

Numerisk modellering av luftputekammer

Ann Kristin Tuseth

Bygg- og miljøteknikk

Innlevert: juni 2013

Hovedveileder: Leif Lia, IVM

Medveileder: Kaspar Vereide, IVM

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for vann- og miljøteknikk

MASTEROPPGAVE I VASSDRAGSTEKNIKK

Student: Ann Kristin Tuseth

Tittel: Numerisk modellering av luftputekammer

1. Bakgrunn

I Norge og mange andre land i Europa vil utbyggingen av uregulerbare energikilder som småkraft, solkraft og vindkraft øke i årene som kommer. Dette vil resultere i økt investering og bygging av storskala pumpekraftverk. Et pumpekraftverk kan ha flere formål:

- Lagring av energi
- Effektkjøring
- Stabilisering av nettet

I land som Østerrike, Sveits og Tyskland er mange nye store pumpekraftverk under bygging og idriftsettelse. Slike prosjekt innebærer store vannføringer, noe som fører til kraftige trykkstøt og massesvingninger i vannveien. Et svingekammer er den mest brukte løsningen for å håndtere trykkstøt.

I Norge er luftputekammer den nyeste teknologien innen svingekammer. Norge var det første landet som bygget luftputekammer for store vannkraftverk, og i dag er totalt ti luftputekamre i drift. Det er imidlertid over 20 år siden det siste luftputekammeret ble bygd, og mange av personene som var viktige i utviklingen og utbyggingen av luftputekamrene er nå pensjonert.

Med tanke på den fornyede interessen for pumpekraftverk kan det snart bli bygget ut nye og store luftputekamre. I løpet av de siste 20 årene har nye programmer for simulering av vannkraftverk blitt utviklet. Disse programmene øker muligheten til å optimalisere utformingen av luftputekammeret.

2. Problemstilling

Masteroppgaven skal dekke, men ikke nødvendigvis være begrenset til, oppgavene vist nedenfor.

2.1 Litteraturstudium

Studenten skal utføre et litteraturstudium som omhandler konstruksjonsmetoder, dimensjoneringskriterier, bygging og drift av luftputekamre.

2.2 Hovedoppgaver

Studenten må samle tilgjengelig bakgrunnsmateriale fra tidligere studier, rapporter og tegninger av eksisterende luftputekamre. Relatert til dette materialet skal følgende oppgaver utføres:

- 1 Befaring av kraftverk og tunnelsystem for verifikasjon av tegninger
- 2 Feltmålinger av trykkstøt og massesvingninger
- 3 Modellering av det valgte luftputekammer i LVTrans

- 4 Kalibrering og kjøring av numerisk modell
- 5 Vurdering av resultatene fra simuleringen
- 6 Konklusjon
- 7 Forslag til videre arbeid
- 8 Rapportering

3 Veiledning og datainnsamling

Professor Leif Lia og PhD-kandidat Kaspar Vereide vil veilede og bistå studenten, og gjøre relevant informasjon tilgjengelig.

Diskusjon med, og innspill fra, kolleger og annen forsknings- eller teknisk personale ved NTNU anbefales. Det anbefales også diskusjon med Statkraft AS eller andre kraftselskap. Viktig informasjon fra andre skal refereres til på en passende måte.

Hovedkontaktperson i Statkraft AS vil være: Hans Henrik Haukaas.

Forsknings- og ingeniørarbeidet utført av studenten i forbindelse med denne oppgaven skal benyttes til utdanningsformål. Det valgte luftputekammeret betraktes som et studieobjekt. Studenten og veilederne står derfor fritt til å gjøre forutsetninger og begrensninger som kan anses som urealistiske eller upassende for kontraktforskning eller i en profesjonell sammenheng.

4 Rapportformat, referanser og erklæring

Opgaven skal skrives i et tekstbehandlingsprogram slik at figurer, tabeller, foto osv. får god rapportkvalitet. Rapporten skal inneholde et sammendrag, en innholdsliste, liste over figurer og tabeller, en litteraturliste og informasjon om andre relevante kilder. Rapporten leveres elektronisk i B5 format som pdf i DAIM, og trykkes i tre eksemplarer som leveres til faglærer/instituttet.

Sammendraget skal ikke ha mer enn 450 ord og skal være egnet for elektronisk rapportering.

Masteroppgaven skal ikke leveres senere enn mandag 10. juni 2013.

Trondheim 14. Januar 2013

Leif Lia
Professor
Institutt for vann- og miljøteknikk
NTNU

Sammendrag

Denne oppgaven omhandler trykkstøt og massesvingninger i vannveien for store vannkraftverk. Svingekammer er den mest brukte løsningen for å håndtere trykkstøt, som oppstår i vannveien når vannføringen endres. Luftputekammer er den nyeste teknologien innen svingekammer, og kan i mange tilfeller være et godt alternativ til åpen svingesjakt. Målet med denne oppgaven er å skape et bedre vurderingsgrunnlag for bruk av luftputekammer som løsning for svingekammer.

Det har blitt utført feltmålinger på Oksla kraftverk i Tyssedal, og det samme kraftverket er modellert i beregningsprogrammet LVTrans. Til slutt har måleverdier og simuleringer blitt sammenlignet for å se om LVTrans klarer å gjengi de målte verdiene. Trykket i tilløpstunnelen ble målt like oppstrøms turbinen med en kvartscelle. For måling av vannivået i kammeret ble displayet på et gammelt måleinstrument filmet, og verdiene ble i etterkant registrert manuelt.

Resultatet viser at simuleringene for tilløpstunnelen er sammenlignbare med målingene. Grafene har samme form og omtrent samme størrelse, men størrelsen på svingeamplituden avviker noe. Størst avvik er det for maksimal trykkøkning ved fullt avslag, der LVTrans gir omtrent 10 m større trykkøkning enn i målingene. For de øvrige lastendringene er avviket 1-3 m. Prosentvis ligger alle avvikene mellom 18 og 22 prosent. LVTrans gir derfor konservative beregninger med tanke på maksimalt trykk. Perioden i LVTrans er omtrent 60 s, det vil si 27 prosent lavere enn i målingene. Målingene for vannivået i luftputekammeret ble forstyrret av overflatebølger i kammeret, og det var derfor vanskelig å sammenligne målinger og simuleringer. For senere målinger anbefales det derfor å måle lufttrykket i kammeret i tillegg til vannivået, siden lufttrykket trolig ikke vil påvirkes av overflatebølgene.

Lastrampen i regulatoren avgjør hvor raskt en lastendringene skal gjøres. Simulering med ulike verdier for lastrampen viser at den har stor betydning for trykksvingningenes amplitude. Jo raskere en lastendring gjøres, jo større blir

trykksvingningenes amplitude. Det vil derfor være konservativt å velge en kort lastendringstid ved dimensjonering av vannvei og luftputekammer.

Det er ikke funnet noe store driftsmessige problemer ved bruk av luftputekammer, men det bør nevnes at tapping og fylling av kammeret er en tidkrevende prosess. Dette vil imidlertid ikke være til hinder for den daglige driften. Lufttap fra kammeret kan være et problem dersom fjellet har høy permeabilitet og trykket i kammeret er høyere enn det omgivende grunnvannstrykket. Vanngardin har vist seg å være en god løsning for å redusere lufttapet, både som forebyggende og utbedrende tiltak.

Abstract

This master thesis deals with pressure surges in the waterway for large hydropower plants. A surge chamber is the most frequently used solution in order to deal with the pressure surges, which occur when the discharge in the waterway is changed. In Norway, the most recent surge chamber technology is the air cushion surge chamber. The air cushion chamber can in many cases be a good alternative to an open surge shaft. The purpose of this thesis is to create a better basis for considering usage of air cushion chambers.

It has been carried out field measurements at Oksla power plant in Tyssedal, and the same power plant is modeled in a simulation program called LVTrans. Finally, the measurements and the simulations have been compared in order to evaluate whether or not the results from LVTrans correspond to the measured values. The pressure in the waterway was measured close upstream of the turbine. For measurement of the water level in the chamber the display of an old measuring instrument was filmed, and the values were subsequently written down by hand.

The result shows that the simulations for the waterway are comparable with the measurements. The graphs have the same shape and approximately the same size, but amplitudes for the mass oscillations differ slightly. The largest difference is the maximum pressure rise at full load rejection, where LVTrans provides about 10 m higher pressure increase than in the measurements. For the other load changes, the deviation is 1-3 m. All the deviations are between 18 and 22 percent. LVTrans therefore provides conservative estimates in terms of maximum pressure. The period in LVTrans is about 60 s, which is 27 percent lower than in the measurements. The measurements of the water level in the air cushion chamber were disturbed by surface waves in the chamber, which made it difficult to compare measurements and simulations. For later measurements it is recommended to measure the pressure in the chamber as well as the water level, since the air pressure is unlikely to be influenced by surface waves.

The loading ramp in the regulator determines the speed of the load change. Simulation with different values of the loading ramp shows that this is an important parameter considering the amplitude of the mass oscillations. The faster a load change is made, the greater the maximum pressure gets. It will therefore be conservative to choose a short time for the load change when dimensioning the waterway and the air cushion chamber.

There was not found any major operational problems using air cushion chambers, but it should be mentioned that the draining and filling of the chamber is a time consuming process. However, this will not disturb the daily operation of the power plant. Air loss from the chamber can be a problem if the rock has high permeability and pressure in the chamber is higher than the surrounding ground water pressure. A water curtain has shown to be a good solution to reduce the air loss, both as preventive and remedial measures.

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet våren 2013 som en del av studieprogrammet Bygg- og miljøteknikk ved NTNU. Oppgaven omhandler trykkstøt og massesvingninger i vannvei med luftputekammer. Det er utført feltmålinger på Oksla kraftverk i Tyssedal, og det er også laget en numerisk modell av kraftverket i simuleringsprogrammet LVTrans. Til slutt sammenlignes målte verdier med simuleringene. Jeg setter stor pris på alle som har vist interesse og tatt seg tid til å diskutere ulike problemstillinger med meg. Disse personene har vært med på å gjøre arbeidet med masteroppgaven inspirerende og interessant.

Jeg vil takke Statkraft som eier av Oksla kraftverk for at de var villig til å la oss gjennomføre feltmålingene. Jeg vil også takke driftspersonellet på Oksla for oppklarende samtaler angående kraftverk og vannvei, deling av nyttige dokumenter og tegninger, og stor hjelpsomhet både ved forberedelse til - og gjennomføring av - feltmålingene.

