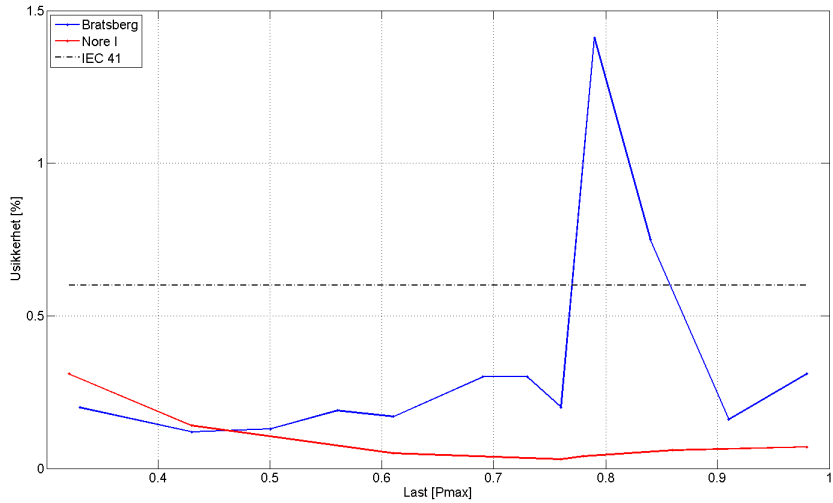
## 5.2 Nore I i forhold til Hol II

Målingene utført ved Hol II, beskrevet i kapittel 3.1.1, hadde som motivasjon å se hvor lav måleusikkerhet man kan få med termodynamiske virkningsgradsmålinger på lavtrykks Francisturbiner. I figur 5.1 er en grafisk representasjon av observert usikkerhet på energifordelingen i avløpet plottet som funksjon av pådraget. Av dette kan man se at også ved Hol II holder usikkerhe-

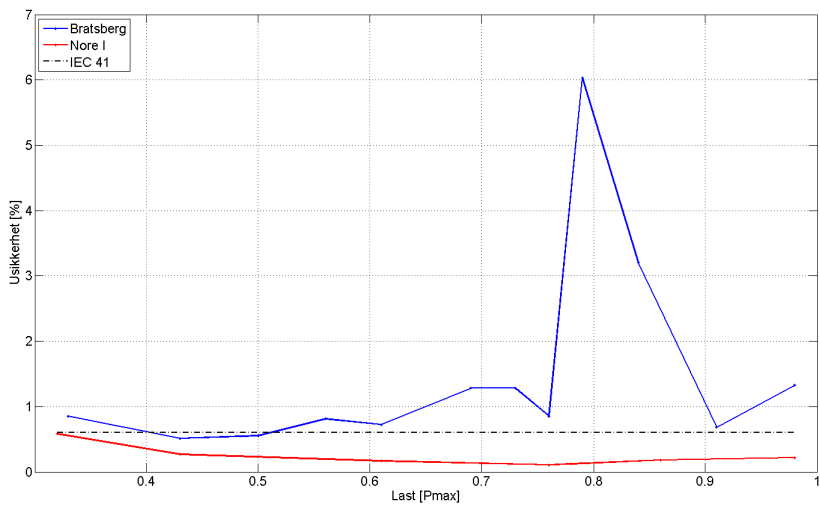
ten seg under hva IEC 41 krever (0.02%-0.40%), foruten to laster rundt bestpunktet hvor usikkerheten øker drastisk (0.70%-1.40%). Dette er effekter som er langt vanligere i sugerøret på Francisturbiner[12] enn i åpen kanalstrømning ut av Peltonturbiner. Den store usikkerheten rundt bestpunkt kan komme av mindre rotasjon i vannet ut av løpehjulet, slik at vannet blir mindre blandet. På Hol II var det også et todelt sugerør som kan ha bidratt med ugunstige strømningsforhold. Ramdal mistenkte at det ble satt opp en stående virvel i avløpet, som igjen gi en liten oppvarming av vannet. I dette tilfellet var det gunstig med hastighetsmålere, da de viste at vannet hadde liten hastighet her. En vekting av kontrollflatene minsket energibidraget fra det området.

Figur 5.1 viser også for Nore I en gjennomgående lav usikkerhet for lastpunktene fra  $0.60P_{maks}$  og oppover, mens for de to laveste lastpunktene er den på nivå med Hol II. Her hjelper det mye at det ble brukt 20 målpunkter i Hol II, mens for 8 MW og 12 MW på Nore I var der bare seks målepunkter, det gjør konfidensintervallet for  $E_m$  bredere. Dette demonstreres i figur 5.2, hvor det er regnet tilbake til  $2\sigma$ -spredningen ved Hol II. Spredningen i avløpet er her gjennomgående høyere enn ved Nore I. For nesten alle lastpunkter ved Hol II går spredningen over 0.60%, som viser at IEC 41 kan gi for lav usikkerhet ved lave trykkhøyder. Derfor er måling av mange punkter i avløpet viktig for å få kontroll på usikkerheten, slik det ble gjort ved Hol II.

## KAPITTEL 5. SAMMENLIGNING MED ANDRE MÅLINGER



Figur 5.1: Usikkerhet på energifordelingen i avløpet ved Hol II og Nore I.



Figur 5.2:  $2\sigma$ -spredning på energifordelingen i avløpet ved Hol II og Nore I.



### 5.3 Nore I i forhold til Driva

Resultatene fra Driva (kapittel 3.1.3) viste en langt mer systematisk energifordeling i avløpet enn hva som ble funnet ved Nore I. Selv om det var temperaturvariasjoner både ved Driva og Nore I, er det en vesentlig forskjell at ved Driva var det en mer utpreget systematisk spredning. I begge presenterte målepunkter var det gjennomgående høyere temperaturer i de tre øverste målepunktene (største differanse mellom høyest og lavest på 6 mK), og lavest temperatur i de tre nederste målepunktene. Eneste systematiske mønsteret som kunne observeres i avløpet på Nore I var at venstresiden av avløpet (sett fra nedre reservoar) var i gjennomsnitt 1 mK varmere enn venstresiden, en forskjell som tilsvarer omtrent 0.05% virkningsgrad i forhold til gjennomsnittlig virkningsgrad. Det blir likevel visket ut på grunn av usikkerheten i temperaturmålerne på nettopp 1 mK.

På Driva ble det observert at energifordelingen var jevnere rundt bestpunkt enn ved dellast. Dette er motsatt av hva som er funnet ved Hol II og Bratsberg, slik at det er vanskelig å si noe entydig om energifordelingen i avløpet på en Francisturbin.

Last	Dellast	BEP
2 $\sigma$ -spredning, Driva [%]	0.62	0.57
2 $\sigma$ -spredning, Nore I [%]	0.17	0.12
95% Konf. int., Driva [%]	0.24	0.22
95% Konf. int., Nore I [%]	0.05	0.04

Tabell 5.2: Spredning og konfidensintervall for energifordelingen ved Driva og Nore I.

### 5.4 Nore I i forhold til tidligere målinger på Pelton-turbiner

Sammenligningen mellom Nore I og målinger utført på andre Pelton-turbiner er viktig for å kunne validere resultatene eller finne avvik i målingene. I tabell 5.3 er resultatene fra Nore I oppsummert ved siden av de øvrige Peltonundersøkelsene diskutert i kapittel 3.2. Tidligere studier har viser at spredningen

er minst rundt bestpunkt, og stiger ved økende/minkende last. Den gjennomsnittlige spredningen er 0.03% høyere for Nore I, som kan komme av at datagrunnlaget til Hulaas[5] var Pelton-turbiner med trykkehøyder fra 316 m til 1034 m. Det ble observert at høyere trykkehøyde gav noe lavere relativ spredning, slik at Nore I med trykkehøyde 343 m er ventet å ligge over gjennomsnittet. Denne sammenligningen viser at resultatene fra målingene på energifordelingen i avløpet på Nore I ligner på resultatene fra målingene på 10 andre Pelton-turbiner med horisontal aksling.

I størrelsesorden ligger  $2\sigma$ -spredningen for alle målingene mellom 0.10% og 0.20% av  $E_m$ , som er vesentlig lavere enn de 0.60% IEC 41 anbefaler å legge på usikkerheten. Dette er likevel for kraftverk med trykkehøyde over 300 m, hvor det er vist tidligere at IEC 41 gir for høy usikkerhet. Nore I er da også med på å vise at den anbefalte usikkerheten er unødvendig høy for kraftverk med trykkehøyde over 300 m.

Last	Stående rør	Hor. samlerør	Nore I
<b>Maks. [%]</b>	0.17	0.13	0.22
<b>BEP [%]</b>	0.10	0.11	0.12
<b>Dellast [%]</b>	0.14	0.18	0.17
<b>Gj. snitt [%]</b>	0.14	0.14	0.17

Tabell 5.3: Gjennomsnittlig  $2\sigma$ -avvik for Pelton med horisontal aksling, Hulaas [5] sammenlignet med Nore I.

# Kapittel 6

## Diskusjon

### 6.1 Virkningsgradsmåling ved Nore I

Målingene på turbin 8 på Nore I kraftverk ble gjort under gode og stabile måleforhold. Repetisjonen av måling på 20 MW resulterte i samme virkningsgrad og usikkerhet, noe som indikerer høy presisjon i målingene. Dette kom også frem i usikkerhetsanalysen, hvor bidraget fra de tilfeldige variasjoner på måleverdiene var veldig liten. Virkningsgradskurven viser en jevn virkningsgrad fra  $0.60P_{maks}$  og oppover, men har en knekk her og faller fra dette lastpunktet og nedover. Høyeste virkningsgrad ble oppnådd ved 22.2 MW.

### 6.2 Måleusikkerheten

Usikkerhetsanalysen i etterkant av målingene resulterte i en konstant relativ usikkerhet på 0.76% for alle lastpunkter. Hovedbidraget til denne usikkerheten kommer fra energifordelingen i avløpet. Hvis det sees bort i fra usikkerhetsbidraget fra energifordelingen i avløpet, blir totalusikkerheten redusert til 0.46%. Dette var en av hovedmotivasjonene til oppgaven, å se om energikartleggingen i avløpet ville redusere totalusikkerheten på målingen i forhold til å bruke IEC 41-anbefalingene. Resterende bidrag til usikkerheten kommer i hovedsak av systematisk usikkerhet fra måleutstyret, det ble observert at bidraget fra den tilfeldige feilen i måledataen var neglisjerbar. Som eksempel var den systematiske usikkerheten på  $p_1$  0.200%, men når den tilfeldige usikkerheten ble tatt med ble totalusikkerheten 0.20000021%. Høyest bidrag fra den tilfeldige usik-

kerheten var på differansetemperaturen, der den systematiske usikkerheten er på  $0.00100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Medregnet tilfeldig usikkerhet fra målingene ble totalusikkerheten  $0.00105\text{ }^{\circ}\text{C}$  for målepunkt 811, som kan ansees som ubetydelig lite.

### 6.3 Energifordeling i avløpet på horisontal Pelton-turbin

Målingen av energifordelingen i avløpet på Nore I viste at måleusikkerheten på energifordelingen i avløpet var vesentlig lavere enn den man er anbefalt å legge på fra IEC 41. Kartleggingen av temperaturforholdene demonstrerte en gjennomsnittlig temperaturdifferanse på  $1\text{ mK}$  mellom venstre og høyre side av avløpet, som i forhold til usikkerheten til måleutstyret er i samme størrelsesorden. Det ble funnet en gjennomsnittlig  $2\sigma$ -spredning på  $0.16\%$  (da er  $8\text{ MW}$  og  $12\text{ MW}$  utelatt) til den spesifikke energidifferansen til de 12 kontrollflatene. Dette er usikkerheten man ville opplevd om man ikke brukte samlerør, men bare plasserte én temperatursensor et tilfeldig sted i avløpet. Også da er usikkerheten vesentlig lavere enn  $0.60\%$ . Med et samlerør vil man måle en gjennomsnittstemperatur i avløpet, med noe vektning fra områder med høyere hastighet. Med innsamling fra 12 punkter eller mer vil det være mer riktig å bruke  $95\%$  konfidensintervallet for  $E_m$  som er funnet her. Da reduseres usikkerheten ytterligere. For Nore I var størrelsen på det relative  $95\%$  konfidensintervallet i gjennomsnitt  $0.05\%$  for  $P_g > 0.60P_{maks}$ . Om man bruker denne målte usikkerheten på energifordelingen i avløpet i usikkerhetsanalysen, i stedet for de  $0.60\%$  som er anbefalt av IEC 41, reduseres den relative usikkerheten fra  $0.76\%$  ned til  $0.46\%$ . Problemet er at alle turbiner og avløp er individuelle, slik at man vil aldri ha kunnskap om energifordelingen i avløpet man vil måle på. Stort datagrunnlag med mange parametre kartlagt, vil kunne sannsynliggjøre energifordelingen i mange avløp, men bare en detaljert kartlegging i det aktuelle avløpet vil avsløre de faktiske forholdene.

Lastpunktene  $8\text{ MW}$  og  $12\text{ MW}$  utmerker seg med høyere  $2\sigma$ -spredning på  $0.58\%$  og  $0.27\%$ . Dette er nær opp under IEC 41 sin usikkerhet, men er likevel bare gjeldende dersom man skulle plassert en enkelt temperatursensor i avløpet. De punktene skilte seg også ut ved at nivået på undervannet var veldig lite, slik at det bare var rom for å måle temperatur og hastighet i en høyde, 6 punkter pr. last. Dette gjør konfidensintervallet for  $E_m$  blir noe bredere, henholdsvis  $0.31\%$  og  $0.17\%$ , men likevel en halvering i forhold til IEC 41. Årsaken

til større spredning på lavere last, kommer av at volumstrømmen og vannhastighetene er mindre. Dette gjør at vannet får bedre tid til å varmeveksle med omgivelsene, og det er mindre vann å utøve endringer på. Lavere vannhastighet vil også gjøre strømningen mindre turbulent, slik at det vil forekomme mindre miksing av vannet i avløpet og temperatursoner vil være enklere å opprettholde.

## 6.4 Virkningsgradmåling med temperatur- og hastighetsmåling i flere punkt

Hensikten med å måle vannhastigheten sammen med temperaturen i hver kontrollflate, er for å vektlegge ekstremverdiene på en mer representativ måte. Kontrollflater med høyere/lavere temperatur enn gjennomsnittet, vil bli tilegnet større eller mindre vekt alt etter hastigheten (volumstrømmen) gjennom den flaten. Den tilnærmede uniforme temperaturfordelingen i avløpet på Nore I gjorde at vektlegging med hastighet ga lite utslag på virkningsgraden. I tabell 6.1 er det gjengitt utregningen av virkningsgraden for tre lastpunkt, hvor det kommer tydelig frem at vektleggingen av hastighet og størrelsen av kontrollflaten gir ubetydelig utslag på virkningsgraden. Dette tyder på at kartlegging

Last [ $P_{maks}$ ]	0.32	0.78	0.98
Rel. virkningsgrad [%]	97.30	99.91	99.78
Rel. virkningsgrad ( $E_m$ ) [%]	97.38	99.94	99.81
Rel. virkningsgrad (vektet $c$ ) [%]	97.19	99.93	99.80
Rel. virkningsgrad (vektet $c$ og $A$ ) [%]	97.19	99.93	99.78

Tabell 6.1: Virkningsgrad med og uten vektlegging av hastighet og areal.

av hastighetene i avløpet på horisontalakslet Pelton-turbiner ikke er nødvendig, ettersom temperaturfordelingen er veldig jevn. Dette begrunnes ut i fra at resultatene av energifordelingen ved Nore I er sammenlignbare med 10 tidligere undersøkelser av Pelton-avløp. Studiene gjort på Francisaggregatene ved Bratsberg og Hol II viste at hastighetsmåling var gunstig å utføre i forhold til å få brukt temperaturfordelingen riktig. Undersøkelsen ved Driva konkluderte med at hastighetsmålingen ikke var nødvendig, samme konklusjon som ved Nore I. Driva skiller seg dog ut fra Bratsberg og Hol II med en trykkehøyde på 540 m, mot henholdsvis 130 m og 46.5 m. Med kunnskap om at energiforde-

lingen i avløpet er omtrent uavhengig av trykkehøyden, indikerer det at hastighetsmålinger vil bli mer utslagsgivende for kraftverk med lav trykkehøyde, og kanskje spesielt på Francisturbiner som ser ut til å ha høyere spredning enn Peltonturbiner.

## 6.5 Vurdering av usikkerhet anbefalt av IEC 41

I kapittel 3.3 ble det diskutert et tidligere forslag om å endre usikkerheten på energifordelingen i avløpet fra en konstant prosentandel av  $E_m$  til en konstant temperaturredifferanse. Dette ville ført til at utregningen for usikkerheten i den spesifikke termiske energien ville gått fra ligning A.12 til A.14. Ved endringer i usikkerhetsanalysen på Nore I til denne ligningen ble resultatet en vesentlig lavere usikkerhet. I tabell 6.2 er det presentert resultatet dersom det velges en konstant temperaturforskjell på 2 mK slik Hulaas og Vinnogg kom med forslag om. Bare et målepunkt er tatt med, ettersom det er vist i tabell 4.4 at usikkerheten var i praksis identiske for alle målepunkter. Usikkerheten reduseres da fra 0.76% til 0.53%, og ligger bare 0.07% over den usikkerheten på 0.46% hvor den observerte energifordelingen i avløpet er brukt. Dette tyder på at en konstant absolutt temperatrusikkerhet på 2 mK representerer de fysiske forholdene i avløpet langt bedre enn de 0.60% av  $E_m$  som nå er anbefalt. Dette betyr at målingene ved Nore I går inn i datagrunnlaget som underbygger den foreslåtte endringen av IEC 41. Et tema som ikke tidligere har vært diskutert, er om det

<b>Last [<math>P_{maks}</math>]</b>	<b>0.61</b>
Rel. usikkerhet, IEC 41 [%]	0.76
Rel. usikkerhet, 2mK [%]	0.53
Rel. usikkerhet, observert [%]	0.46

Tabell 6.2: Usikkerhet ved forskjellige beregningsmetoder på energifordelingen i avløpet.

vil være hensiktsmessig å skille mellom Pelton og Francis når det skal settes en usikkerhet på energifordelingen i avløpet. Selv om Peltonturbinene viser en liten spredning som en 2 mK temperatrusikkerhet hadde representert bedre, er det ikke sikkert det samme er gjeldende for Francisturbiner. Studiene gjort på Francisturbinene ved Bratsberg, Hol II og Driva, viste alle en gjennomsnittlig  $2\sigma$ -spredning på over 0.46%, mens for de 25 Peltonturbinene presentert data for i kapittel 3.2 hadde alle en gjennomsnittlig spredning under 0.28%. På tross av

forholdsvis tynt datagrunnlag fra Francisturbinene, kan det likevel tyde på en vesentlig forskjell på energifordelingen i avløpet. På tross av manglende data fra energifordelingen i Francisavløp, fremmes det et forslag om å skille mellom Francis og Pelton i IEC 41 når usikkerheten på energifordelingen i avløpet skal bestemmes. En mulighet kan da være å bruke en absolutt temperatursikkerhet på 3 mK for Francis og 2 mK for Pelton. Dette vil gjøre at usikkerhetene tilfredsstillende observerte forholdene om at:

- Absolutt usikkerhet i energifordelingen i avløpet er uavhengig av trykkhøyden.
- Spredningen i energifordelingen i Francissugerør er høyere enn i Peltonavløp.





## Kapittel 7

# Konklusjon

Virkningsgradmålingene og målingen av energifordelingen i avløpet på turbin 8 ved Nore I Kraftverk var vellykket. Måleforholdene var gode med stabile måledata, med unntak av hastighetsmålingene i avløpet som ble vurdert til ikke å være ugyldige. På tross av hastighetsmålinger som ikke var reelle var målingene likevel mulig å bruke som et beregningseksempel. Beregningene viste at hastighetsfordelingen gav lite utslag på virkningsgraden på grunn av den jevne temperaturfordelingen i avløpet. Ved vektning av hastighetene som ble målt ble det registrert ubetydelige endringer av virkningsgraden, ved bestpunkt en forskjellen på 0.02%. For kraftverk med lavere fallhøyde, ville den samme temperaturforskjellen slått mer ut på virkningsgraden og en hastighetsmåling hadde fått større påvirkning.

Tidligere energikartlegging av avløp på Peltonturbiner med horisontal aksling, har alle vist lite temperaturvariasjoner på tvers av avløpet, og målingene ved Nore I føyer seg inn i den datamengden. Ved Nore I er det blitt vist at den usikkerheten på 0.60% av  $E_m$  som man er anbefalt av IEC 41 å legge til på energifordelingen i avløpet kan gi 0.30% høyere totalusikkerhet enn hva totalusikkerheten blir ved bruk av observert energifordeling (0.76% mot 0.46%). En tidligere foreslått usikkerhetsmodell har vært å bruke en absolutt temperaturforskjell på 2 mK som usikkerhet. Ved bruk av denne modellen til beregning av totalusikkerheten ble avviket bare 0.07% i forhold til observerte forhold. Denne usikkerhetsmodellen er spesielt begrunnet fra tidligere målinger som viser at den relative energispredningen i avløpet er lite avhengig av trykkhøyden, slik at en direkte trykkhøydeavhengig usikkerhet, som 0.60% av  $E_m$  er, er ufy-

sikalsk.

Et forslag som ikke har blitt fremmet tidligere, er at man burde gjøre forskjell på Pelton og Francis når usikkerheten på energifordelingen i avløpet skal settes. Tilgjengelig data tyder på at Francisturbinene har gjennomgående høyere spredning i energifordelingen enn Pelton. Dette gjør at man vil få unødvendig høy usikkerhet ved målinger på Peltonaggregat, dersom usikkerheten satt på energifordelingen i avløpet er dimensjonert ut i fra Francisturbiner. Et forslag kan være å bruke 2 mK absolutt temperatursikkerhet på energifordelingen i Peltonutløp, og 3 mK på Francissugerørene. Dette er likevel noe som trengs større datamengde på for å kunne fastslå. Resultatene fra denne oppgaven kan oppsummeres som:

- Vellykket virkningsgradsmålinger ved Nore I, BEP rundt 22 MW.
- Relativ totalusikkerhet på alle målepunkter på 0.76% etter IEC 41.
- Totalusikkerheten ble redusert til 0.46% ved bruk av observert energifordeling i avløpet.
- 2 mK temperatursikkerhet i avløpet resulterte i 0.56% relativ totalusikkerhet.
- Energifordelingen ved Nore I stemmer overens med tidligere studier, jevn energifordeling i avløpet på horisontalakslet Peltonturbiner.
- Usikkerhet i avløpet på Peltonturbiner ligger mellom 0.10% og 0.30% av  $E_m$ .
- 0.60% av  $E_m$  som usikkerhet på energifordelingen i avløpet (IEC-anbefaling) er ufykalsk og stemmer ikke med observerte forhold.
- Studier av energifordelingen ved tre Francisturbiner indikerer høyere spredning i energifordelingen i avløpet enn på Pelton.
- Forslag til temperatursikkerhet på energifordelingen i avløpet,  $\pm 2$  mK på Pelton og  $\pm 3$  mK på Francis.

# Kapittel 8

## Videre arbeid

Målingene gjort i denne oppgaven har vært med på å bygge under påstandene om at usikkerheten på 0.60% av  $E_m$  som IEC 41 mener bør legges til på grunn av energifordelingen i avløpet, ikke stemmer overens med observerte energifordeler. Dette har likevel bare vært et målepunkt i den serien, og energikartlegging i avløpet på flere kraftverk bør gjøres i detalj for å videre underbygge påstandene. Spesielt energikartlegging med hastighetsmålere i avløpet på flere Francisturbiner vil være interessant. Det er for å se hvorvidt nytten av hastighetsmålerne går ned med økende trykkehøyde, slik de tre tidligere målingene ved Vannkraftlaboratoriet impliserer. Nore I er også eneste kjente Pelton-turbinen det har vært forsøkt gjort hastighetsmålinger i, som i følge utregningene gav neglisjerbart utslag i endelig virkningsgrad. Flere hastighetsmålinger i Peltonavløp er likevel nødvendig for å kunne si det med større sikkerhet.

Et spørsmålstegn som også står igjen er om man bør skille mellom Pelton- og Francisturbiner når usikkerheten på energifordelingen i avløpet skal legges på. Større datamengde på Francisaggregater er da nødvendig, og man må sammenligne usikkerheten på energifordelingen i avløpet med det som er kjent for Pelton-turbiner. Denne datamengden bør da også brukes for å finne frem til hvilke temperaturusikkerheter som vil være mest representative for virkeligheten.



# Bibliografi

- [1] IEC 41. *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*. International Electrotechnical Commission, 1991.
- [2] E. Bøkko, E. Nilsen og L. Vinnogg. *Thermodynamic Efficiency Measurements, The Uncertainty of Efficiency versus the Hydraulic Head*. IGHEM Conference, 2000.
- [3] O. G. Dahlhaug. *A study of swirl flow in draft tubes*. Doktorgradsavhandling, NTNU, 1997.
- [4] H. Hulaas, T. Bryhni og O. G. Dahlhaug. *Multipoint Thermodynamic Measurements - A Statistical Approach to Uncertainty Levels*. IGHEM Conference, 2000.
- [5] H. Hulaas et al. *Thermodynamic Efficiency Measurements of Pelton Turbines. Experience from Investigation of Energy / Temperature Distribution in the Discharge Canal Measuring Section*. IGHEM Conference, 2008.
- [6] H. Hulaas og L. Vinnogg. *IEC 60041 - 1991, "Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines". Clause 14 "Thermodynamic method for measuring efficiency" Comments*. IGHEM Conference, 2010.
- [7] A. Kjølle. *Hydraulisk Måleteknikk*. Vannkraftlaboratoriet, 2003.
- [8] G. G. Løvås. *Statistikk for universiteter og høyskoler*. Universitetsforlaget, 2004.
- [9] E. Nilsen. *Virkningsgradsmåling på en vannturbin*. Hovedfagsoppgave, NTH, 1991.

- [10] J. Ramdal. *Efficiency measurements in low head hydro power plants*. Doktorgradsavhandling, NTNU, 2011.
- [11] J. Ramdal et al. *Uncertainty And Performance of a Low Head Thermodynamic Measurement*. IGHEM Conference, 2010.
- [12] R. Susan-Resiga, S. Muntean, P Stein og F. Avellan. *Axisymmetric swirling flow simulation of the draft tube vortex in Francis turbines at partial discharge*. IAHR Conference, 2008.

# Vedlegg A

## Usikkerhetsanalyse

I dette kapitlet er alle ligningene som er brukt i usikkerhetsanalysen i vedlegg I definert.