Videre vil jeg takke mine veiledere ved NTNU, professor Leif Lia og doktorgradsstipendiat Kaspar Vereide. Leif har gjennom sine engasjerende forelesninger i vassdragsemnene ved NTNU bidratt til at jeg fikk interesse for fagfeltet. Jeg vil spesielt takke Kaspar for nyttige diskusjoner gjennom hele prosessen, og for bistand under planlegging og gjennomføring av feltmålingene.

Det rettes en stor takk til dr. ing. Bjørnar Svingen, utvikler av LVTrans, som har tatt seg tid til å svare hver gang jeg har hatt spørsmål angående programmet. Jeg vil også takke Terje Løvseth hos Rainpower ASA, som bidro med utstyr og kunnskap i forbindelse med kalibrering av trykkcellen som ble brukt under feltmålingene.

Til slutt vil jeg takke dipl. ing. Wolfgang Richter ved TU Graz, som under vårt opphold i Østerrike presenterte oss for alternative beregningsprogrammer og viste oss rundt i vannkraftlaboratoriet.

Trondheim, 10. juni 2013

Ann Kristin Tuseth

Innhold

Sammendrag	i
Abstract	iii
Forord	v
Figurer	ix
Tabeller	xiii
Symboler	xv
1 Innledning	1
1.1 Motivasjon	1
1.2 Hensikt	2
2 Teori.....	3
2.1 Trykkstøt.....	3
2.2 Massesvingninger	8
3 Luftputekammer	14
3.1 Fordeler	15
3.2 Utfordringer	16
3.3 Virkemåte.....	20
3.4 Dimensjonering.....	21
4 Feltmålinger	24
4.1 Oksla kraftverk.....	24
4.2 Måleutstyr og oppsett.....	28

4.3	Kjøreplan	31
4.4	Gjennomføring av målinger	32
4.5	Kalibrering av trykkcelle.....	33
4.6	Korreksjon av måleverdier.....	34
5	Numerisk modellering.....	37
5.1	LVTrans.....	37
5.1.1	Karakteristikkmetoden	40
5.2	Numerisk modell.....	46
6	Inngangsparametre for numerisk modell.....	48
6.1	Geometri.....	48
6.2	Turbin og generator	50
6.3	Vannivå	53
6.4	Falltapskoeffisienter	55
7	Målte verdier og beregninger	63
7.1	Opprinnelig modell.....	67
7.2	Endring av polytropisk eksponent n	73
7.3	Forenklet modell	76
8	Beregning med forenklede formler	79
9	Diskusjon	83
10	Konklusjon	90
	Vedlegg	97

Figurer

Figur 1 Illustrasjon av trykkbølgens forplantning.....	4
Figur 2 Kontrollvolum for utledning av trykkbølgens størrelse.....	5
Figur 3 Prinsippskisse av svingesjakt.....	9
Figur 4 Plassering av kraftverk med luftputekammer i Norge.....	14
Figur 5 Gammel løsning med åpen svingesjakt og ny løsning med luftputekammer	15
Figur 6 Utforming av vanngardin over luftputekammeret på Torpa kraftverk.....	17
Figur 7 Illustrasjonsfoto for utblåsning av luft fra vannvei	19
Figur 8 Sammenheng mellom trykk og volum fra $pV^n=k$ med ulike verdier for polytropisk eksponent n	21
Figur 9 Ringedalsvatnet (465 m.o.h.) sett fra Ringedalsdammen	24
Figur 10 Ringedalsdammen sett fra nedstrøms side.....	25
Figur 11 Lengdesnitt av luftputekammeret på Oksla.....	26
Figur 12 Horisontalsnitt luftputekammer	27
Figur 13 Montasje for trykkmålinger i tilløpstunnelen på Oksla kraftverk.....	28
Figur 14 Trykkcellen ble teipet fast til gulvet under målingene for å unngå forstyrrelser	29
Figur 15 Instrumentkasse for måling av vannivå i luftputekammeret	30
Figur 16 Karakteristikkene som kompatibilitetsligningene er gyldige langs.....	42
Figur 17 Rutenett for løsning av rørstrømning med karakteristikkmetoden	44

Figur 18 Numerisk modell av Oksla kraftverk i LVTrans	46
Figur 19 Forenklet numerisk modell av Oksla kraftverk i LVTrans	47
Figur 20 Samlet virkningsgradskurve for turbin og generator. Turbinvirkningsgrad er justert for slitasje.....	53
Figur 21 Observert vannstand for Tyssedal 5. april 2013 med referansenivå lik normalnull 1954	54
Figur 22 Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor beregnet fra målt falltap	60
Figur 23 Beregnet Mannings tall basert på beregningene av Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor	62
Figur 24 Trykksvingninger i tilløpstunnelen for samtlige lastendringer.....	64
Figur 25 Støy på målegrafen. Utsnitt fra figur 24	65
Figur 26 Generatoreffekt under feltmålingene på Oksla. Frekvensregulering av turbinen fører til ustabil effekt. Måleverdier fra Statkraft.....	66
Figur 27 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	67
Figur 28 Trykk i tilløpstunnelen ved 60-90 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	67
Figur 29 Trykk i tilløpstunnelen ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	68
Figur 30 Trykk i tilløpstunnelen ved 50-100 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	68
Figur 31 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	69
Figur 32 Trykkstøt ved start og stans av turbinskovlene. Simulering for 40-60 % lastendring med tidsskritt 0,01 s i LVTrans	71

Figur 33 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	72
Figur 34 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans	72
Figur 35 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$	73
Figur 36 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$	74
Figur 37 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$	75
Figur 38 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$	75
Figur 39 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell	76
Figur 40 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell	77
Figur 41 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell	78
Figur 42 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell	78
Figur 43 Trykk i tilløpstunnel ved 90-50 % lastendring. Beregninger fra LVTrans med $T_{ramp}=167$ s.....	85
Figur 44 Vannivå i kammeret ved 90-50 % lastendring. Beregninger fra LVTrans med $T_{ramp}=167$ s	86

Tabeller

Tabell 1 Endelig kjøreplan for feltmålingene på Oksla kraftverk.....	32
Tabell 2 Måleverdier fra kalibrering av trykkcelle.....	33
Tabell 3 Magasin vannstand justert for å få null falltap ved stillstand.....	36
Tabell 4 Geometriske inngangsparametre for vannvei.....	49
Tabell 5 Timesnitt for generatoreffekten under feltmålingene. Verdier fra Statkraft.....	51
Tabell 6 Effekt like før og etter hver lastendring under feltmålingene. Verdier fra Statkraft.....	51
Tabell 7 Prosess- og setpunktverdier (PV og SP) til regulatoren i LVTrans for hver lastendring.....	52
Tabell 8 Stedsinformasjon for Tyssedal for beregning av vannstand. Kilde: sehavnivå.no.....	54
Tabell 9 Vannivå for over- og undervannet for hver lastendring.....	55
Tabell 10 Timesnittverdier for over- og undervannet under målingene på Oksla kraftverk.....	55
Tabell 11 Tapsverdier for singulærtap, positiv og negativ strømningsretning.....	57
Tabell 12 Timesnittverdier for generatoreffekt, trykkmålinger og falltap.....	58

Symboler

Symbol	Navn	Enhet
α	Friksjonskoeffisient	[-]
a	Trykkbølgens hastighet i LVTrans	[m/s]
A_{ekv}	Ekvivalent tverrsnittsareal for luftputekammer	[m ²]
A_o	Overflateareal for vannflaten i luftputekammeret	[m ²]
A_S	Sjakttvverrsnitt	[m ²]
A_T	Tunneltvverrsnitt	[m ²]
A_{TH}	Thoma-tvverrsnittet	[m ²]
c	Trykkbølgens hastighet	[m/s]
D	Diameter	[m]
D_h	Hydraulisk diameter	[m]
f	Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor	[-]
g	Tyngdeakselerasjon = 9,81863	[m/s ²]
h_{po}	Absolutt lufttrykk i luftputekammeret	[mVs]
H	Fallhøyde	[m]
L	Lengde	[m]
n	Polytropisk eksponent	[-]
p	Lufttrykk	[mVs]
p_{atm}	Atmosfæretrykk = 10,33	[mVs]
$p_{abs}=p+p_{atm}$	Absolutt lufttrykk	[mVs]
Q	Vannføring	[m ³ /s]
t	Tid	[s]
t_L	Ventilens lukkertid	[s]
t_R	Trykkbølgens refleksjonstid	[s]
T	Periode	[s]
v	Vannhastighet	[m/s]
V	Luftputevolum	[m ³]
γ	Massetetthet	[kg/m ³]

1 Innledning

1.1 Motivasjon

I Norge og store deler av Europa vil utbyggingen av fornybare energikilder øke i årene som kommer. En av årsakene til dette er EUs fornybardirektiv, som har en målsetning om å etablere et felles rammeverk for å fremme fornybare energikilder. Det overordnede målet er at bruk av fornybar energi i Europa skal utgjøre tjue prosent av den totale energibruken innen 2020 (Olje- og energidepartementet 2011). En stor del av den fornybare kraften som skal bygges ut i Europa vil være fra energikilder som ikke har mulighet til å regulere produksjonen i forhold til etterspørsel, som for eksempel vindkraft, småkraft og solkraft. Det vil dermed bli et økt behov for regulerbar kraft som kan balansere nettet når de uregulerbare energikildene ikke har mulighet til å produsere strøm. Siden pumpekraftverk brukes til å lagre energi kan det derfor forventes at utbygging av pumpekraft blir mer aktuelt fremover. I land som Østerrike, Sveits og Tyskland foregår det nå planlegging og bygging av nye, store pumpekraftverk.

Slike store vannkraftverk innebærer høye vannføringer. Dette medfører kraftige trykkstøt i vannveien når vannføringen endres. Den mest brukte løsningen for håndtering av trykkstøt er svingekammer. Luftputekammer er den nyeste teknologien innen svingekammer, og denne typen svingekammer har lenge vært unik for Norge.

I dag finnes det ti kraftverk med luftputekammer i drift i Norge. Det er imidlertid over tjue år siden det siste luftputekammeret ble bygget her, og siden den gang har det blitt utviklet beregningsprogrammer som kan brukes som simuleringsverktøy i planlegging av vannkraftverk. Ved SINTEF Energi er det utviklet et slikt program kalt LVTrans, som blant annet kan brukes til å beregne og visualisere trykk- og massesvingninger i vannveien ved ulike lastendringer.