### A.1 Trykk i utløpet

Trykket ved målepunktene i utløpet kan skrives som

$$P_{2-1} = P_{atm} + \rho g(z_{gulv} - z_{UV} - h_{2-1}), \quad (A.1)$$

som gir en absolutt usikkerhet på

$$e_{P_{2-1}} = \sqrt{e_{P_{atm}}^2 + (\rho g(z_{gulv} - z_{UV} - h_{2-1}))^2 (f_{\rho}^2 + f_g^2 + \frac{e_{z_{gulv}}^2 + e_{z_{UV}}^2 + e_{h_{2-1}}^2}{(z_{gulv} - z_{UV} - z_{h_{2-1}})^2})}. \quad (A.2)$$

### A.2 Turbineeffekt

Turbineeffekten kan regnes ut på grunnlag av generatoreffekten og generatorvirkningsgraden som

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_{gen}}, \quad (A.3)$$

slik at tilhørende absolutte usikkerhet blir

$$e_{P_t} = \sqrt{e_{P_g}^2 + e_{\eta_{gen}}^2}. \quad (\text{A.4})$$

### A.3 Spesifikk mekanisk energi

Spesifikk mekanisk energi er definert som

$$E_m = E_{m,trykk} + E_{m,kinetisk} + E_{m,potensiell} + E_{m,termisk}, \quad (\text{A.5})$$

slik at den absolutte usikkerheten blir

$$e_{E_m} = \sqrt{e_{E_{m,trykk}}^2 + e_{E_{m,kinetisk}}^2 + e_{E_{m,potensiell}}^2 + e_{E_{m,termisk}}^2}. \quad (\text{A.6})$$

#### A.3.1 Spesifikk mekanisk trykkenergi

Den spesifikke mekaniske trykkenergien er definert som

$$E_{m,trykk} = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}), \quad (\text{A.7})$$

og den relative usikkerheten blir da

$$f_{E_{m,trykk}} = \sqrt{f_{\bar{a}} + \frac{e_{p_{1-1}}^2 + e_{p_{2-1}}^2}{(p_{1-1} - p_{2-1})^2}}. \quad (\text{A.8})$$

#### A.3.2 Spesifikk mekanisk hastighetsenergi

Den spesifikke mekaniske hastighetsenergien er definert som

$$E_{m,kinetisk} = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2), \quad (\text{A.9})$$

og den absolutte usikkerheten blir da

$$e_{E_{m,kinetisk}} = \sqrt{c_{1-1}^4 f_{c_{1-1}}^2 + c_{2-1}^4 f_{c_{2-1}}^2}. \quad (\text{A.10})$$



### A.3.3 Spesifikk mekanisk termisk energi

Den spesifikke mekaniske termiske energien er definert som

$$E_{m,termisk} = \overline{c_p}(\Delta\Theta), \quad (\text{A.11})$$

og den absolutte usikkerheten blir da

$$e_{E_{m,termisk}} = \sqrt{E_{m,termisk}^2 \left( f_{\overline{c_p}}^2 + \left( \frac{e_{\Delta\Theta}}{\Delta\Theta} \right)^2 \right) + E_m^2 (f_{E_1}^2 + f_{E_2}^2)}. \quad (\text{A.12})$$

### A.3.4 Spesifikk mekanisk termisk energi med konstant temperaturforskjell

Om man legger en konstant temperaturforskjell som usikkerhet på energifordelingen i avløpet, blir den absolutte usikkerheten

$$e_{E_{m,termisk}} = \sqrt{E_{m,termisk}^2 \left( f_{\overline{c_p}}^2 + \left( \frac{e_{\Delta\Theta}}{\Delta\Theta} \right)^2 + \left( \frac{\Delta\Theta_{feil}}{\Delta\Theta} \right)^2 \right) + E_m^2 f_{E_1}^2}. \quad (\text{A.13})$$

Ved å sette inn fra ligning A.11 kan man multiplisere ut og se at leddet fra den konstante temperaturforskjellen vil være uavhengig av trykkehøyden:

$$e_{E_{m,termisk}} = \sqrt{E_{m,termisk}^2 f_{\overline{c_p}}^2 + E_{m,termisk}^2 \left( \frac{e_{\Delta\Theta}}{\Delta\Theta} \right)^2 + (c_p \Delta\Theta_{feil})^2 + E_m^2 f_{E_1}^2}. \quad (\text{A.14})$$

Leddene  $(c_p \Delta\Theta_{feil})$ , som tilhører usikkerheten på energifordelingen i avløpet, vil da være konstant for alle trykkehøyder.

### A.3.5 Spesifikk mekanisk potensiell energi

Den spesifikke mekaniske potensielle energien er definert som

$$E_{m,potensiell} = g(z_{1-1} - z_{2-1}), \quad (\text{A.15})$$

og den relative usikkerheten blir da

$$f_{E_{m,potensiell}} = \sqrt{f_g^2 + \frac{e_{z_{1-1}}^2 + e_{z_{2-1}}^2}{(z_{1-1} - z_{2-1})^2}}. \quad (\text{A.16})$$

## A.4 Volumstrøm og hastighet

Volumstrøm kan uttrykkes som

$$Q = \frac{P_t}{\rho E_m}, \quad (\text{A.17})$$

slik at den absolutte usikkerheten blir

$$e_Q = \sqrt{e_{P_t}^2 + e_{\rho}^2 + e_{E_m}^2}. \quad (\text{A.18})$$

Hastigheten i innløpet er knyttet opp til volumstrømmen som

$$c_1 = \frac{Q}{A}, \quad (\text{A.19})$$

slik at den tilhørende usikkerheten til  $c_1$  blir

$$e_{c_1} = \sqrt{e_Q^2 + e_A^2}. \quad (\text{A.20})$$

## A.5 Spesifikk hydraulisk energi

Den tilgjengelige hydrauliske energien er gitt som

$$E_h = E_{h,trykk} + E_{h,kinetisk} + E_{h,potensiell}, \quad (\text{A.21})$$

slik at den absolutte usikkerheten blir

$$e_{E_h} = \sqrt{e_{E_{h,trykk}}^2 + e_{E_{h,kinetisk}}^2 + e_{E_{h,potensiell}}^2}. \quad (\text{A.22})$$

### A.5.1 Spesifikk hydraulisk trykkenergi

Leddene som bidrar til usikkerheten blir fra den spesifikke hydrauliske trykkenergien

$$E_{h,trykk} = \frac{1}{\rho}(P_1 - P_2), \quad (\text{A.23})$$

med relativ usikkerhet på

$$f_{E_{h,trykk}} = \sqrt{f_{\bar{\rho}} + \frac{e_{\bar{p}_1}^2 + e_{\bar{p}_2}^2}{(p_1 - p_2)^2}}. \quad (\text{A.24})$$

### A.5.2 Spesifikk hydraulisk hastighetsenergi

Den spesifikke hydrauliske hastighetsenergien er gitt som

$$E_{h,kinetisk} = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2), \quad (\text{A.25})$$

med relativ usikkerhet på

$$e_{E_{h,kinetisk}} = \sqrt{c_1^4 f_{c_1}^2 + c_2^4 f_{c_2}^2}. \quad (\text{A.26})$$

### A.5.3 Spesifikk potensiell energi

Den spesifikke potensielle energien er gitt som

$$E_{h,potensiell} = g(z_1 - z_2), \quad (\text{A.27})$$

med absolutt usikkerhet på

$$f_{E_{h,potensiell}} = \sqrt{f_g + \frac{e_{z_1}^2 + e_{z_2}^2}{(z_1 - z_2)^2}}. \quad (\text{A.28})$$

## A.6 Usikkerheter satt i IEC 41

### A.6.1 Isentropisk konstant ved midlere trykk og temperatur

Den relative feilen til den isentropiske konstanten er satt til

$$f_a = 0.2\%. \quad (\text{A.29})$$

### A.6.2 Tyngdeakselerasjonen

Usikkerheten i tyngdeakselerasjonen er satt til

$$f_g = 0.0\%. \quad (\text{A.30})$$

### A.6.3 Spesifikk varmekapasitet

Den spesifikke varmekapasiteten til vann skal ha en tilhørende relativ usikkerhet på

$$f_{c_p} = 0.5\%. \quad (\text{A.31})$$

### A.6.4 Energifordeling i innløpet

Usikkerheten på energifordelingen i innløpet er satt til

$$e_{E_1} = 0.2\%E_m. \quad (\text{A.32})$$

### A.6.5 Energifordeling i utløpet

Usikkerheten på energifordelingen i utløpet er satt til

$$e_{E_1} = 0.6\%E_m. \quad (\text{A.33})$$

## A.7 Usikkerheter i koter og høyder

I tabell A.1 er det gjengitt den absolutte usikkerheter i kotehøyder og nivåmålinger som er brukt som basis i usikkerhetsanalysen.

Posisjon	Enhet	Usikkerhet
Senter innløp	m	0.01
Midl. angrepspunkt på turbin	m	0.01
Trykkmåler innløp, probe	m	0.03
Trykkmåler innløp, rørvegg	m	0.03
Trykkmåler, atmosfære	m	0.03
Temperaturmåler innløp	m	0.03
Gulvnivå over utløp	m	0.05
Bunnnivå utløp	m	0.05
Undervannsnivå	m	0.10

Tabell A.1: Absolutte usikkerheter for kotehøyder og nivå.

## Vedlegg B

# Kalibrering

Nullpunktskalibrering av SBE 38 temperatursensorer ble gjort 18. mars. For å bekrefte at målemetoden med vann og is i en isolert bøtte fungerer tilfredsstillende, ble kalibreringen gjentatt over flere dager. En trekasse med 20 cm tykke isoporvegger på innsiden av kassen, med en ti-liters bøtte i sentrum, ble bygget for anledningen og brukt som den isolerte bøtta. Bøtta ble fylt med knust is og vann, og temperatursensorene ble teipet sammen og plassert i sentrum av bøtta, noen centimeter ovenfor bunnen. Mellom hver dag ble det brukt ny is, og temperatursensorene ble omplassert i bøtten fra gang til gang. Det ble observert at det var de samme sensorene konvergente til de samme temperaturene fra dag til dag, og de observerte standardavvikene var tilfredsstillende små. Resultatene fra nullpunktskalibreringen fra 18. mars, 4. mai og 20. mai er gitt i tabell B.1. Det ble ikke observert drift fra ene målingen til den annen, så på bakgrunn av målingene ble det bestemt å legge til en nullpunktsoffset for måler ID=04 og ID=06. De ble satt til

- ID=04: +0.0004 °C
- ID=06: +0.0007 °C.

Temperaturen ble logget sånn som den ble målt, mens nullpunktsoffseten ble lagt til like før dataen ble behandlet.

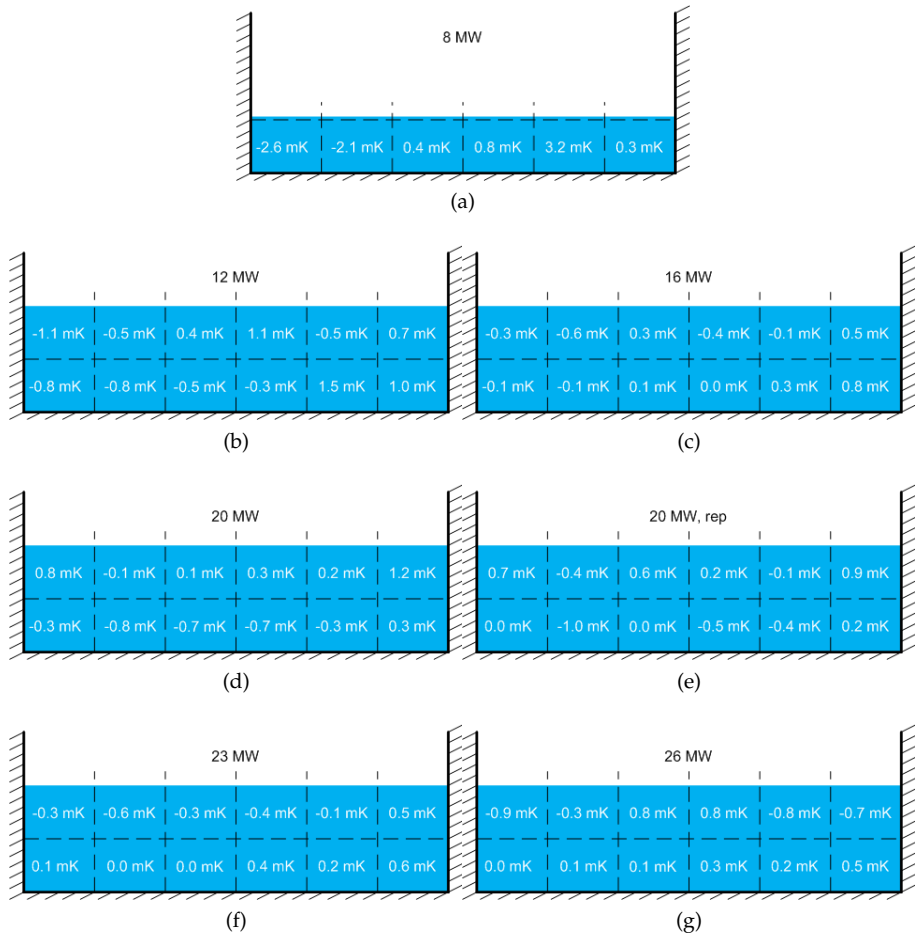
Måler ID	18. mars		4. mai		20. mai	
	$T_{avg}$	$\sigma$	$T_{avg}$	$\sigma$	$T_{avg}$	$\sigma$
ID=01	-0.0020	0.00097	-0.0019	0.00106	-0.0024	0.00104
ID=02	-0.0022	0.00108	-0.0019	0.00112	-0.0020	0.00112
ID=03	-0.0021	0.00102	-0.0021	0.00109	-0.0023	0.00092
ID=04	-0.0026	0.00100	-0.0022	0.00100	-0.0028	0.00098
ID=05	-0.0022	0.00119	-0.0019	0.00102	-0.0024	0.00107
ID=06	-0.0028	0.00095	-0.0029	0.00102	-0.0027	0.00097

Tabell B.1: Nullpunktskontroll for SBE 38 ved tre ulike tidspunkt.