1.2 Hensikt

I denne oppgaven skal det utføres feltmålinger for et kraftverk med luftputekammer, og det samme kraftverket skal i tillegg modelleres i LVTrans. Basert på sammenligning av resultatene fra målinger og simuleringer skal det gjøres en vurdering av hvorvidt LVTrans klarer å fremstille den dynamiske oppførselen for et vannkraftverk med luftputekammer. I tillegg skal det samles erfaring fra drift av det valgte kraftverket, slik at eventuelle kjente problemer kan unngås ved utbygging og rehabilitering av luftputekammer. Målet med oppgaven er å skape et bedre grunnlag for vurdering av luftputekammer som løsning for svingekammer, ved å bruke LVTrans som et planleggingsverktøy.

2 Teori

2.1 Trykkstøt

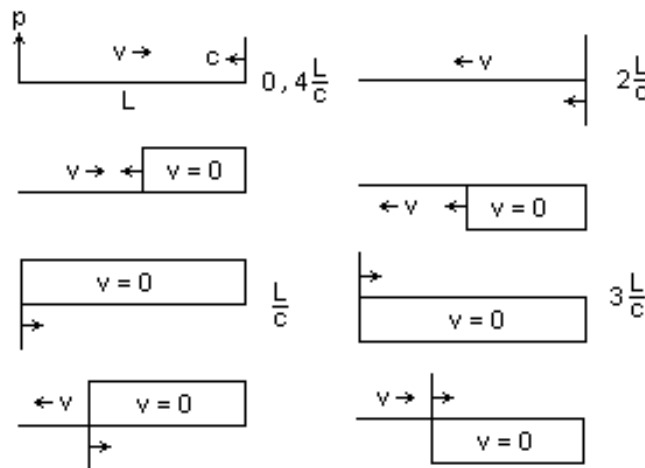
Mekanisme

Ved drift av et vannkraftverk er det ofte behov for å kunne variere vannføringen til turbinen, avhengig av hvor mye strøm man vil produsere i øyeblikket eller ved start og stopp av turbinen. En slik endring i vannføringen krever en akselerasjon eller retardasjon av vannmassene i tunnelen, avhengig av om turbinpådraget henholdsvis økes eller reduseres. Trykkstøt i vannveien oppstår når vannmassene oppstrøms turbinen bremses opp på grunn av redusert vannføring. Maksimalt trykkstøt oppstår ved fullt turbinavslag, siden dette medfører størst endring i volumstrøm per tidsenhet og dermed størst dynamisk påkjenning for turbinen. Når vannhastigheten går fra maksimal verdi til null vil vannets kinetiske energi gå over til potensiell energi i form av en trykkøkning dp . Siden størrelsen på trykkstøtet er avhengig av vannmassen som skal bremses, vil lange tunneler med stort tverrsnitt gi større trykkstøt enn korte tunneler med lite tverrsnitt. Trykkbølgen forplanter seg med stor hastighet gjennom vannet, og reflekteres ved nærmeste frie vannspeil. Hvis tunnelen er så kort at trykkbølgen rekker å returnere til utgangspunktet før ventilen er helt lukket vil størrelsen på maksimalt trykk reduseres.

For å forklare hvordan trykkbølgen forplanter seg gjennom tunnelsystemet tas det utgangspunkt i et system der vann strømmer fra et magasin inn i en tunnel med lengde L . Det antas tapsfri strømning og elastisk vann. Vannet har en hastighet $v = v_0$ og vannføringen er Q . I enden av tunnelen er det en ventil som stenges brått ved tiden $t = 0$. Når ventilen stenges vil vannmassene oppstrøms ventilen få en trykkøkning dp . Dette trykket vil forplante seg oppover i tunnelen mot magasinet med hastighet $-c$ tilsvarende lydhastigheten i vann.

Trykkøkningen vil føre til en elastisk sammentrykking av vannet, og det kan derfor fortsette å strømme vann inn i tunnelen fra magasinet selv om vannet mellom bølgefronten og ventilen har mistet all sin hastighet. Ved $t = L/c$ har trykkfronten nådd magasinet, og hastigheten er $v = 0$ i hele tunnelen. Nå er det et overtrykk i hele tunnelen i forhold til i magasinet, og vannet i tunnelen vil derfor begynne å strømme tilbake til magasinet igjen. Dette fører til en

reduksjon av trykket i tunnelen, og trykkfronten begynner å bevege seg tilbake mot utgangspunktet. Trykkfronten når tilbake til ventilen ved tiden $t = 2L/c$. Ved dette tidspunktet er trykket i hele tunnelen som det var før ventilstengningen. Vannet strømmer fremdeles fra tunnelen og ut i magasinet, og hastigheten er $v = -v_0$ i hele tunnelen. Ventilen er imidlertid stengt, og vannets massetreghet medfører at en negativ bølgefront $-dp$ begynner å bevege seg fra ventilen mot magasinet med hastigheten $-c$.



Figur 1 Illustrasjon av trykkbølgens forplantning (Calvert 2000)

Den negative trykkbølgen forplanter seg oppover i tunnelen helt til den når magasinet ved tiden $t = 3L/c$. Ved dette tidspunktet er hastigheten $v = 0$ i hele tunnelen, og tunnelen har et undertrykk i forhold til magasinet. Vann fra magasinet vil derfor begynne å strømme inn i tunnelen igjen, og den negative trykkfronten begynner å bevege seg tilbake mot ventilen. Ved $t = 4L/c$ er trykkfronten tilbake ved ventilen, og hastigheten er igjen $v = v_0$ i hele tunnelen. Én syklus er da fullført. Ventilen er fortsatt stengt, og oppbremsing av vannmassene fører igjen til en trykkøkning foran ventilen. Hele svingeforløpet gjentas inntil all energi er dissipert av friksjon. I denne beskrivelsen er friksjonen for enkelhets skyld neglisjert.

Dette svingeforløpet beskriver en forenklet situasjon, ventilen vil i praksis bruke noe tid på å lukke seg. I følge Crowe, Elger og Roberson (2005) vil likevel det maksimale trykket som bygger seg opp foran ventilen praktisk talt være

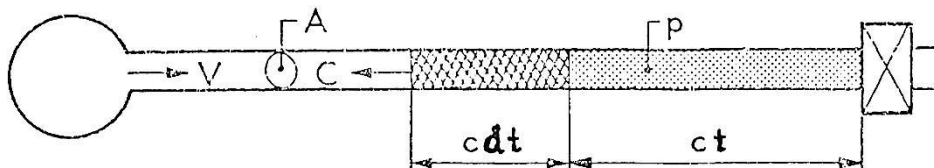
like stort som ved øyeblikkelig stengning dersom ventilens lukketid (t_L) er mindre enn trykkbølgens refleksjonstid (t_R), det vil si hvis:

$$t_L \leq t_R = \frac{2L}{c} \quad (2.1)$$

Det er derfor tilstrekkelig å anta at hastighetsendringen skjer momentant dersom lukketiden er mindre enn refleksjonstiden.

Trykkbølgens størrelse

For å finne trykkstigningen (dp) ser man på bevegelsesmengden i et stivt, uelastisk rør. Den delen av røret hvor trykkbølgen forplanter seg i løpet av tiden dt velges som kontrollvolum, se figur 2. Trykkbølgens hastighet er c , og lengden av kontrollvolumet blir dermed $c \cdot dt$. I løpet av tidsintervallet dt går trykkfronten fra høyre til venstre side av kontrollvolumet, og vannet strømmer fra venstre til høyre.



Figur 2 Kontrollvolum for utledning av trykkbølgens størrelse. Figur hentet fra *Vassdragsteknikk II* (Guttormsen 2006)

Ved å benytte impulssetningen får man:

$$F \cdot dt = d(mv) = m \cdot dv + v \cdot dm \quad (2.2)$$

Massen av kontrollvolumet er $m = \rho \cdot A \cdot c \cdot dt$. Endring i masse, det vil si den ekstra massen som strømmer inn i kontrollvolumet gjennom tverrsnittsarealet A med hastigheten v i løpet av tiden dt , kan uttrykkes som:

$$dm = \rho \cdot A \cdot v \cdot dt \quad (2.3)$$

Formel (2.2) blir dermed:

$$F \cdot dt = \rho \cdot A \cdot c \cdot dt \cdot dv + v^2 \cdot \rho \cdot A \cdot dt$$

som kan forenkles til:

$$F \cdot dt = \rho \cdot A \cdot dt \cdot (c \cdot dv + v^2) \quad (2.4)$$

Trykkbølgens hastighet c er på størrelse med lydhastigheten. Vannhastigheten i en tilløpstunnel vil alltid være mye lavere enn lydhastigheten, altså er $v \ll c$. v^2 i formel (2.4) kan dermed neglisjeres, og formelen kan forenkles til:

$$F \cdot dt = \rho \cdot A \cdot c \cdot dt \cdot dv \quad (2.5)$$

Kraften på kontrollvolumet kan også skrives som trykket dp fra trykkbølgen som virker på tverrsnittsarealet A :

$$F = dp \cdot A$$

eller

$$F \cdot dt = dp \cdot A \cdot dt \quad (2.6)$$

Ved å kombinere formel (2.5) og (2.6) får man:

$$dp \cdot A \cdot dt = \rho \cdot A \cdot c \cdot dt \cdot dv$$

som kan forenkles til et uttrykk for trykkstigningen:

$$dp = \rho \cdot c \cdot dv \quad (2.7)$$

Trykkstigningen kan også regnes i meter vannsøyle (mVs) ved å sette $p = \rho gh$, eller $dp = \rho g dh$. Trykkstigningen i mVs blir dermed:

$$dh = \frac{c \cdot dv}{g} \quad (2.8)$$

For å justere for lukkertiden for $t_L > t_R$ ganges uttrykket med t_R / t_L (Nielsen 1990), og den endelige formelen for trykkstigningen blir:

$$dh = \frac{c \cdot dv}{g} \frac{t_R}{t_L} \quad (2.9)$$

Trykkbølgens hastighet

For å finne trykkbølgens hastighet ser man igjen på kontrollvolumet i figur 2. Endring av masse i løpet av tiden dt kan også uttrykkes ved endring i tetthet, det vil si:

$$dm = d\rho \cdot A \cdot c \cdot dt \quad (2.10)$$

Ved å løse for $\frac{dm}{A \cdot dt}$ i formel (2.3) og (2.10), og deretter sette den andre siden av ligningene lik hverandre får man:

$$d\rho \cdot c = \rho v \quad (2.11)$$

Formel (2.7) kan også skrives som $\rho v = \frac{dp}{c}$. Ved å bruke dette til å erstatte ρv i formel (2.11) får man:

$$c^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (2.12)$$

Sammenhengen mellom trykk- og tetthetsforandring for en væske er gitt ved:

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{E_V}{\rho} \quad (2.13)$$

der E_V er væskens elastisitetsmodul. Ved å bruke dette i formel (2.12) fås et uttrykk for trykkbølgens hastighet:

$$c = \pm \sqrt{\frac{E_V}{\rho}} \quad (2.14)$$

2.2 Massesvingninger

Trykkstøt i vannveien kan skade turbinen hvis trykket blir for stort. For å redusere trykkøkningen foran turbinen kan man enten bruke lengre tid på å retardere vannmassene, det vil si lengre lukketid for turbinene, eller gjøre vannmassene som skal retarderes mindre. For fullturbiner som francis og kaplan står man ikke fritt til å velge lukketid, fordi man også ønsker å begrense turtallsøkningen. Det er mulig å unngå turtallsøkning ved å installere en omløpsventil som leder vannmassene forbi turbinen, slik at ventilen kan lukkes over lengre tid selv om den hydrauliske effekten på turbinen reduseres raskt (Nielsen 1990).