**Vedlegg C**

# **Temperaturfordeling**

## VEDLEGG C. TEMPERATURFORDELING



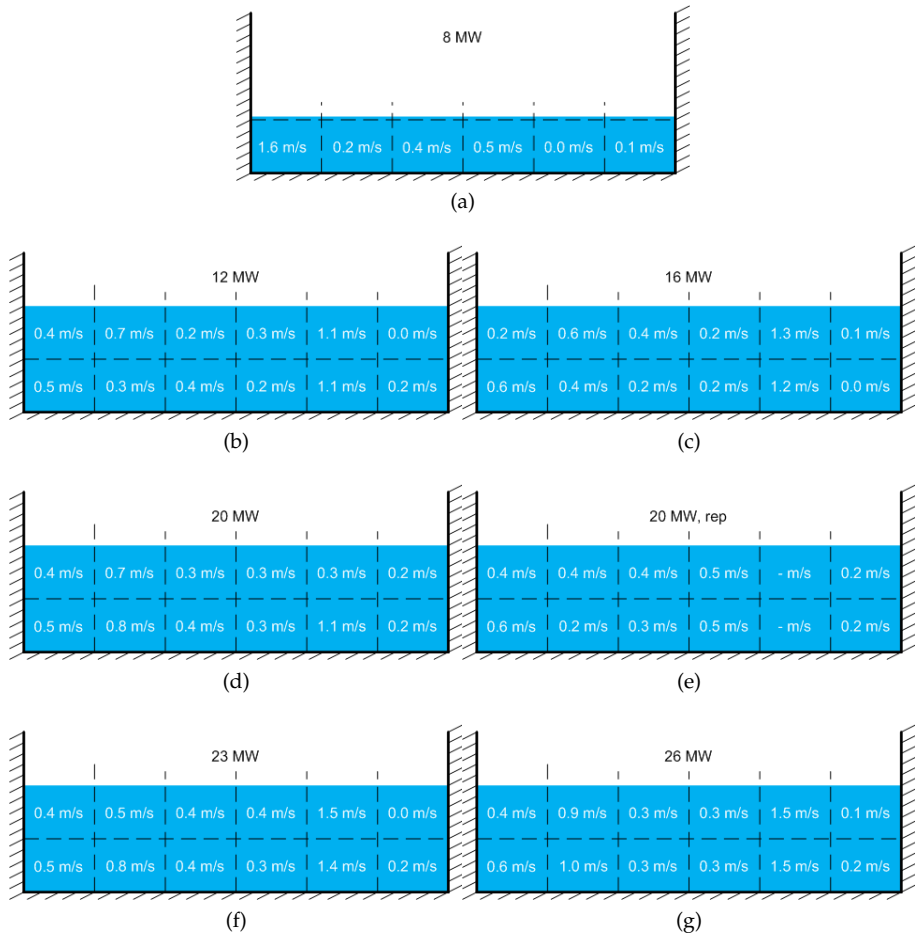
Figur C.1: Temperaturfordeling ved ulike laster.



**Vedlegg D**

# **Hastighetsfordeling**

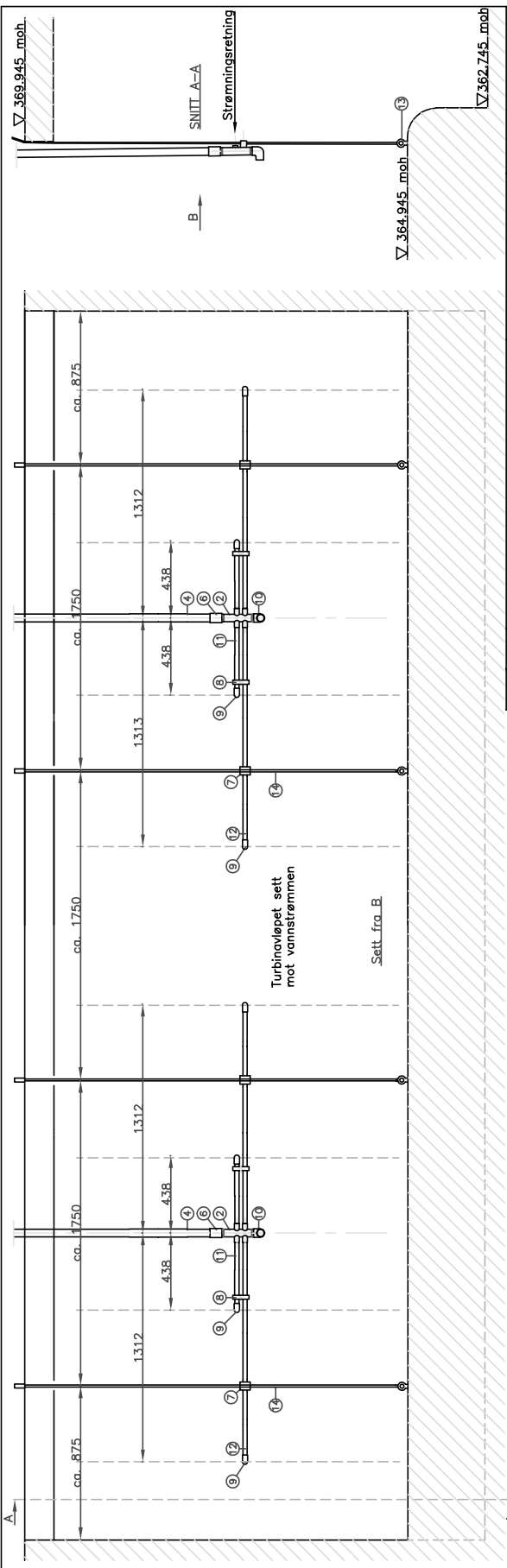
VEDLEGG D. HASTIGHETSFORDELING



Figur D.1: Hastighetsfordeling ved ulike laster.

**Vedlegg E**

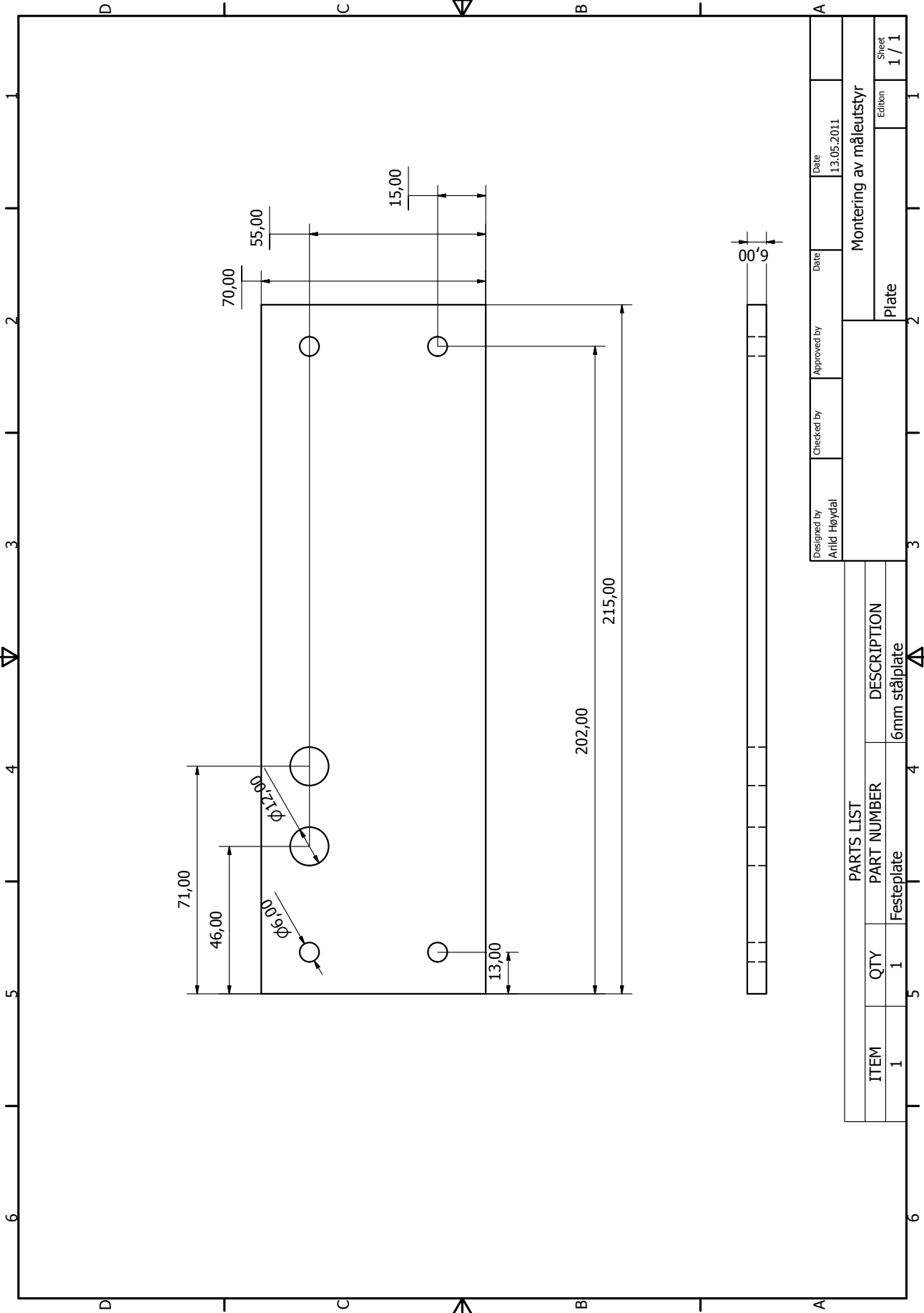
**Målerammen ved Nore I**



4	14	Wire (5-6 mm)	Stål	Nødv. lengde
4	13	Øyebolt	Stål	
4	12	GJENGERØR 3/4"	Stål	Lengde: se tegn.
4	11	GJENGERØR 3/4"	Stål	Lengde: se tegn.
2	10	90 gr. BEND 1 1/2"	Stål	
8	9	90 gr. BEND 3/4"	Stål	
4	8	KLAMMER	Stål	Alt. utførelse
4	7	WIREFØRING	Stål	Alt. utførelse
2	6	MUFFE 1 1/2"	Stål	
8	5	MUFFE 3/4"	Stål	
2	4	GJENGERØR 1 1/2" x 5000	Stål	
2	3	GJENGERØR 1 1/2" x 230	Stål	
2	2	BLANDEKAMMER	Stål	
2	1	PITOTRAMME I SUGERØR	Stål	
Ant.	Pos. nr.	Navn, type, dim.	Materiale	Anmerkninger
Symbol	Forandring		Dato	Tegnet
Dato/Tegnet	Date/Tracet		Godkjent	
18.10.02 / Bøkkø	Målestokk			
Dato/Kontrollert	Date/Godkjent			
STATKRAFT SF				Erstattet av:
Nore I kraftverk				Rev.
TERMODYNAMISKE VIRK.MÅLINGER				
PITOTRAMME I AVLØPSKANAL				

Tegningen er revidert etter endringer ved tilvirkning av mblørmennene  
 Alle nivåer (kotehøyder) er for nye NGO koter

For gjengerør 3/4" 29 8mm skruer og mutter  
 Pos. 8 kan gjerne utføres på andre måter enn angitt på tegning.  
 Min. 10 mm  
 Wire



Designed by Arlid Heydjal	Checked by	Approved by	Date 13.05.2011
Plate			Montering av måleutstyr
Edition			Sheet 1 / 1

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Festeplate	6mm ståplate

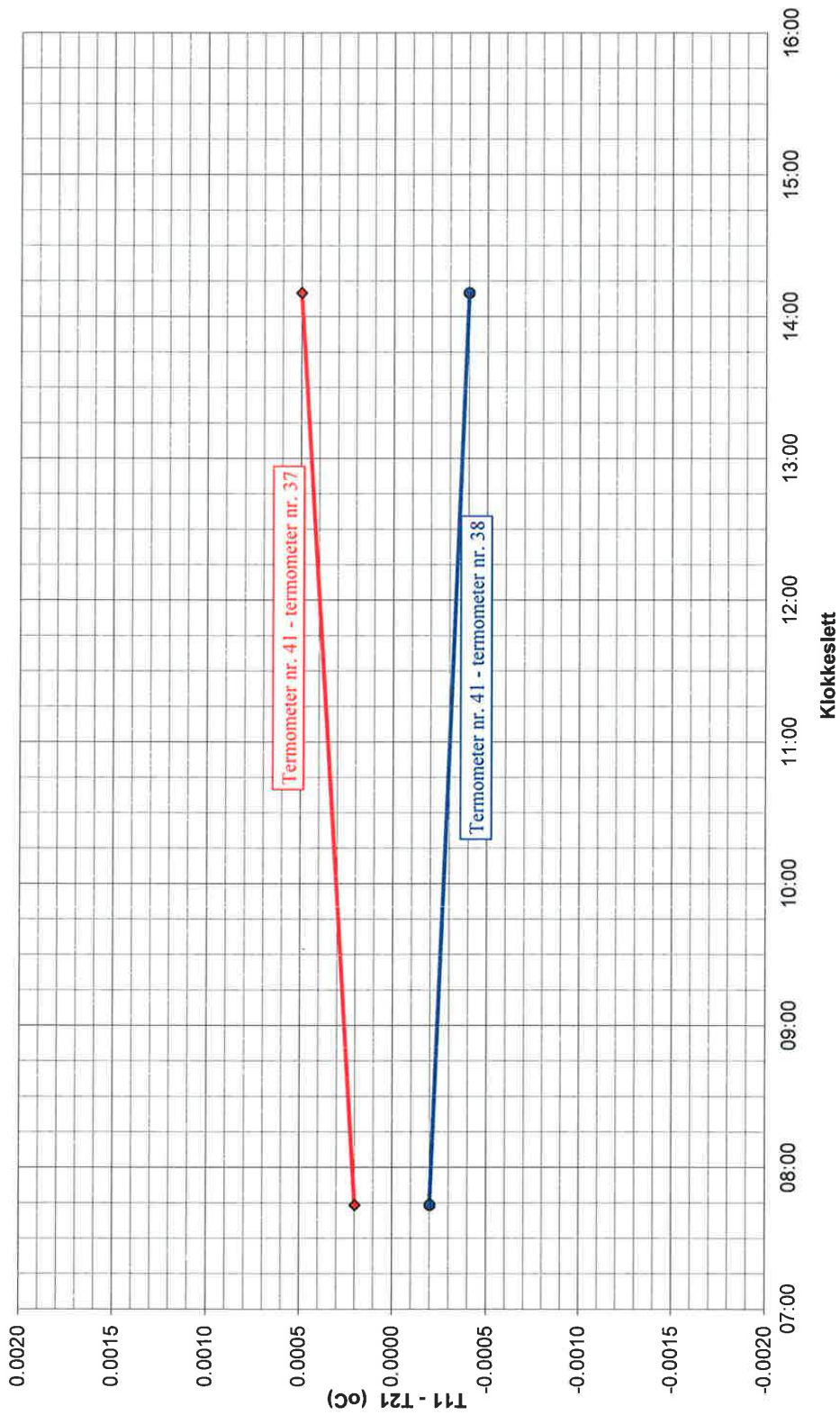


Figur E.1: Ene målerammen ferdig montert.