For de fleste høytrykkskraftverk i Norge er svingekammer valgt som løsning for å håndtere trykkstøtet (Nielsen 1990). Ved å innføre et svingekammer skaper man et vannspeil nærmere turbinen, og trykkstøtet rekker å returnere til ventilen før den er helt lukket. Størrelsen på trykkstøtet blir dermed betydelig redusert. Innføring av et svingekammer i systemet vil imidlertid medføre et annet problem; massesvingninger.

Svingekammeret plasseres oppstrøms turbinen, forbundet med vannveien via en tilkoblingstunnel. Massesvingninger i vannveien oppstår både ved avslag og pådrag på turbinen. Ved avslag hindres vannmassene i å gå gjennom turbinen, og strømmer i stedet opp i svingekammeret. Vannivået i svingekammeret stiger helt til trykket blir stort nok til å stanse vannstrømmen i tilløpstunnelen. På grunn av massetreghet vil da trykket i svingekammeret være større enn trykket fra magasinet, og vannet vil begynne å strømme ut av svingekammeret og mot magasinet. Når nivået i svingekammeret blir lavt nok vil vannet strømme fra magasinet og tilbake i svingekammeret igjen. Det er dermed skapt såkalte u-rørsvingninger i systemet. Svingningene vil etter hvert avta og til slutt dempes helt på grunn av friksjonstap i tunnelen.

Ved turbinpådrag fra stillstand vil svingekammeret bidra til å redusere anløpstiden for kraftverket. Vannets anløpstid defineres som:

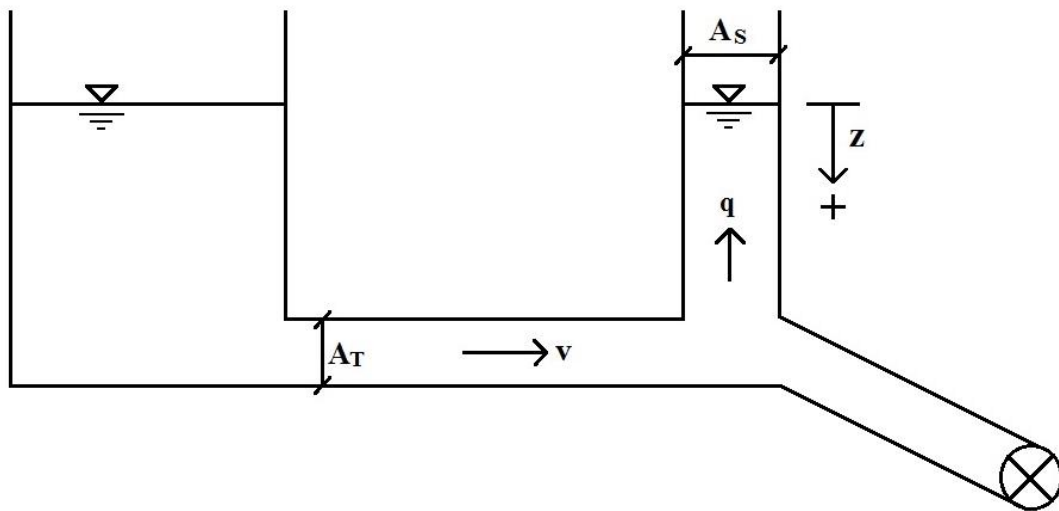
«... den tid det tar å akselerere vannmassene fra nærmeste frie overflate oppstrøms turbin til nærmeste frie overflate nedstrøms turbinen fra 0 til Q_0 under påvirkning av fallhøyden H » (Nielsen 1990).

Anløpstiden kan beregnes med følgende formel:

$$T_w = \frac{Q_0}{gH} \sum \frac{l}{A} \quad (2.15)$$

hvor Q_0 er turbinens slukeevne, og $\frac{l}{A}$ er forholdet mellom lengden og tverrsnittsarealet for hele vannveien mellom øvre og nedre frie vannspeil. Ved å innføre et svingekammer blir dette forholdet mindre, og anløpstiden reduseres. Turbinen vil da starte med å hente vann fra svingekammeret. Dette vil sette i gang en bevegelse av vannet i resten av tilløpstunnelen, og magasinet vil overta vannforsyningen til turbinen. Samtidig vil det begynne å strømme vann fra magasinet og tilbake i svingekammeret igjen, og dermed oppstår u-rørsvingninger som for turbinavslag. Svingninger som oppstår når turbinen er delvis åpen vil dempes raskere enn når turbinen stenges helt, fordi vannet som strømmer ut av svingekammeret går videre i systemet i stedet for tilbake mot magasinet.

For å beskrive svingningene betraktes systemet i figur 3, som viser en enkel svingesjakt på tilløpstunnelen for et vannkraftverk.



Figur 3 Prinsippkisse av svingesjakt

Ved utledning av formlene som beskriver massesvingningene tas det utgangspunkt i Newtons 2. lov, det vil si kraft er lik masse ganger akselerasjon:

$$\sum F = ma = m \frac{dv}{dt} \quad (2.16)$$

der m er massen som skal akselereres og v er strømningshastigheten i tunnelen.

Massen kan uttrykkes som:

$$m = \rho A_T L \quad (2.17)$$

hvor ρ er vannets massetetthet $\approx 1000 \text{ kg/m}^3$ og A_T og L er henholdsvis tverrsnittet og lengden av vannstrengen mellom magasin og svingesjakt.

Den drivende kraften i retning av hastigheten v vil være:

$$F_d = \rho g A_T z \quad (2.18)$$

hvor z er avstanden fra magasinivå til nivå i svingesjakten, se figur 3.

Friksjonskraften F_f kan uttrykkes som:

$$F_f = \rho g A_T h_f \quad (2.19)$$

der h_f er friksjonstapet i meter vannsøyle. Friksjonstapet kan skrives som $h_f = \alpha v^2$, der α er en friksjonskoeffisient.

En summering av kreftene gir:

$$\sum F = F_d - F_f = \rho g A_T z - \rho g A_T \alpha v |v| = \rho g A_T (z - \alpha v |v|) \quad (2.20)$$

Absoluttegnet er innført fordi friksjonskraften alltid virker i motsatt retning av vannhastigheten v .

Ved å bruke uttrykket for m i formel (2.17) og uttrykket for $\sum F$ i formel (2.20) i formel (2.16) får man:

$$\rho g A_T (z - \alpha v |v|) = \rho A_T L \frac{dv}{dt}$$

som kan forenkles til:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L}(z - \alpha v|v|) \quad (2.21)$$

U-rørsvingninger har relativt lang periode, noe som gir en langsom endring av volumstrømmen. De elastiske effektene vil derfor ikke ha noen betydning ved beregning av massesvingninger, og den vanlige kontinuitetsligningen kan dermed benyttes (Guttormsen 2006):

$$Q = vA_T + \frac{dz}{dt} A_S \quad (2.22)$$

hvor A_S og $\frac{dz}{dt}$ er henholdsvis tverrsnittsarealet og hastighet av vannflata i svingesjakten.

Kontinuitetsligningen kan omskrives til:

$$v = \frac{Q}{A_T} - \frac{A_S}{A_T} \frac{dz}{dt} \quad (2.23)$$

En derivasjon av ligning (2.23) gir:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{A_S}{A_T} \frac{d^2z}{dt^2} \quad (2.24)$$

Ligning (2.21) og (2.24) viser nå to uttrykk for $\frac{dv}{dt}$. Ved å sette disse uttrykkene lik hverandre får man:

$$\frac{g}{L}(z - \alpha v|v|) = -\frac{A_S}{A_T} \frac{d^2z}{dt^2} \quad (2.25)$$

som kan omskrives til:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{g}{L} \frac{A_T}{A_S} z - \frac{g}{L} \frac{A_T}{A_S} \alpha v|v| = 0 \quad (2.26)$$

For å forenkle utledningen blir det siste leddet i ligning (2.26), friksjonsleddet, utelatt i videre utledning. Vi står da igjen med differensialligningen for en udedempet harmonisk svingning:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{g}{L} \frac{A_T}{A_S} z = 0 \quad (2.27)$$

Ligning (2.27) er på formen $\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m} x = 0$, og svingningene vil ha vinkelfrekvens lik:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{L} \frac{A_T}{A_S}} \quad (2.28)$$

og periode lik:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g} \frac{A_S}{A_T}} \quad (2.29)$$

Den generelle løsningen for en harmonisk svingeligning er:

$$z(t) = X \sin(\omega t) + Y \cos(\omega t) \quad (2.30)$$

Siden nivået i svingekammeret starter på null kan vi sette $z(t=0) = 0$ i ligning (2.30). Dette gir:

$$X \sin(0) + Y \cos(0) = 0$$

$$\rightarrow X \cdot 0 + Y \cdot 1 = 0$$

$$\rightarrow Y = 0$$

Dette forenkler ligning (2.30) til:

$$z(t) = X \sin(\omega t) \quad (2.31)$$

Derivasjon av ligning (2.31) gir:

$$z'(t) = \frac{dz}{dt} = X \omega \cos(\omega t) \quad (2.32)$$

En annen måte å uttrykke $\frac{dz}{dt}$ på er som vannets hastighet i svingesjakten, beregnet på bakgrunn av vannføring inn i sjakten (q) og sjaktens tverrsnittsareal (A_S):

$$\frac{dz}{dt} = \frac{-q}{A_S} \quad (2.33)$$

Det negative fortegnet kommer av at z er definert som positiv nedover og q er definert som positiv ved strømming inn i svingesjakten, det vil si oppover.