## **Vedlegg F**

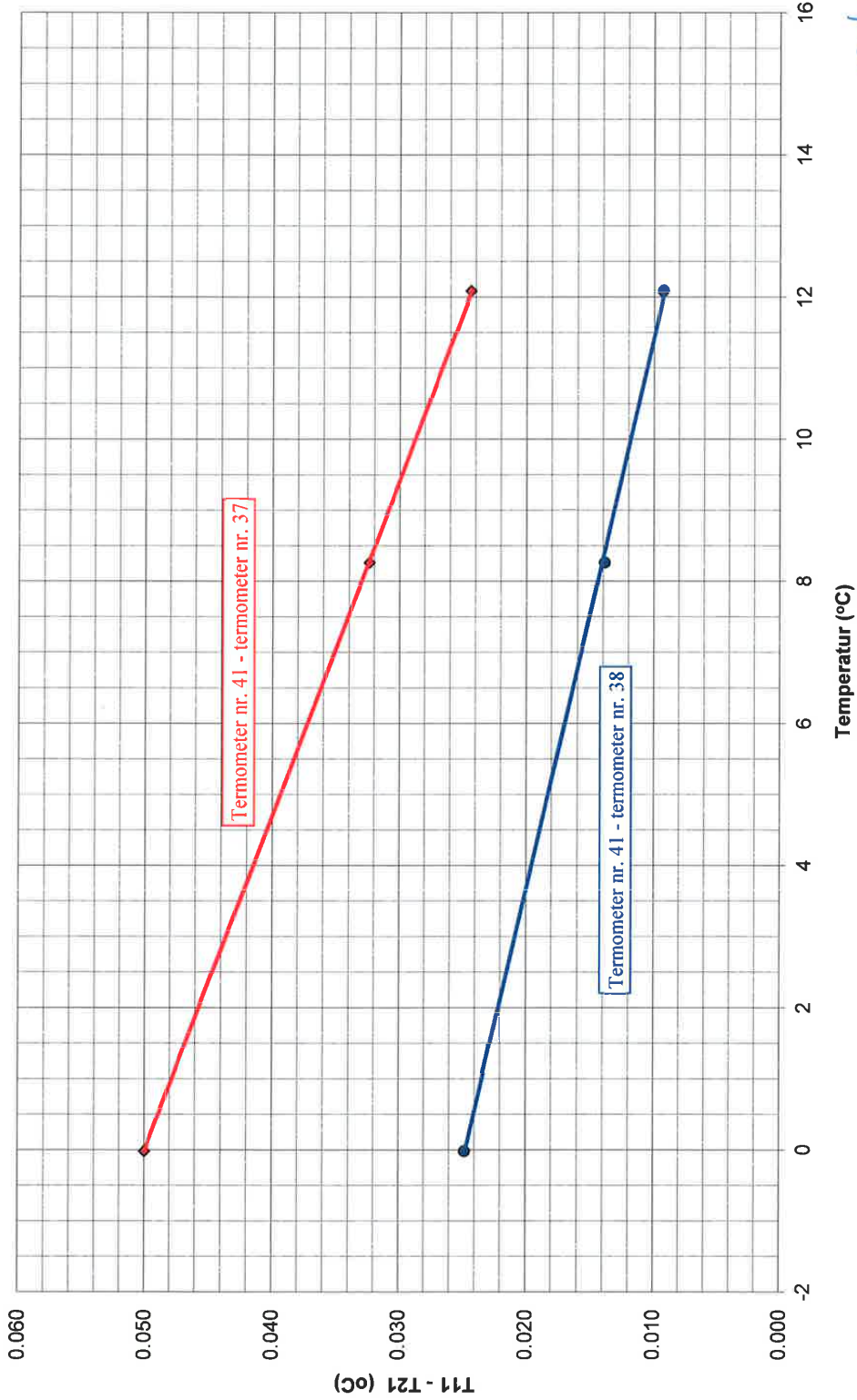
# **Karakteristikk og nullpkts. kontroll for PT100**

Statkraft Energi AS - Nore I kraftverk  
Virkningsgradsmålinger turbin 8, 19.05.2011  
0-punktkontroll av termometer





Statkraft Energi AS - Nore I kraftverk  
Virkningsgradsmålinger turbin 8, 20.05.2011  
Termometerkarakteristikk



VEDLEGG F. KARAKTERISTIKK OG NULLPKTS. KONTROLL FOR PT100

# Vedlegg G

## Måleutstyr

### G.1 Temperaturmålere

#### G.1.1 PT-100

- Registreringsenhet: HP 34970A DAQ
- Teck Instrument AS. Motstandsfølere, PT-100

#### G.1.2 SBE 38

- Serial no.: 3844844-0316 (ID=01), 3832689-0196 (ID=02), 3832689-0187 (ID=03), 3844844-0315 (ID=04), 3832689-0199 (ID=05), 3839551-0242 (ID=06)
- Nøyaktighet: 0.001 °c

### G.2 Trykkmåler

#### G.2.1 Digiquartz Paroscientific

- Part no.: 1312-048-0
- Model no.: 762-1K
- Serial no.: 56045

- Måleområde: 0 - 1000 psi
- Nøyaktighet: Bedre enn 0.01%

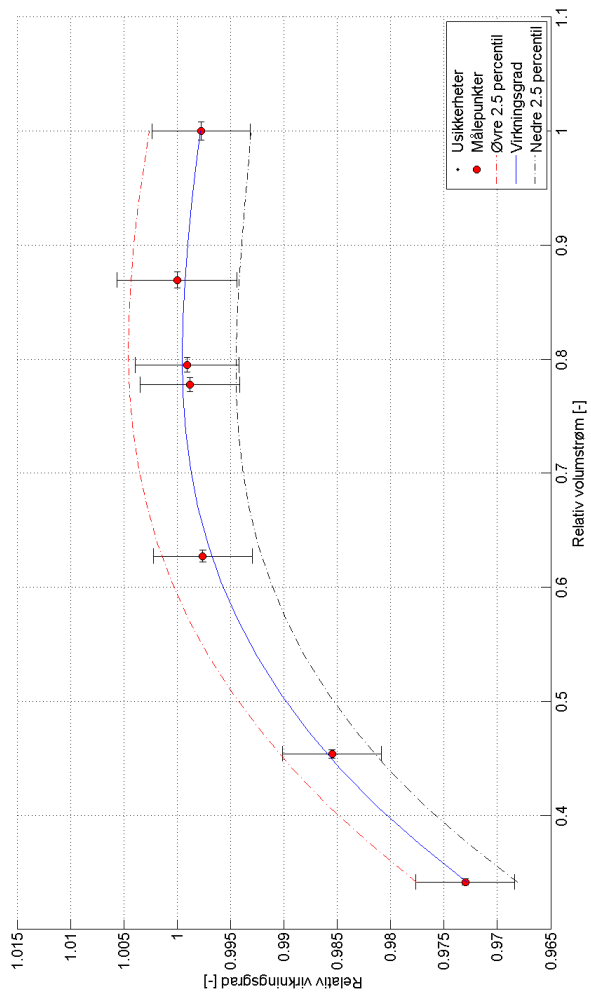
## **G.3 Hastighetsmåler**

### **G.3.1 Sensa RMX**

- Model no.: RMX
- Serial no. sentral: B0109
- Serial no. hastighetsmålere: 025 (1), 032 (2), 037 (3), 024 (4), 026 (5), 031 (6)
- Nøyaktighet: 0.01 m/s
- Væsketemperatur: -5°C - +70°C

**Vedlegg H**

# **Volumstrømsmåling**



Figur H.1: Relativ virkningsgrad for ulike volumstrømmer, med usikkerheter på virkningsgrad og volumstrøm.

## Vedlegg I

# Virkningsgradsberegning og usikkerhetsanalyse

I dette vedlegget ligger alle Excel-arkene som er brukt til utregning av virkningsgrad, usikkerhetsanalyse og studie av energifordelingen. Ettersom resultatene fra virkningsgradsmålingene er konfidensielle, er en del nøkkeltall skjult i regnearket, slik at det ikke skal gå an å regne seg tilbake til måleresultatene. Følgende informasjon er tatt bort:

- Virkningsgraden.
- Spesifikk mekanisk energi.
- Spesifikk termisk energi.
- Endelig volumstrøm.
- Hastighet i innløpet.
- Spesifikk hydraulisk hastighetsenergi.
- Temperaturdifferanse over turbinen.
- Alle kolonner med absolutte usikkerheter i usikkerhetsanalysen.

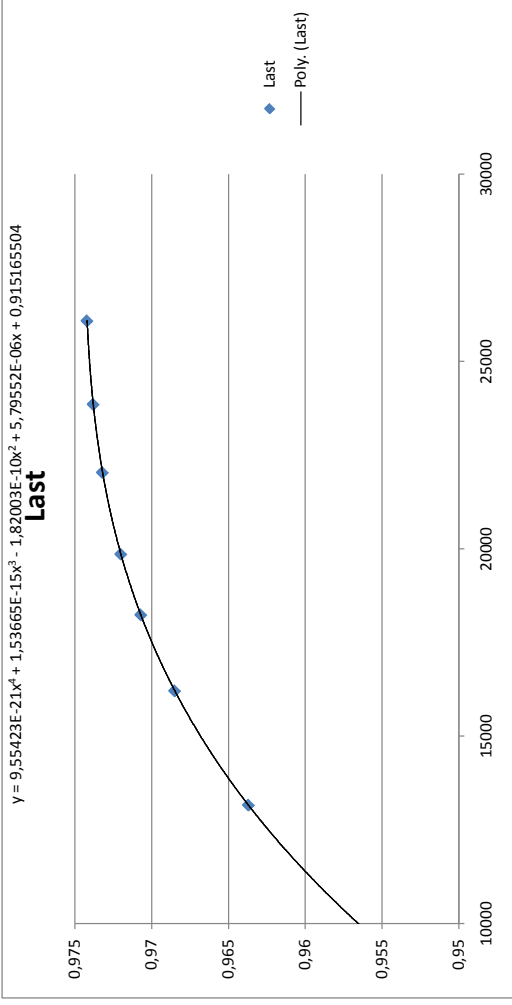
Kraftverktøysdata	
Koter, Turbin 8	
Senter turbin	$Z_{turbin}$ moh. 370.845
Senter innløp	$Z_1$ moh. 369.195
Midl. Tang. Treffpkt. På skovler	$Z_2$ moh. 369.803
Temperaturmåler innløp	$Z_{t-1}$ moh. 369.195
Trykkmåler ringledning	$Z_{p,1'}$ moh. 370.745
Trykkmåler probe	$Z_{p,1-1'}$ moh. 370.745
Trykkmåler atmosfære	$Z_{stem}$ moh. 370.745
Gulvnivå over utløpet	$Z_{gulv}$ moh. 369.945
Bunnivå utløp	$Z_{bunn}$ moh. 364.945

Geometri, Turbin 8	
Diameter innløp	$D_1$ m 0.9
Areal innløp	$A_1$ m <sup>2</sup> 0.636173
Bredde utløp	$B_2$ m 7
Volum mellom innløp og utløp	$V_{diff}$ m <sup>3</sup> 350

Andre konstanter	
Areal probe	$A_{probe}$ m <sup>2</sup> 0.000314
Design trykkehøyde	$H_{design}$ m2 343
Breddegrad	$^{\circ}N$ ° 60.55
Gravitasjonskonstant	$g$ m/s <sup>2</sup> 9.818493



		Generatorvirkningsgrad									
Last	kW	18240	19860	22040	23860	26090	2980	33160	36210		
Generatorvirkningsgrad	-	0.9707	0.972	0.9732	0.9738	0.9742	0.9565	0.9637	0.9685		
Koeffisient	ax^4	bx^3	cx^2	dx	e						
Størrelse		1.54E-21	-1.82E-10	5.80E-06	9.15E-01						



Beregning av virkningsgrad

Størrelse	Symbol	Enhet	Måling 811	Måling 812	Måling 813	Måling 814	Måling 815	Måling 816	Måling 817
<b>Temperaturer</b>									
Temperatur, innløp	$\Theta_{1-1}$	°C	7.0455	7.0335	7.0098	6.7700	6.7956	6.7994	6.8011
Nullpunktstrolltemperatur	$\Theta_{\text{pittemp}}$	°C	8.2500	8.2500	8.2500	8.2500	8.2500	8.2500	8.2500
Nullpunktsavvik, venstre	$\Theta_{\text{pittsavvik,v}}$	°C	-0.0004	-0.0004	-0.0004	-0.0004	-0.0004	-0.0004	-0.0004
Nullpunktsavvik, høyre	$\Theta_{\text{pittsavvik,h}}$	°C	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003
Temperaturkarakteristikk, venstre		mK/K	-0.0022	-0.0022	-0.0022	-0.0022	-0.0022	-0.0022	-0.0022
Temperaturkarakteristikk, høyre		mK/K	-0.0017	-0.0017	-0.0017	-0.0017	-0.0017	-0.0017	-0.0017
Temperaturgradient, øvre måling		mK/min	0	-0.5	-2	1			-0.2
Temperaturgradient, nedre måling		mK/min	-0.4	-0.6	-0.3	1	-0.4	0.6	0.2
<b>Høyder</b>									
Avstand fra gulv til undervann	$Z_{\text{gulv}} - Z_{\text{uv}}$	m	4.5	4.39	4.37	4.45	4.62	4.66	4.48
Dybde, undervann	$h_{\text{uv}}$	m	0.5	0.61	0.63	0.55	0.38	0.34	0.52
Avstand fra utløpsbunn til h1	$h_{\text{bunn,h1}}$	m	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.25	0.3
Avstand fra utløpsbunn til h2	$h_{\text{bunn,h2}}$	m	0.4	0.4	0.5	0.4	0.4	0.25	0.4
Gjennomsnittlig målehøyde	$h_{2-1}$	m	0.35	0.35	0.4	0.35	0.3	0.25	0.35
Skille mellom øvre/nedre kontrollflater	$h_{\text{skille}}$	m	0.2	0.2	0.25	0.2			0.2
<b>Trykk</b>									
Atmosfærisk trykk	$P_{\text{atm}}$	kPa	95.90	96.00	96.00	96.00	96.00	96.10	96.10
Innløpstrykk, rørvegg	$P_{1-1}$	kPa	3500.45	3485.46	3474.90	3491.07	3508.56	3513.89	3492.26
Innløpstrykk, tørrvegg	$P_1$	kPa	3515.69	3500.71	3490.14	3506.31	3523.80	3529.13	3507.50
Utløpstrykk	$P_2$	kPa	95.90	96.00	96.00	96.00	96.00	96.10	96.10
Probetrykk	$P_{1-1-1}$	kPa	3508.97	3503.22	3497.68	3505.08	3513.97	3516.56	3506.32
Probetrykk, termometermåler	$P_{1-1}$	kPa	3524.21	3518.46	3512.92	3520.32	3529.21	3531.80	3521.56
Trykk i utløp	$P_{2-1}$	kPa	97.37	98.55	98.26	97.96	96.79	96.98	97.77

Kalkulerte konstanter										
Vann tetthet innløp	$\rho_1$	1001.54	1001.54	1001.54	1001.53	1001.55	1001.56	1001.56	1001.55	1001.55
Vann tetthet utløp	$\rho_2$	999.90	999.90	999.90	999.90	999.91	999.91	999.91	999.91	999.91
Gjennomsnittlig vann tetthet	$\rho_{avg}$	1000.72	1000.72	1000.72	1000.72	1000.73	1000.73	1000.74	1000.73	1000.73
Varmekapasitet innløp	$c_{p,1}$	4185.91	4185.94	4185.94	4185.98	4186.16	4186.11	4186.09	4186.13	4186.13
Varmekapasitet utløp	$c_{p,2}$	4199.74	4199.75	4199.75	4199.78	4200.06	4200.02	4200.01	4200.02	4200.02
Gjennomsnittlig varmekapasitet	$c_{p,avg}$	4192.83	4192.85	4192.85	4192.88	4193.11	4193.06	4193.05	4193.08	4193.08
Isotermisk faktor for vann, innløp	$a_1$	0.0009828	0.0009829	0.0009829	0.0009830	0.0009839	0.0009838	0.0009838	0.0009838	0.0009838
Isotermisk faktor for vann, utløp	$a_2$	0.0009869	0.0009869	0.0009869	0.0009870	0.0009880	0.0009879	0.0009878	0.0009879	0.0009879
Isotermisk faktor for vann, gjennomsnitt	$a_{avg}$	0.0009848	0.0009849	0.0009849	0.0009850	0.0009860	0.0009858	0.0009858	0.0009858	0.0009858
<b>Effekt og volumstrøm</b>										
Antall pulser	$n$	605	865	865	1158	628	789	691	1134	1134
Impuls pr. kWh	-	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72
Måleperiode	$t_{effekt}$	185.49	190.51	190.51	222.59	151.37	340.59	404.44	279.5	279.5
Generatoreffekt	$P_{gen}$	16308	22702	22702	26012	20744	11583	8543	20286	20286
Generatorvirkningsgrad	$\eta_{gen}$	0.969	0.973	0.973	0.974	0.973	0.960	0.952	0.972	0.972
Turbineffekt	$P_{turb}$	16837	23321	23321	26701	21329	12060	8970	20865	20865
Estimert volumstrøm	$Q_{est}$	4.95	6.88	6.88	7.90	6.28	3.53	2.62	6.14	6.14
<b>Spesifikk mekanisk energi</b>										
Trykkenergi	$E_{m,trykk}$	3374.89	3368.26	3368.26	3363.42	3374.33	3383.80	3386.03	3375.30	3375.30
Potensiell energi	$E_{m,potensiell}$	38.29	38.29	38.29	37.80	38.29	38.78	39.27	38.29	38.29
<b>Spesifikk hydraulisk energi</b>										
Hydraulisk trykkenergi	$E_h,trykk$	3417.33	3402.26	3402.26	3391.71	3407.82	3425.28	3430.51	3408.91	3408.91
Hydraulisk potensiell energi	$E_h,potensiell$	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97	-5.97
Total hydraulisk energi	$E_h$	3420.40	3413.63	3413.63	3408.64	3416.35	3424.06	3427.23	3416.83	3416.83
<b>Virkningsgrad og tilsvarende designverdier</b>										
Normalisert virkningsgrad	$\eta_{norm}$	99.76 %	100.00 %	100.00 %	99.78 %	99.91 %	98.55 %	97.30 %	99.88 %	99.88 %
Relativ usikkerhet iht. IEC41	$f_{\eta,IEC}$	0.756 %	0.755 %	0.755 %	0.757 %	0.759 %	0.759 %	0.763 %	0.756 %	0.756 %
Relativ usikkerhet iht. energiford. i avløpet	$f_{\eta,eksp.}$	0.464 %	0.463 %	0.463 %	0.466 %	0.467 %	0.487 %	0.562 %	0.462 %	0.462 %
Trykkløshøyde	$H$	348.363	347.674	347.674	347.165	347.951	348.735	349.058	347.999	347.999
Tilsvarende generatoreffekt ved designhøyde	$P_{design,gen}$	15933	22246	22246	25545	20303	11298	8321	19851	19851



Koter		Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt
Senter innløp	Z <sub>1</sub>						
Midl. Tang. Trefpikt. På skovler	Z <sub>2</sub>						
Temperaturmåler innløp	Z <sub>1-1</sub>						
Temperaturmåler utløp	h <sub>2-1</sub>						
Trykkmåler ringledning	Z <sub>2p,1'</sub>						
Trykkmåler probe	Z <sub>2p,1-1'</sub>						
Trykkmåler atmosfære	Z <sub>2tm</sub>						
Gulv nivå over utløpet	Z <sub>2gulv</sub>						
Bunn nivå utløp	Z <sub>2bunn</sub>						
Undervannsnivå	h <sub>1uy</sub>						
<b>Spesifikk mekanisk energi</b>		Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt
Trykknenergi	E <sub>trykk</sub>	0.2872 %	0.2879 %	0.2877 %	0.2875 %	0.2869 %	0.2873 %
Termisk energi	E <sub>termisk</sub>	6.6482 %	6.8205 %	6.6665 %	6.7166 %	5.7601 %	6.6520 %
Termisk energi, eksperimentell	E <sub>termisk,exp</sub>	2.6151 %	2.6680 %	2.6599 %	2.6832 %	2.5679 %	2.5830 %
Potensiell energi	E <sub>potensiell</sub>	1.4951 %	1.4951 %	1.5145 %	1.4951 %	1.4762 %	1.4951 %
Kinetisk energi	E <sub>kinetisk</sub>	0	0	0	0	0	0
Mekanisk energi	E <sub>mekanisk</sub>	0.7210 %	0.7202 %	0.7213 %	0.7241 %	0.7242 %	0.7212 %
Mekanisk energi, eksperimentell	E <sub>mekanisk,exp</sub>	0.4036 %	0.4024 %	0.4063 %	0.4070 %	0.4294 %	0.4016 %
<b>Spesifikk hydraulisk energi</b>		Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt	Relativt
Endelig volumstrøm	Q <sub>endelig</sub>	0.8123 %	0.8116 %	0.8126 %	0.8150 %	0.8152 %	0.8125 %
Hydraulisk trykknenergi	E <sub>trykk</sub>	0.2287 %	0.2287 %	0.2287 %	0.2287 %	0.2287 %	0.2287 %
Hydraulisk potensiell energi	E <sub>potensiell</sub>	2.3260 %	2.3260 %	2.3260 %	2.3260 %	2.3260 %	2.3260 %
Hastighet innløp	C <sub>1</sub>	0.9539 %	0.9533 %	0.9541 %	0.9562 %	0.9563 %	0.9540 %
Hydraulisk kinetisk energi	E <sub>kinetisk</sub>	1.9077 %	1.9065 %	1.9082 %	1.9123 %	1.9126 %	1.9080 %
Total hydraulisk energi	E <sub>h</sub>	0.2286 %	0.2282 %	0.2280 %	0.2283 %	0.2288 %	0.2283 %
<b>Total usikkerhet</b>		<b>0.7564 %</b>	<b>0.7555 %</b>	<b>0.7565 %</b>	<b>0.7592 %</b>	<b>0.7595 %</b>	<b>0.7565 %</b>
<b>Total usikkerhet, eksperimentell</b>		<b>0.4638 %</b>	<b>0.4626 %</b>	<b>0.4659 %</b>	<b>0.4667 %</b>	<b>0.4866 %</b>	<b>0.4620 %</b>

Energifordeling									
Måling	Symbol	Enhhet	Måling 811	Måling 812	Måling 813	Måling 814	Måling 815	Måling 816	Måling 817
Temperaturer									
<b>Hastigheter</b>									
Hastighet pkt. 1, bunn	C <sub>p,1,1b</sub>	m/s	0.5515	0.5102	0.5477	0.5256	0.4957	1.6163	0.6076
Hastighet pkt. 2, bunn	C <sub>p,1,2b</sub>	m/s	0.439	0.8404	1.0409	0.8332	0.2782	0.2145	0.147
Hastighet pkt. 3, bunn	C <sub>p,1,3b</sub>	m/s	0.2343	0.4368	0.2942	0.3637	0.3461	0.3656	0.2899
Hastighet pkt. 4, bunn	C <sub>p,1,4b</sub>	m/s	0.2235	0.2669	0.2504	0.268	0.2229	0.462	0.5162
Hastighet pkt. 5, bunn	C <sub>p,1,5b</sub>	m/s	1.2237	1.3821	1.5112	1.13421	1.0678	0.028	-
Hastighet pkt. 6, bunn	C <sub>p,1,6b</sub>	m/s	0.042	0.1847	0.184	0.1976	0.2096	0.1301	0.1905
Hastighet pkt. 1, topp	C <sub>p,1,1t</sub>	m/s	0.2071	0.4223	0.421	0.3827	0.3947		0.3673
Hastighet pkt. 2, topp	C <sub>p,1,2t</sub>	m/s	0.6303	0.4693	0.9269	0.7141	0.6604		0.4139
Hastighet pkt. 3, topp	C <sub>p,1,3t</sub>	m/s	0.417	0.3648	0.2916	0.2997	0.2002		0.3588
Hastighet pkt. 4, topp	C <sub>p,1,4t</sub>	m/s	0.2241	0.4175	0.3231	0.2977	0.2665		0.4787
Hastighet pkt. 5, topp	C <sub>p,1,5t</sub>	m/s	1.2526	1.5236	1.4757	0.2859	1.0725		-
Hastighet pkt. 6, topp	C <sub>p,1,6t</sub>	m/s	0.1448	0.0048	0.09	0.1607	0.0176		0.1657
<b>Spesifikk mekanisk energi</b>									
<b>Utregninger</b>									
Standardavvik E <sub>m</sub>	σ	J/kg	2.68	2.80	3.37	1.85	4.14	8.86	1.65
Relativt 2*std. E <sub>m</sub>	2σ	-	0.17 %	0.18 %	0.22 %	0.12 %	0.27 %	0.58 %	0.11 %
Konfidensintervall, 95% relativt		J/kg	1.70	1.78	2.14	1.18	4.34	9.29	1.05
Konfidensintervall, 95% relativt		-	0.05 %	0.06 %	0.07 %	0.04 %	0.14 %	0.31 %	0.03 %
Areal nedre kontrollflate	A <sub>K,b</sub>	m <sup>2</sup>	0.233	0.233	0.292	0.233	0.443	0.397	0.233
Areal øvre kontrollflate	A <sub>K,t</sub>	m <sup>2</sup>	0.350	0.478	0.443	0.408			0.373
"Volumstrøm"	Q <sub>est</sub>	m <sup>3</sup> /s	1.640	2.377	2.681	1.649	1.162	1.117	1.075
Virkningsgrad, gjennomsnitt E <sub>m</sub>	η <sub>avg</sub>	-	90.94 %	91.15 %	90.95 %	91.07 %	89.89 %	88.73 %	91.05 %
Virkningsgrad, vektet hastighet	η <sub>avg, vekt c</sub>	-	90.93 %	91.15 %	90.94 %	91.06 %	89.93 %	88.56 %	91.05 %
Virkningsgrad, vektet hastighet og areal	η <sub>avg, vekt c og A</sub>	-	90.92 %	91.12 %	90.92 %	91.06 %	89.93 %	88.56 %	91.05 %
Rel. virkningsgrad, gjennomsnitt E <sub>m</sub>	η <sub>rel,avg</sub>	-	99.80 %	100.03 %	99.81 %	99.94 %	98.65 %	97.38 %	99.92 %
Rel. virkningsgrad, vektet hastighet	η <sub>rel,avg, vekt c</sub>	-	99.79 %	100.03 %	99.80 %	99.93 %	98.69 %	97.19 %	99.92 %
Rel. virkningsgrad, vektet hastighet og areal	η <sub>rel,avg, vekt c og A</sub>	-	99.78 %	100.00 %	99.78 %	99.93 %	98.69 %	97.19 %	99.92 %