Ved å sette $t=0$ i ligning (2.32) og sette uttrykkene for $\frac{dz}{dt}$ i ligning (2.32) og (2.33) lik hverandre får man:

$$X \omega \cos(0) = \frac{-q}{A_S}$$

$$\rightarrow X \omega = \frac{-q}{A_S}$$

$$\rightarrow X = \frac{-q}{A_S \omega}$$

Ved å bruke dette uttrykket for X i ligning (2.31) får vi det endelige uttrykket for massesvingningene:

$$z(t) = \frac{-q}{A_S \omega} \sin(\omega t) \quad (2.34)$$

Videre kan vi bruke formel (2.28) for ω i uttrykket over:

$$z(t) = \frac{-q}{A_S} \sqrt{\frac{L A_S}{g A_T}} \sin(\omega t) = -q \sqrt{\frac{L}{g A_T A_S}} \sin(\omega t) \quad (2.35)$$

Ligning (2.35) viser at maksimal amplitude for massesvingningene er

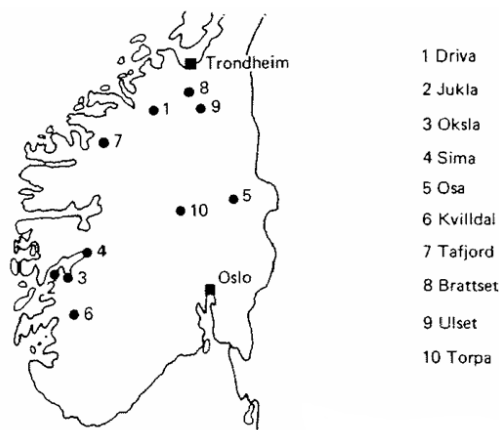
$$q \sqrt{\frac{L}{g A_T A_S}}.$$

3 Luftputekammer

Svingekammerets funksjon er å redusere trykkøkningen foran turbinen ved lastregulering, og som nevnt i kapittel 2.2 bidrar det i tillegg til å redusere kraftverkets anløpstid. Ved utforming av svingekammeret er målet å oppnå stabile massesvingninger som dempes raskt. Et svingekammer som skal redusere trykkstøtet plasseres oppstrøms turbinen. I noen tilfeller plasseres det også et svingekammer nedstrøms turbinen. Dette gjør avstanden til nærmeste frie vannspeil nedstrøms turbinen mindre, og dermed reduseres anløpstiden ytterligere. Dette gjøres vanligvis kun for kraftverk med lange avløpstunneler.

Den nyeste teknologien innen svingekammer i Norge er luftputekammer, som er et stort utsprengt bergrom hvor det skapes et vannspeil ved å pumpe inn trykkluft. Kammeret plasseres vanligvis like oppstrøms turbinen, og er forbundet med vannveien via en relativt kort tilkoblingstunnel. Plassering av kammeret må tilpasses fjellkvaliteten og svakhetssoner i fjellet.

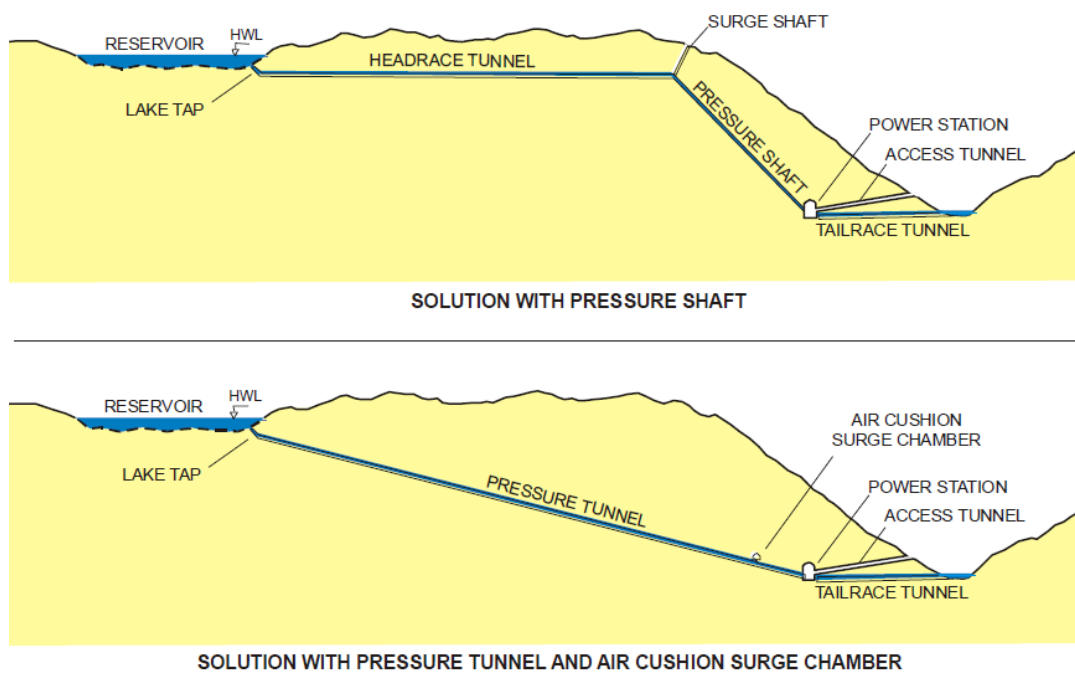
Konseptet om luftputekammer ble introdusert i Norge tidlig på 1970-tallet, og det første luftputekammeret ble bygd på Driva kraftverk i 1973. Det siste som ble bygget var på Torpa kraftverk i 1989. Figur 4 viser de ti eksisterende kraftverkene med luftputekammer i Norge.



Figur 4 Plassering av kraftverk med luftputekammer i Norge. Figur hentet fra *Air cushion surge chambers for underground power plants* (SINTEF 1988)

3.1 Fordeler

Før luftputekammeret ble introdusert i Norge ble det i hovedsak benyttet åpne svingekammer, som har en åpen vertikal sjakt fra vannveien til atmosfæren. Slike sjakter er dyre å drive, og totallengden av svingesjakten bør av økonomiske grunner gjøres kortest mulig. En vanlig løsning for tunnelsystemer med åpen svingesjakt er derfor en horisontaltunnel fra inntak til svingesjakt, og deretter en trykksjakt ned til turbinen. Et luftputekammer gir imidlertid større fleksibilitet med tanke på plassering av kraftstasjon og tunneltraséer. Luftputekammeret kan plasseres langt nede i fjellet, og gir derfor muligheten til å bygge skråtunnel fra inntak til turbin. Dette vil gjøre den totale tunnallengden kortere, noe som gir reduserte kostnader. En vil i tillegg få mindre friksjonstap i vannveien. Det er dessuten lettere og billigere å drive skråtunnel enn sjakt. Figur 5 viser både gammel utforming med åpent svingekammer og trykksjakt, og ny løsning med luftputekammer og skråtunnel.



Figur 5 Gammel løsning med åpen svingesjakt og ny løsning med luftputekammer. Figur hentet fra *Air Cushion Surge Chamber - a cost-effective solution in hydropower design* (Palmstrom 2008)

Luftputekammer er også hensiktsmessig i tilfeller der fjellet ikke har tilstrekkelig høyde for massesvingningene som vil oppstå i en åpen sjakt. I slike

tilfeller må ei åpen svingesjakt eventuelt kombineres med et svingetårn, som er dyrt å bygge og som vil ha større innvirkning på miljøet enn et luftputekammer som ligger gjemt i fjellet.

3.2 Utfordringer

Selv om luftputekammer i mange tilfeller kan være en god løsning må man også vurdere de negative sidene. For et luftputekammer trengs det mer vedlikehold og tilsyn i forhold til instrumentering (overvåking av lufttrykk og vannivå, luftkompressorer) enn for en åpen svingesjakt. Åpne svingesjakter er mer eller mindre vedlikeholdsfrie (Myrset og Lien 1982). I tillegg tar det lang tid å tømme og fylle kammeret med vann og luft igjen etter at det har vært tømt for reparasjon eller inspeksjon. Dette kan gi betydelige inntektstap. Videre beskrives noen kjente utfordringer knyttet til luftputekammer.

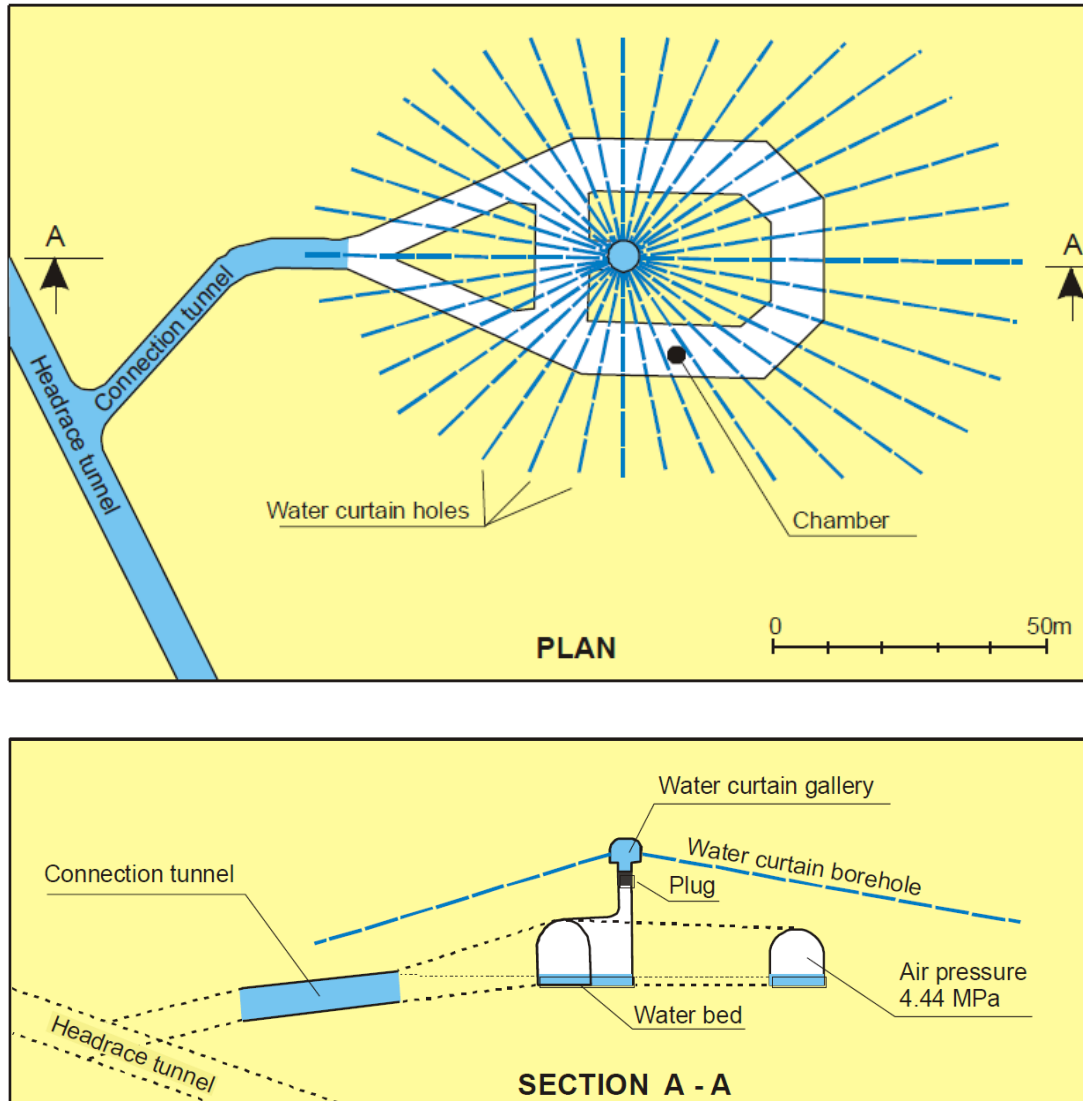
Lufttap

En av hovedutfordringene knyttet til bruk av luftputekammer er fjellkvaliteten. Lufttrykket i kammeret blir svært høyt, og dersom fjellkvaliteten er dårlig vil man få luftlekkasje gjennom sprekker i fjellet. Tidligere undersøkelser (Goodall et al. 1988) viser at dersom det naturlige grunnvannstrykket over kammeret er større enn trykket i luftputen vil det ikke oppstå lufttap gjennom fjellet. Hvis trykket i kammeret overstiger grunnvannstrykket vil det oppstå luftlekkasje, og fjellets permeabilitet vil være en viktig faktor for å bestemme lufttapet (Goodall et al. 1988). For å benytte luftputekammer er det derfor en fordel at fjellet har lav permeabilitet. Ved stor luftlekkasje kan det være nødvendig å etterfylle kammeret med luft jevnlig. Hvorvidt luftlekkasjen er akseptabel må vurderes i forhold til kompressorkapasiteten. Siden etterfylling av luft er en energikrevende prosess må det også gjøres en økonomisk vurdering.

Lufttapet kan reduseres ved injisering av sement og annen injiseringsmasse i borhull rundt luftputekammeret. Dette ble gjort på Osa kraftverk, noe som førte til at luftlekkasjen ble kraftig redusert (Broch 2000).

En annen metode for reduksjon, og i noen tilfeller eliminasjon av lufttapet er installasjon av en vanngardin i fjellet over luftputen. En vanngardin er et

nettverk av borhull i fjellet over luftputekammeret, som trykkesett med vann for å gjøre vanntrykket i fjellets sprekker høyere enn lufttrykket i kammeret, se figur 6.



Figur 6 Utforming av vanngardin over luftputekammeret på Torpa kraftverk. Figur hentet fra Air Cushion Surge Chamber - a cost-effective solution in hydropower design (Palmstrom 2008)

Trykket i borhullene justeres med en vannpumpe. Bruk av vanngardin har gitt gode resultater, både som utbedrende og forebyggende tiltak. Luftlekkasjen på Kvilldal var tidligere omtrent seksti prosent av lagret luftvolum per år, og ble nærmest eliminert ved installasjon av vanngardin. Bruk av vanngardin hadde også stor effekt på Tafjord kraftverk, hvor det først ble forsøkt å redusere lufttapet med injisering. Torpa er det eneste kraftverket hvor installasjon av

vanngardin var planlagt på forhånd og ble bygget samtidig som resten av kraftverket, i tillegg til injisering. For å teste effekten av vanngardinen på Torpa registrerte man luftlekkasjen med og uten vanngardinen i drift. Med vanngardinen i drift var det ingen luftlekkasje. Vanngardinen ble så skrudd av i to dager, noe som førte til en luftlekkasje på 400 Nm³/h (N står for Normal, det vil si målt ved standard temperatur og trykk). Luftlekkasjen forsvant da vanngardinen ble satt i drift igjen. All informasjon angående bruk av vanngardin er hentet fra Broch (2000).

Lufttap kan også forekomme som diffusjon gjennom vannoverflaten, det vil si strømning på grunn av konsentrasjonsforskjeller. Vannet som kommer utenfra vil ha en viss luftmetning fra atmosfæretrykket. Når dette vannet kommer inn i luftputen er lufttrykket mot vannflata mye høyere, og det kan løses opp mer luft i vannet. Lufttapet fra diffusjon alene vil være minimal, og hvis man har lufttap gjennom fjellet vil dette dominere det totale lufttapet (Goodall et al. 1988).

Luftutblåsning

Et faremoment ved bruk av luftputekammer er risikoen for luftutblåsning. Dersom vannivået i kammeret blir for lavt, for eksempel ved nedsving av vannflaten under turbinpådrag, kan luft fra kammeret unnslippe til vannveien. Lufta i kammeret er under høyt trykk og dermed sterkt komprimert. Når denne lufta farer oppover i vannveien mot magasinet reduseres trykket, og lufta ekspanderer. Dette vil medføre en massiv luftutblåsning, og kan medføre store skader på vannvei og inntak. Det er derfor viktig å ha stor nok avstand fra vannflate til bunnivå i kammeret.



Figur 7 Illustrasjonsfoto for utblåsning av luft fra vannvei. Bilde fra rapporten *Bekkeinntak på kraftverkstunneler* (Vassdragsregulantenenes Forening 1986)

Hydraulisk jekking

For høyt trykk i kammeret kan også føre til hydraulisk jekking av fjellet, det vil si at luft fra kammeret trenger inn i fjellets sprekker og jekker det fra hverandre. For å unngå jekking av fjellet er det derfor viktig å ikke ha for høyt trykk i kammeret. Grenseverdi for oppsprekking er fjellets minste hovedspenning, σ_3 . For å unngå jekking av fjellet bør følgende krav oppfylles:

$$\sigma_3 > \gamma_w H \quad (3.1)$$

der γ_w er massetetthet for vann og H er statisk trykk (Hu et al. 2007)

Det er også viktig med tilstrekkelig fjelloverdekning over kammeret. Et vanlig krav til minimum overdekning er:

$$\gamma_\gamma L \cos \alpha > \gamma_w H \quad (3.2)$$

der L er korteste avstand mellom overflaten og punktet som betraktes, α er gjennomsnittlig helning på overflaten og γ_γ er massetetthet for fjellet (Hu et al. 2007).

3.3 Virkemåte

Et luftputekammer fungerer i prinsippet på samme måte som en åpen svingesjakt som har avtagende tverrsnitt oppover i sjakten (Goodall et al. 1988). Luftputen blir stivere etter hvert som den komprimeres, og har dermed en dempende effekt på massesvingningene i tilløpstunnelen. Trykkøkningen i en åpen svingesjakt kommer fra tyngden av vannsøylen i sjakten, mens trykkøkningen i et luftputekammer kommer fra komprimering av luftputen.

Polytropisk kompresjon av gass

Sammenhengen mellom trykk og volum i luftputen antas å følge den reversible polytropiske ligningen for kompresjon og ekspansjon av en gass (Wylie og Streeter 1993):

$$pV^n = k \quad (3.3)$$

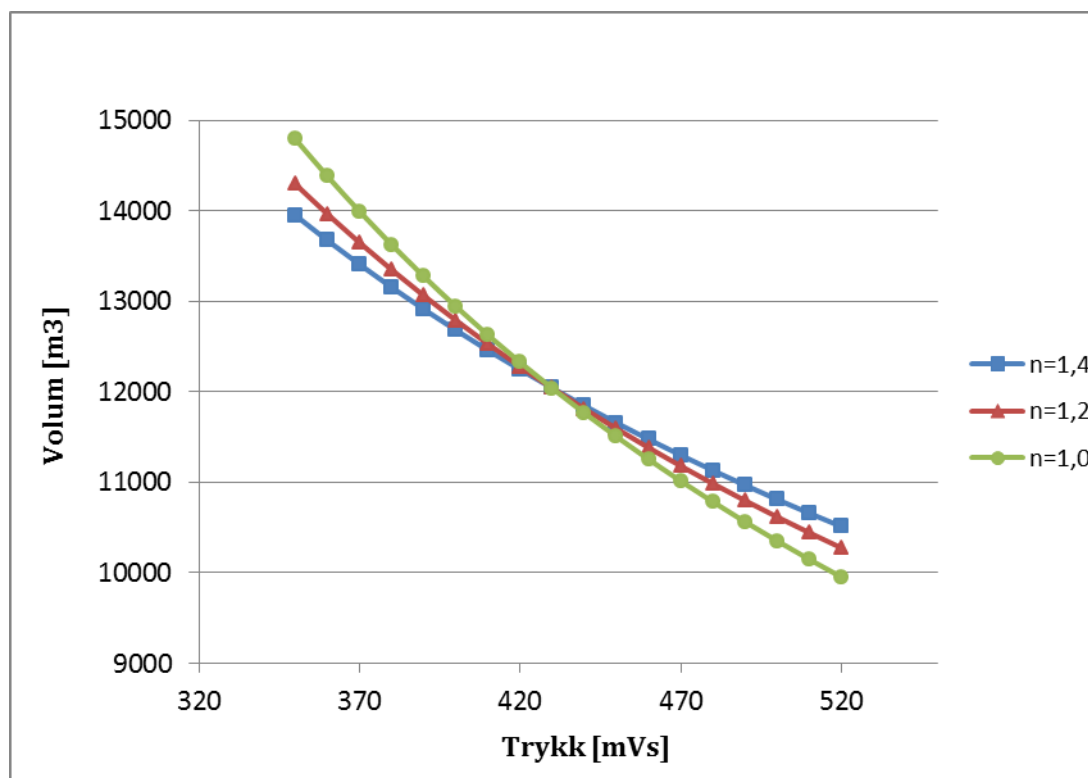
der p er absolutt trykk i luftputen (inkludert atmosfæretrykket), V er luftputevolum, n er polytropisk eksponent for luft og k er en konstant.