Målepunkt fra venstre, medstrøms	Gjennomsnittlig temp. diff. ft. gjennomsnittstemp						Standardavvik					
	ID06	ID05	ID04	ID03	ID02	ID01	ID06	ID05	ID04	ID03	ID02	ID01
8MW	-0.0026	-0.0021	0.0004	0.0008	0.0032	0.0003	0.0004	0.0005	0.0004	0.0007	0.0010	0.0004
12MWbunn	-0.0008	-0.0008	-0.0005	-0.0003	0.0015	0.0010	0.0007	0.0005	0.0006	0.0011	0.0007	0.0007
12MWtopp	-0.0011	-0.0005	0.0004	0.0011	-0.0005	0.0007	0.0005	0.0004	0.0004	0.0011	0.0007	0.0007
16MWbunn	-0.0001	-0.0003	-0.0001	-0.0002	0.0001	0.0006	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002
16MWtopp	-0.0001	-0.0004	-0.0001	-0.0002	0.0001	0.0007	0.0003	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0003
20MWbunn	0.0001	-0.0004	-0.0003	-0.0003	0.0001	0.0007	0.0004	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0004
20MWtopp	0.0004	-0.0005	-0.0003	-0.0001	-0.0002	0.0008	0.0005	0.0004	0.0003	0.0007	0.0003	0.0005
20MWbunnrep	0.0003	-0.0007	0.0003	-0.0002	-0.0001	0.0005	0.0003	0.0005	0.0005	0.0002	0.0004	0.0003
20MWtopprep	0.0003	-0.0004	0.0000	-0.0003	-0.0002	0.0006	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0003
23MWbunn	-0.0001	-0.0002	-0.0002	0.0002	0.0000	0.0004	0.0003	0.0002	0.0002	0.0003	0.0002	0.0003
23MWtopp	-0.0001	-0.0003	-0.0002	0.0003	-0.0001	0.0004	0.0003	0.0002	0.0006	0.0002	0.0002	0.0004
26MWbunn	-0.0002	-0.0001	-0.0001	0.0001	0.0000	0.0003	-0.0032	0.0002	0.0003	0.0002	0.0002	0.0003
26MWtopp	-0.0007	-0.0001	0.0010	0.0010	-0.0006	-0.0005	0.0004	0.0003	0.0004	0.0006	0.0003	0.0004

#Målepunkter	Gjennomsnittshastighet						Standardavvik					
	ID06	ID05	ID04	ID03	ID02	ID01	ID06	ID05	ID04	ID03	ID02	ID01
114	1.62	0.21	0.37	0.46	0.03	0.13	0.8294	1.0981	1.0114	1.0977	-	0.8263
349	0.50	0.28	0.35	0.22	1.07	0.21	1.0408	1.0218	1.1141	1.0343	-	0.8956
79	0.39	0.66	0.20	0.27	1.07	0.02	1.1443	1.0205	1.1427	1.0591	-	0.8793
251	0.55	0.44	0.23	0.22	1.22	0.04	1.1506	1.0799	1.1264	1.0794	-	0.8776
111	0.21	0.63	0.42	0.22	1.25	0.14	1.1407	1.0637	1.0830	1.0354	-	0.9062
183	0.53	0.83	0.36	0.27	1.13	0.20	1.2434	1.2564	1.2398	1.0366	-	0.9967
196	0.38	0.71	0.30	0.30	0.29	0.16	1.4219	1.3147	1.1424	1.2115	-	0.8929
123	0.61	0.15	0.29	0.52	-	0.19	1.5327	1.1094	1.2287	1.0345	-	0.9393
181	0.37	0.41	0.36	0.48	-	0.17	1.2402	1.2374	1.1423	1.1230	-	0.9122
329	0.51	0.84	0.44	0.27	1.38	0.18	1.2040	1.3150	1.1415	1.1695	-	0.9662
198	0.42	0.47	0.36	0.42	1.52	0.00	1.2471	1.3930	1.0295	1.3299	-	0.9088
243	0.55	1.04	0.29	0.25	1.51	0.18	1.2796	1.3167	1.1991	1.2498	-	0.9658
248	0.42	0.93	0.29	0.32	1.48	0.09	1.5143	1.4738	1.1442	1.3501	-	0.9936



**Vedlegg J**

**Kalibreringssertifikat for  
SBE38**



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA  
Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

Customer:	Ole A. Nordby AS		
Job Number:	52867	Date of Report:	12/16/2008
Model Number:	SBE 38	Serial Number:	3844844-0316

Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.

An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed  Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed  Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0316  
CALIBRATION DATE: 16-Dec-08

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
ITS-90 TEMPERATURE SCALE

## ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -1.585645e-005  
a1 = 2.759849e-004  
a2 = -2.343142e-006  
a3 = 1.552764e-007

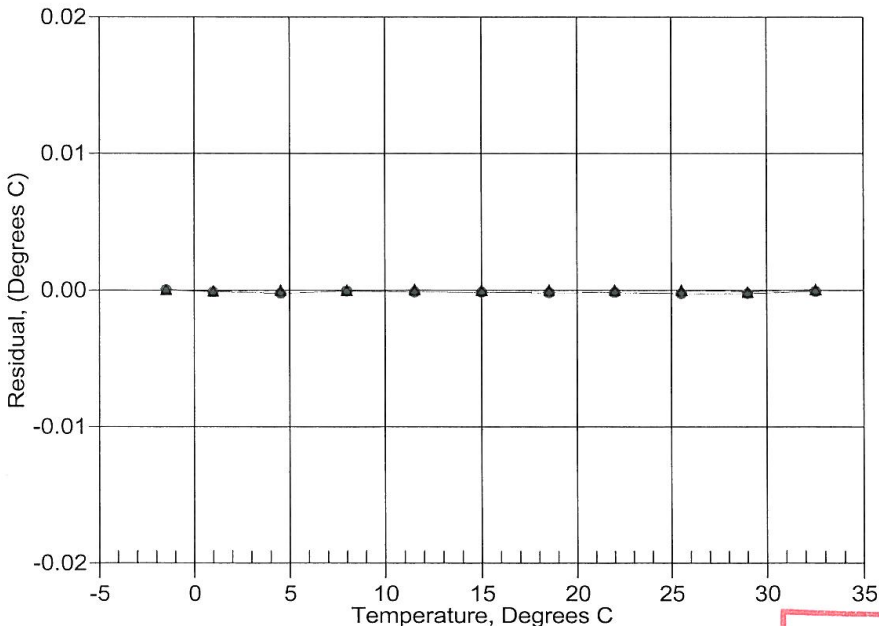
BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	770364.2	-1.50005	0.00005
0.99990	688193.2	0.99984	-0.00006
4.49990	589347.5	4.49989	-0.00001
7.99990	506346.4	7.99989	-0.00001
11.49990	436411.6	11.49994	0.00004
14.99990	377294.3	14.99990	0.00000
18.49990	327159.3	18.49991	0.00001
21.99990	284509.9	21.99992	0.00002
25.49990	248118.9	25.49990	-0.00000
29.00000	216976.0	28.99989	-0.00011
32.49990	190247.5	32.49997	0.00007

$$\text{Temperature ITS-90} = 1/\{a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)]\} - 273.15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Residual = instrument temperature - bath temperature

Date, Delta T (mdeg C)

- 11-Nov-06 -0.15
- ▲ 16-Dec-08 0.00



**OAN**  
OLE A. NORDBY AS  
Vækerovn. 210, 0751 OSLO  
Tlf. 22 50 02 60 Fax 22 50 24 10

**POST CRUISE  
CALIBRATION**



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA

Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

Customer:	Ole A. Nordby AS		
Job Number:	52867	Date of Report:	12/12/2008
Model Number	SBE 38	Serial Number:	3832689-0196

*Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.*

*An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.*

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0196  
CALIBRATION DATE: 12-Dec-08

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
ITS-90 TEMPERATURE SCALE

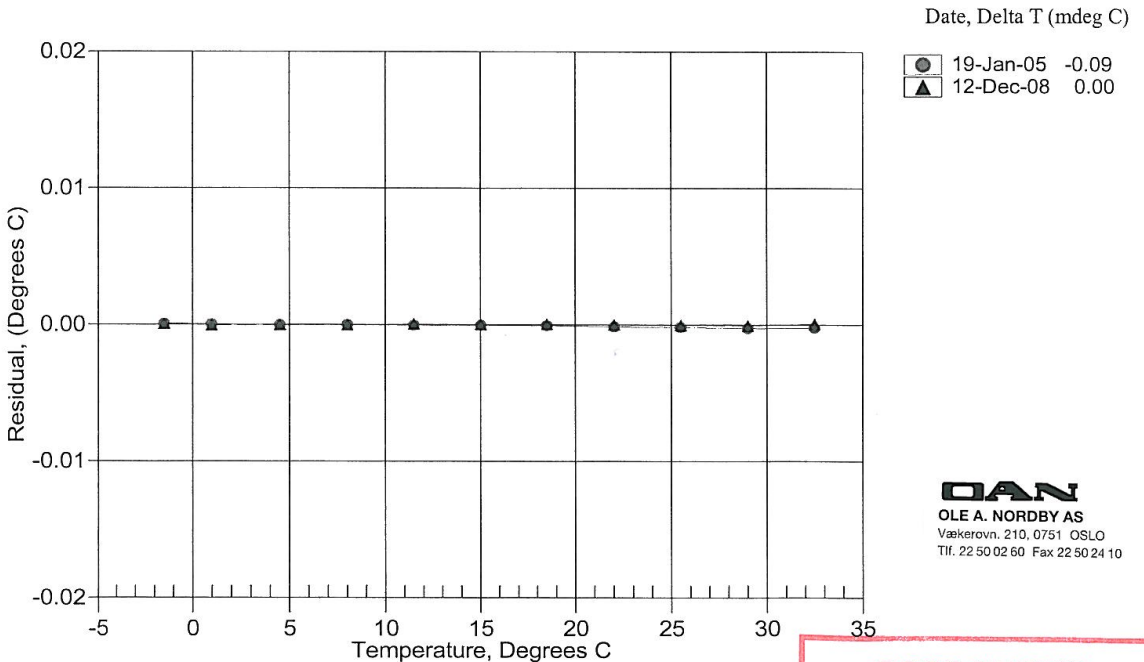
## ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -7.325337e-005  
a1 = 2.933706e-004  
a2 = -3.642166e-006  
a3 = 1.949100e-007

BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	678484.0	-1.50005	0.00005
0.99990	606776.7	0.99985	-0.00005
4.49990	520396.9	4.49988	-0.00002
7.99990	447747.5	7.99987	-0.00003
11.49990	386440.8	11.49994	0.00004
14.99990	334540.9	14.99992	0.00002
18.49990	290464.7	18.49994	0.00004
21.99990	252919.2	21.99990	0.00000
25.49990	220841.0	25.49986	-0.00004
28.99990	193354.3	28.99983	-0.00007
32.49990	169734.4	32.49996	0.00006

$$\text{Temperature ITS-90} = 1/\{a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)]\} - 273.15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Residual = instrument temperature - bath temperature



**OAN**  
OLE A. NORDBY AS  
Vækerovn, 210, 0751 OSLO  
Tlf. 22 50 02 60 Fax 22 50 24 10

POST CRUISE  
CALIBRATION



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA

Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

Customer:	Ole A. Nordby AS		
Job Number:	52867	Date of Report:	12/12/2008
Model Number	SBE 38	Serial Number:	3832689-0187

Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.

An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0187  
CALIBRATION DATE: 12-Dec-08

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
ITS-90 TEMPERATURE SCALE

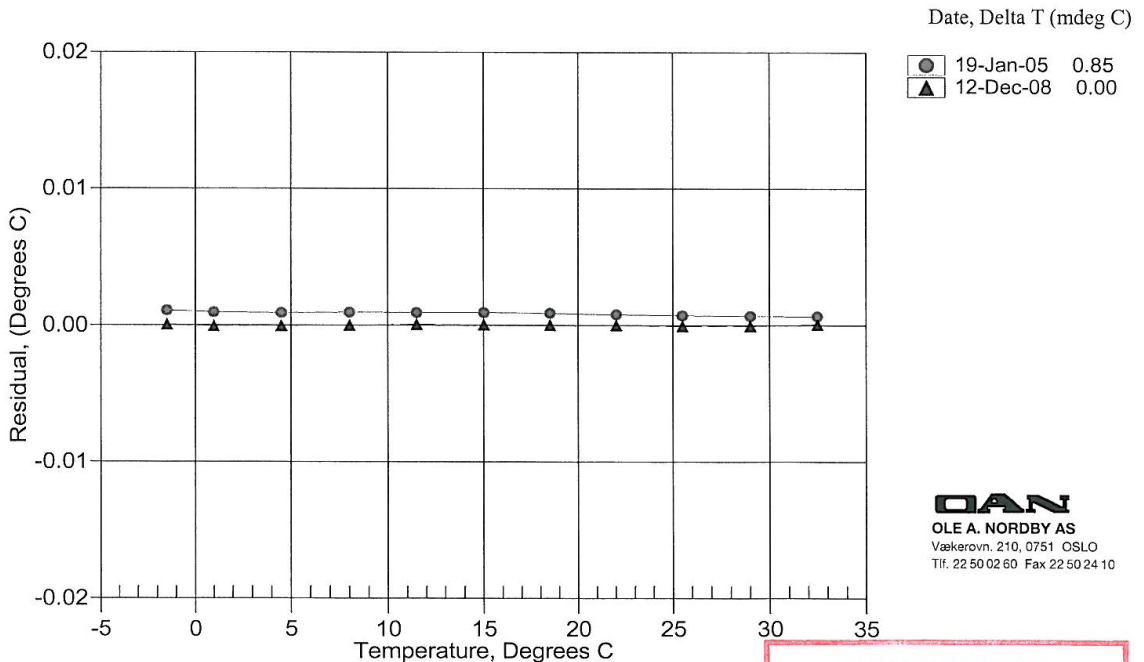
## ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -7.292490e-005  
a1 = 2.905139e-004  
a2 = -3.548210e-006  
a3 = 1.832022e-007

BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	802275.1	-1.50004	0.00006
0.99990	716036.3	0.99984	-0.00006
4.49990	612410.8	4.49985	-0.00005
7.99990	525504.3	7.99989	-0.00001
11.49990	452371.7	11.49996	0.00006
14.99990	390628.2	14.99993	0.00003
18.49990	338330.4	18.49992	0.00002
21.99990	293894.8	21.99990	0.00000
25.49990	256024.7	25.49983	-0.00007
28.99990	223653.0	28.99985	-0.00005
32.49990	195901.4	32.49996	0.00006

$$\text{Temperature ITS-90} = 1 / \{a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)]\} - 273.15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Residual = instrument temperature - bath temperature



**OAN**  
OLE A. NORDBY AS  
Vækerovn. 210, 0751 OSLO  
Tlf. 22 50 02 60 Fax 22 50 24 10

**POST CRUISE  
CALIBRATION**



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA

Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

Customer:	Ole A. Nordby AS		
Job Number:	56122	Date of Report:	10/16/2009
Model Number:	SBE 38	Serial Number:	3844844-0315

Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.