For kompresjon av luft skilles det mellom to yttergrenser; isotermisk og adiabatisk kompresjon. For en isotermisk prosess, der temperaturen holdes konstant, er $n=1,0$. Dette beskriver oppførselen til en ideell gass. En adiabatisk prosess skjer uten utveksling av varme eller masse med omgivelsene. Kompresjon av lufta vil dermed føre til en temperaturøkning, mens ekspansjon av lufta vil gi en lavere temperatur (Meteorologisk institutt 2009). For en adiabatisk prosess er $n=1,4$ for luft. Polytropisk er fellesbetegnelsen for de to grensetilfellene og alle kompresjonsprosesser mellom dem (Grøn 2009).

Tidligere modellforsøk (Tekle 1972) viser at n ligger nær 1,39 for luftputekammer, det vil si tilnærmet lik adiabatisk eksponent $n=1,4$. Det tas dermed utgangspunkt i $n=1,4$ i simuleringene, men det testes også hvilken endring en får i resultatet ved å bruke $n=1,2$. Det anses ikke som hensiktsmessig å bruke $n=1,0$, da trykket i kammeret er svært høyt og lufta derfor ikke vil oppføre seg som en ideell gass (Fjellvåg og Ystenes 2009).

Figur 8 viser sammenhengen mellom trykk og volum for ulike verdier av n . Konstanten k er beregnet med ligning (3.3), og det er brukt verdier for p og V

fra luftputekammeret på Oksla kraftverk. Beregninger finnes i vedlegg 1. En kan se i diagrammet at kurvene blir brattere jo lavere n er, noe som tilsier større endring i volum per trykkendring for lav n . Dette betyr at en lav verdi av n gir mykere demping i luftputen, på samme måte som at ei myk fjær gir større deformasjon for en gitt belastning enn ei stivere fjær.



Figur 8 Sammenheng mellom trykk og volum fra $pV^n=k$ med ulike verdier for polytropisk eksponent n

3.4 Dimensjonering

Massesvingningene i en åpen svingesjakt har store utslag, og ved de største oppsvingene vil vannivået i sjakten ligge over magasinnivået. I luftputen varierer ikke vannivået så mye, men arealet er mye større enn for åpne svingesjakter. En liten endring i vannivået i luftputekammeret vil derfor medføre en relativt stor endring i luftputevolum og -trykk. For åpne svingesjakter brukes Thoma-tverrsnittet som kriterium for stabile svingninger. Thoma-tverrsnittet er definert som:

$$A_{TH} = \frac{LA_T}{2\alpha gH_e} \quad (3.4)$$

der L er lengde av vannstrengen, A_T er tunneltverrsnitt, g er tyngdeakselerasjon, H_e er effektiv fallhøyde, og α er en friksjonskoeffisient definert ved $h_f = \alpha v^2$ (Nielsen 1990). Ved å bruke Darcy-Weisbachs friksjonsformel blir formelen for friksjonskoeffisienten

$$\alpha = f \frac{L}{2gD_h} \quad (3.5)$$

Thomas formel gir grensen for stabilitet, og et tverrsnitt mindre enn Thoma-tverrsnittet vil i følge Nielsen (1990) gi en uendelig stor amplitude, det vil si en ustabil resonanssvingning. For å oppnå tilstrekkelig demping av massesvingningene anbefaler Guttormsen et horisontalt areal på omtrent $1,5 \cdot A_{TH}$ (Guttormsen 2006).

Thoma-tverrsnittet er utledet for en åpen svingesjakt. For å kunne bruke denne formelen for luftputekammer innføres ekvivalent tverrsnitt. Ekvivalent tverrsnittsareal A_{ekv} er definert som tverrsnittsarealet for en åpen svingesjakt med samme stabilitet som en luftpute med luftvolum V_o . Formelen for ekvivalent tverrsnittsareal er

$$A_{ekv} = \frac{1}{\frac{1}{A_o} + \frac{n \cdot h_{po}}{V_o}} \quad (3.6)$$

der A_o er areal for vannflaten i luftputekammeret, n er polytropisk eksponent og h_{po} er absolutt lufttrykk i meter vannsøyle.

Ved å løse for V_o i ligning (3.6) og sette A_{ekv} lik $1,5 \cdot A_{TH}$ får vi et uttrykk for minimum luftputevolum:

$$V_{\min} = \frac{n \cdot h_{po}}{\frac{2\alpha gH_e}{1,5LA_T} - \frac{1}{A_o}} \quad (3.7)$$

For korte og moderat lange tilløpstunneler bestemmes nødvendig luftputevolum av gjeldende stabilitetskrav. For veldig lange tilløpstunneler vil størrelsen på trykkøkning ved lastavslag bestemme størrelsen på luftputen (Goodall et al. 1988).

Det samles relativt lite luftmasse naturlig i kammeret ved oppstart av kraftverket eller etter tømning av tunnelsystemet (Goodall et al. 1988). For å etablere en luftpute i kammeret må det derfor føres inn luft etter at tunnelsystemet er fylt med vann. Luftinnføringen skjer ved bruk av en eller flere luftkompressorer. Vannivået i kammeret er en funksjon av luftmasse, lufttrykk og temperatur (Goodall et al. 1988). Når luftmassen økes blir vannflaten i kammeret presset nedover. Når trykket i luftputen øker uten at luftmassen endres, for eksempel ved forhøyet magasin vannstand, blir luftvolumet mindre og vannflaten beveger seg oppover. Vannivået kan også påvirkes av temperatur ved at luftvolumet øker med økende temperatur, og omvendt. Temperaturen i et bergrom er imidlertid ganske stabil gjennom hele året. Bunnivå for luftputekammeret bestemmes ut fra største beregnede nedsving for vannet fra nederste tillatte vannivå. Det anbefales en vanddybde på 1,5-2,0 m under laveste nedsving, noe som er vanlig praksis i Norge (Hu et al. 2007).

4 Feltnålinger

4.1 Oksla kraftverk

Dam og kraftstasjon

Feltnålingene ble utført på Oksla kraftverk i Tyssedal i Odda kommune, Hordaland. Kraftverket ble satt i drift i 1980, og overtok produksjonen fra kraftverket Tysso I og Skjeggedal kraftverk. Tysso I ble nedlagt, og Skjeggedal ble ombygd til en ren pumpestasjon (Tyssefaldene 2006). Kraftstasjonen i Oksla utnytter et fall på maksimalt 465 m mellom Ringedalsvatnet (figur 9) og Sørfjorden, og har én vertikal francisturbin med nominell effekt på 228 MW. Ringedalsvatnet er oppdemt av Ringedalsdammen (figur 10) og har en magasinkapasitet på 407 mill. m³. Reguleringshøyden varierer mellom HRV på 465 m.o.h. og LRV på 373,1 m.o.h. (Statkraft 2009). Midlere årsproduksjon er omtrent 900 GWh. Eiere er AS Tyssefaldene, som igjen eies av DNN Industrier AS (40 %) og Statkraft (60 %). Tyssefaldenes anlegg omfatter flere kraftstasjoner med nedslagsfelt i den sørvestre delen av Hardangervidda. Det samlede nedslagsfeltet utgjør 420 km², og midlere årstilløp for feltet er på 820 mill. m³.



Figur 9 Ringedalsvatnet (465 m.o.h.) sett fra Ringedalsdammen (Foto: april 2013)

Ringedalsdammen er en gravitasjonsdam i betong, forblendet med håndhugget granitt. Dammen sto ferdig i 1928, med en lengde på 520 m og største høyde på 33 m. På grunn av lekkasjeproblemer ble det i årene 1929-1931 bygget en ny damplate på innsiden av den eksisterende dammen. Damplaten ble støpt to meter fra den opprinnelige dammen, og støttes av 1700 horisontale bjelker (Tyssefaldene 2006).



Figur 10 Ringedalsdammen sett fra nedstrøms side (Foto: mars 2013)

Geologi

Bergarten på damstedet består av granitt-gneis. Fjellet har lav permeabilitet og lite oppsprekking. Vertikal fjelloverdekning for luftputekammeret er 645 m. Minste overdekning er omtrent 450 m, noe som gir en sikkerhetsfaktor mot hydraulisk jekking på rundt 1,9 (Goodall et al. 1989).

Vannvei

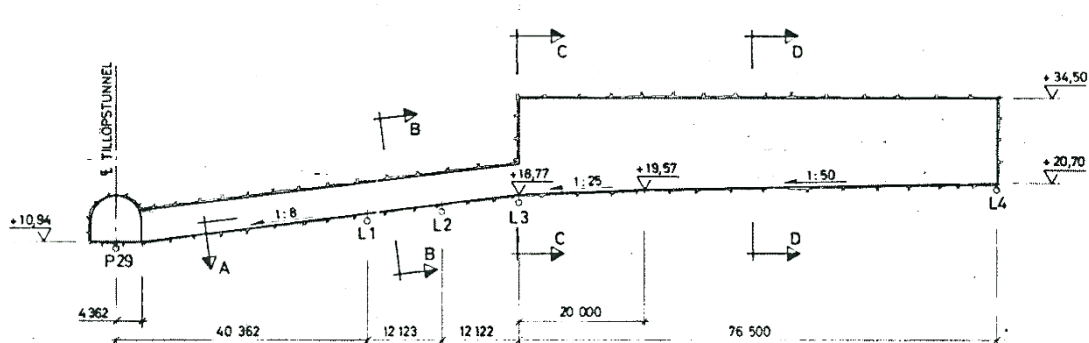
Tilløpstunnelen er omtrent 3,8 km lang, med et tverrsnitt på 40 m^3 . De første 3,57 km er fjelltunnel med konvensjonell utforming, mens resten av vannveien inn mot turbinen er lagt i rør. Inntaket ligger på kote 366 m.o.h., turbinen på kote -10 m.o.h. og utløpet på kote -8 m.o.h.

I avløpstunnelen er det laget en saltvannsperre som skal beskytte mot saltvannsinnntrengning fra fjorden. Denne sperren består av en terskel på bunnen av tunnelen, med utsprengt volum i fjellet over. I utsprengningen er det en kompressor som drar ut luft ved oppstart slik at man ikke skal få luftlommer i vannveien. På bakgrunn av samtaler med driftspersonellet på Oksla antas det at dette ikke vil påvirke strømmingen i avløpstunnelen annet enn ved oppstart, og det ses derfor bort fra sperren ved oppbygging av den numeriske modellen i LVTrans.