An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0315  
CALIBRATION DATE: 16-Oct-09

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
ITS-90 TEMPERATURE SCALE

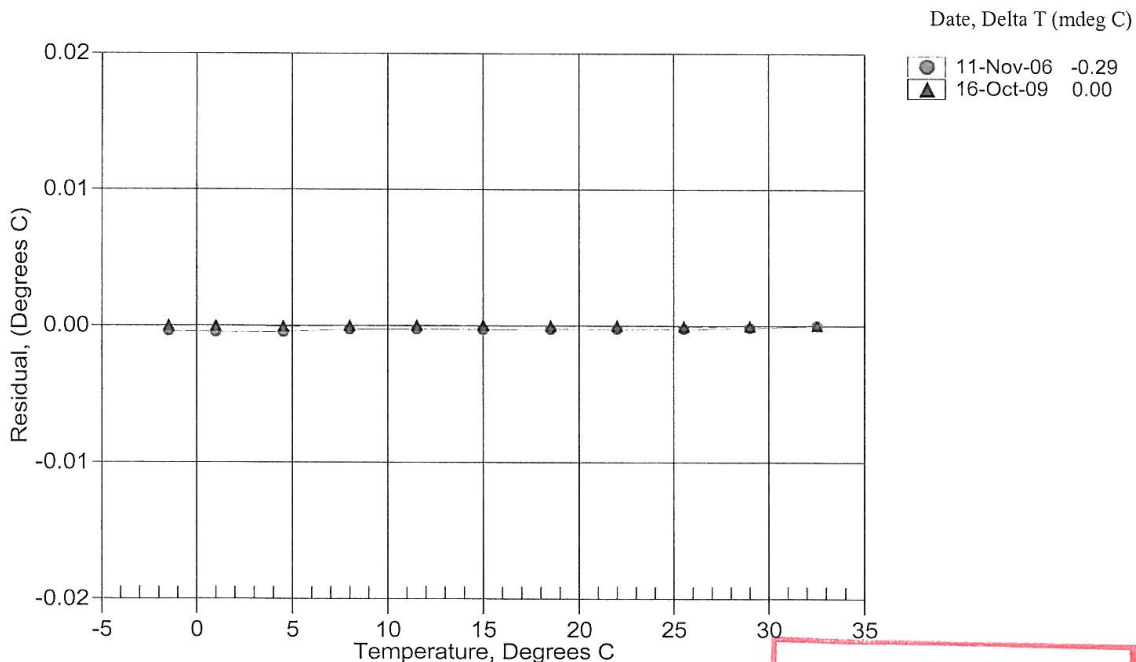
## ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -4.501998e-005  
a1 = 2.797438e-004  
a2 = -2.596485e-006  
a3 = 1.627054e-007

BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	786653.6	-1.50008	0.00002
0.99980	703050.8	0.99979	-0.00001
4.49990	602427.7	4.49986	-0.00004
7.99990	517882.3	7.99989	-0.00001
11.49990	446605.0	11.49993	0.00003
14.99990	386317.5	14.99994	0.00004
18.49990	335162.8	18.49990	0.00000
21.99990	291621.9	21.99991	0.00001
25.49990	254450.9	25.49985	-0.00005
28.99990	222623.6	28.99988	-0.00002
32.49990	195294.5	32.49993	0.00003

Temperature ITS-90 =  $1/\{a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)]\} - 273.15$  (°C)

Residual = instrument temperature - bath temperature



**POST CRUISE  
CALIBRATION**



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA

Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

Customer:	Ole A. Nordby AS		
Job Number:	56122	Date of Report:	10/16/2009
Model Number:	SBE 38	Serial Number:	3832689-0199

*Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.*

*An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.*

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0199  
 CALIBRATION DATE: 16-Oct-09

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
 ITS-90 TEMPERATURE SCALE

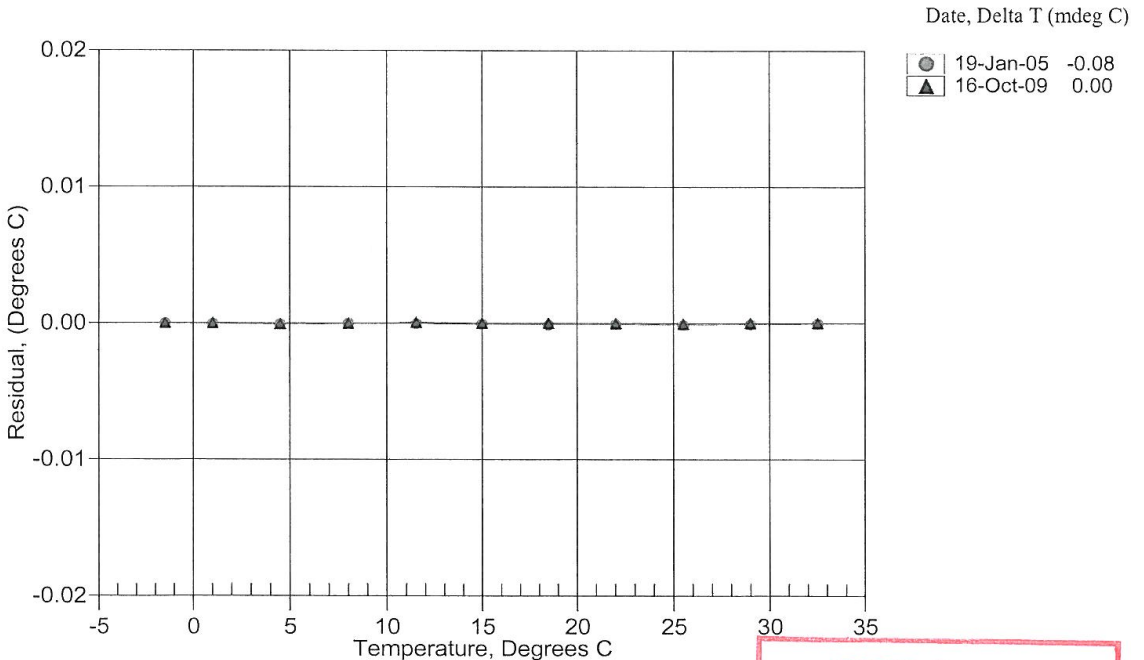
### ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -5.194867e-005  
 a1 = 2.907533e-004  
 a2 = -3.517530e-006  
 a3 = 1.888905e-007

BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	692122.6	-1.50008	0.00002
0.99980	618428.4	0.99981	0.00001
4.49990	529750.1	4.49984	-0.00006
7.99990	455258.2	7.99989	-0.00001
11.49990	392473.0	11.49997	0.00007
14.99990	339384.6	14.99991	0.00001
18.49990	294349.9	18.49992	0.00002
21.99990	256030.5	21.99988	-0.00002
25.49990	223326.5	25.49985	-0.00005
28.99990	195332.5	28.99992	0.00002
32.49990	171303.1	32.49991	0.00001

$$\text{Temperature ITS-90} = 1 / \{ a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)] \} - 273.15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Residual = instrument temperature - bath temperature



POST CRUISE  
 CALIBRATION



# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 - 136th Place Northeast, Bellevue, Washington 98005 USA

Phone: (425) 643-9866 Fax: (425) 643-9954 www.seabird.com

## Temperature Calibration Report

<b>Customer:</b>	Ole A. Nordby AS		
<b>Job Number:</b>	56122	<b>Date of Report:</b>	10/19/2009
<b>Model Number:</b>	SBE 38	<b>Serial Number:</b>	3839551-0242

*Temperature sensors are normally calibrated 'as received', without adjustments, allowing a determination sensor drift. If the calibration identifies a problem, then a second calibration is performed after work is completed. The 'as received' calibration is not performed if the sensor is damaged or non-functional, or by customer request.*

*An 'as received' calibration certificate is provided, listing coefficients to convert sensor frequency to temperature. Users must choose whether the 'as received' calibration or the previous calibration better represents the sensor condition during deployment. In SEASOFT enter the chosen coefficients using the program SEACON. The coefficient 'offset' allows a small correction for drift between calibrations (consult the SEASOFT manual). Calibration coefficients obtained after a repair apply only to subsequent data.*

### 'AS RECEIVED CALIBRATION'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

### 'CALIBRATION AFTER REPAIR'

Performed     Not Performed

Date:

Drift since Last cal:  Degrees Celsius/year

Comments:

# SEA-BIRD ELECTRONICS, INC.

1808 136th Place N.E., Bellevue, Washington, 98005 USA

Phone: (425) 643 - 9866 Fax (425) 643 - 9954 Email: seabird@seabird.com

SENSOR SERIAL NUMBER: 0242  
CALIBRATION DATE: 17-Oct-09

SBE 38 TEMPERATURE CALIBRATION DATA  
ITS-90 TEMPERATURE SCALE

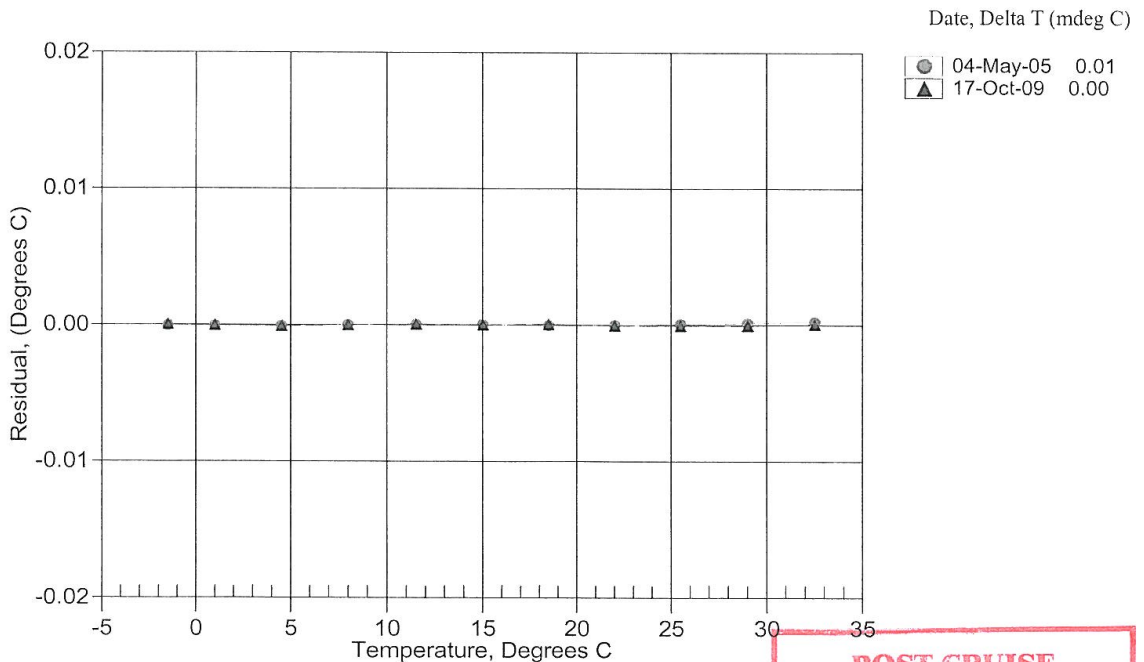
## ITS-90 COEFFICIENTS

a0 = -3.417405e-005  
a1 = 2.782890e-004  
a2 = -2.508966e-006  
a3 = 1.596827e-007

BATH TEMP (ITS-90)	INSTRUMENT OUTPUT	INST TEMP (ITS-90)	RESIDUAL (ITS-90)
-1.50010	787543.6	-1.50005	0.00005
0.99980	703651.8	0.99977	-0.00003
4.49990	602713.8	4.49982	-0.00008
7.99990	517935.4	7.99989	-0.00001
11.49990	446489.2	11.49997	0.00007
14.99990	386082.5	14.99992	0.00002
18.49980	334844.5	18.49986	0.00006
21.99990	291247.6	21.99987	-0.00003
25.49990	254041.2	25.49984	-0.00006
28.99990	222194.5	28.99985	-0.00005
32.49990	194857.1	32.49996	0.00006

Temperature ITS-90 =  $1 / \{a_0 + a_1[\ln(n)] + a_2[\ln^2(n)] + a_3[\ln^3(n)]\} - 273.15$  (°C)

Residual = instrument temperature - bath temperature



**POST CRUISE  
CALIBRATION**