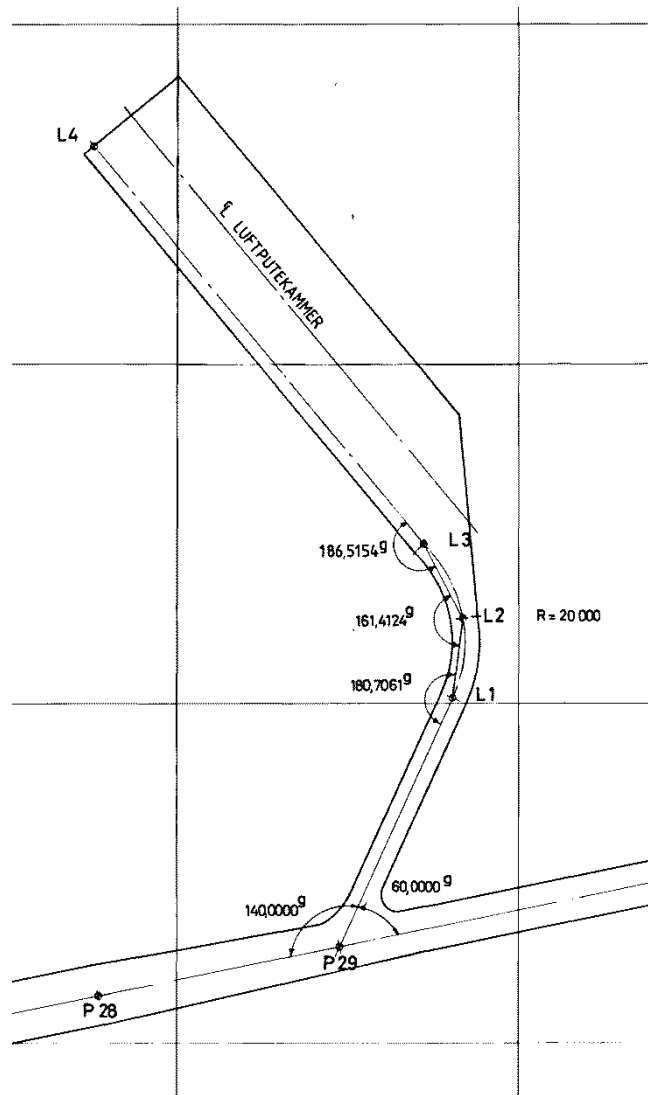
Luftputekammer

Luftputekammeret ligger omtrent 350 m oppstrøms turbinen, og er tilkoblet vannveien med en tunnel på omtrent 90 m og tverrsnitt på $18,3 \text{ m}^2$. Kammeret har et totalt volum på $18\,000 \text{ m}^3$, og av dette er omtrent $12\,000 \text{ m}^3$ luft.

Tverrsnitt av vannveien kan ses til venstre i figur 11. Som en ser i figuren møtes vannveien og tilkoblingstunnelen på kote 10,94 m.o.h.



Figur 11 Lengdesnitt av luftputekammeret på Oksla. Tegning fra Statkraft



Figur 12 Horisontalsnitt luftputekammer. Tegning fra Statkraft

På grunn av fjellets lave permeabilitet har det ikke vært store problemer med lufttap på Oksla. I følge driftspersonellet på Oksla utføres det påfylling av luft omtrent én gang i året. Det er installert tre luftkompressorer med en total kapasitet på $290 \text{ Nm}^3/\text{h}$ (Goodall et al. 1989).

4.2 Måleutstyr og oppsett

Tilløpstunnel

For måling av trykksvingninger i tilløpstunnelen ble det brukt en trykkcelle av typen Digiquartz Pressure Transducer med serienummer 12153, lånt av Sintef Byggforsk. Trykkcellen har målenøyaktighet på 0,040 % for trykk over 400 psi \approx 281 mVs (Paroscientific 2010), som er det aktuelle måleområdet i denne oppgaven. Trykket måles i absolutt trykk, det vil si inkludert omgivende trykk som i dette tilfellet er atmosfæretrykket. Trykkcellen tåler absolutt trykk opp til 3000 psi \approx 2109 mVs (Paroscientific 2010).



Figur 13 Montasje for trykkmålinger i tilløpstunnelen på Oksla kraftverk

Figur 13 viser et oversiktsbilde av montasjen. Trykkcellen er koblet til vannveien via en eksisterende ventil på oversiden av røret like oppstrøms kuleventilen. Kuleventilen vises til høyde i bildet, og turbinen ligger på høyre side utenfor bildet. Trykkcellen ble koblet til ventilen med en hydraulisk slange. I den andre enden av cellen sendes det måleverdier til en PC via et elektronikkort som omregner måleverdiene fra frekvens til mVs (A. Storler, e-

post, 19.4.2013). Måleverdiene registreres på PC-en med et loggeprogram fra Sintef Byggforsk. Loggefrekvensen ble satt til hvert andre sekund. I omregningen av måleverdiene til mVs brukes standardverdier for vannets tetthet (ρ) og tyngdeakselerasjonen (g). For å få riktige måleverdier må de justeres for lokal tyngdeakselerasjon og riktig massetetthet for vannet avhengig av temperatur. Standardverdiene for ρ og g og lokale verdier for målestedet er nærmere omtalt i forbindelse med justering av måleverdiene i kapittel 4.6.

Figur 14 viser trykkcellen under målingene. Trykkcellen er veldig følsom for forstyrrelser, og enhver bevegelse underveis i målingene vil potensielt kunne påvirke måleverdiene. For å unngå dette ble trykkcellen teipet fast til betonggulvet.



Figur 14 Trykkcellen ble teipet fast til gulvet under målingene for å unngå forstyrrelser

Luftputekammer

Det var installert et relativt nytt utstyr (Sutron-enhet) for måling av vannivået i luftputekammeret på Oksla. Det nye utstyret var imidlertid ikke klargjort for tilkobling til PC for logging av verdier, og det ble heller ikke overført måleverdier til driftssentral eller kraftstasjon. Under befaring på Oksla ble det i tillegg observert at displayverdien på det nye utstyret ikke reagerte ved lastendringer. Klargjøring for logging av dette utstyret ville dermed inkludert justering og kalibrering av måleenheten. Dette ble ikke gjennomført.

Det fantes også et eldre måleutstyr (Skand-instrument) for vannivået i luftputekammeret. Dette utstyret var det ingen tilkoblingsmulighet på, men verdiene så ut til å variere riktig i forhold til lastendringer. For registrering av vannivået i luftputekammer ble det derfor valgt å filme verdiene på displayet til Skand-instrumentet under lastendringene. Verdiene ble i etterkant ført inn i Excel. Måleverdiene ble oppdatert omtrent hvert tredje sekund, men det var ikke alltid nøyaktig tre sekunder mellom hver oppdatering. Verdiene ble likevel ført inn med tre sekunders mellomrom i Excel.



Figur 15 Instrumentkasse for måling av vannivå i luftputekammeret

Skand-instrumentet består av to sonder og en jernslave plassert inne i luftputekammeret, som via en multikabel er koblet til en instrumentkasse i montasjekammeret (figur 15). På sondene sitter det kullbiter med 5 cm vertikal avstand. Utstyret måler spenningen som oppstår mellom kullbitene og slaven. For å få korrekt vannivå telles antall målepunkter som er under vann, dette multipliseres med 5 cm (kullbitenes avstand på sonden) og adderes til 20,45 m, som er kotehøyden ved laveste vannivå. Instrumentkassen viser to displayverdier, en måleverdi for hver sonde. I følge driftspersonellet skyldes differansen mellom verdiene ulik plassering av sondene.

Vanndamp vil kunne gjøre målingene unøyaktige fordi man kan få utslag på metret selv om kullet ligger over vannspeilet. Bølger i kammeret vil også forstyrre målingene. Målenøyaktigheten for Skand-instrumentet er ± 5 cm (L. Guttormsen, e-post, 24.4.2013). Dokumentasjon for Skand-instrumentet finnes i vedlegg 2.

4.3 Kjøreplan

Planlegging av kjøreplan

I forkant av målingene ble det utarbeidet en kjøreplan for måledagen. Under målingene tillot Statkraft lokal styring av kraftverket slik at kjøreplanen kunne gjennomføres. LVTrans ble brukt i planlegging av kjøreplanen. Disse tidlige simuleringene uten kalibrering var noe unøyaktige, men LVTrans ble likevel betraktet som et nyttig hjelpemiddel for å anslå størrelse og varighet for massesvingningene.

Ved bruk av LVTrans for prosjektering av vannkraftverk er det viktig å vite om programmet klarer å beregne de største svingningene riktig, da det er disse som er dimensjonerende i utformingen av luftputekammeret. Det var derfor ønskelig å oppnå store amplituder på svingningene, og det ble derfor valgt relativt store lastendringer i kjøreplanen. Last mellom null og førti prosent ble unngått, da man vanligvis ikke ønsker å kjøre francisturbiner på for lav last. Det ble beregnet 5 timer til selve målingene, for å ha nok tid til opp- og nedrigging av utstyr.

Før kjøreplanen startet ble det utført en såkalt nullmåling, det vil si en måling med stengt turbin og stasjonære forhold i tunnelsystemet. Denne målingen ble gjort for å sjekke om det målte trykket stemte overens med den vertikale avstanden fra målepunkt til magasin vannstand (kalibrering). For å oppnå stasjonære forhold i tunnelsystemet ble kraftverket stengt kl. 06:00 på måledagen.

Det var usikkerhet rundt hvor lenge man burde vente mellom lastendringene; om man kunne vente til de verste svingningene var over eller om svingningene burde være helt dempet før neste lastendring ble gjort. Det ble gjort

simuleringer i LVTrans for begge alternativer, og det ble fastslått at svingningene ved en lastendring ble påvirket av om svingningene for den forrige lastendringen var helt dempet ut eller ikke. Med tanke på at målingene skulle kalibreres i LVTrans i etterkant ble det derfor bestemt å lage en kjøreplan hvor svingningene dempes helt ut før neste lastendring, slik at man slipper unødvendige feilkilder ved sammenligning av beregninger og målinger. Det ble besluttet å vente én time mellom hver lastendring.

Endelig kjøreplan

Etter flere simuleringer med ulike inngangsparametre ble den endelige kjøreplanen som vist i tabell 1. Lastene er oppgitt som prosent av 206 MW, da dette ble oppgitt som høyeste last for kraftverket i praksis.

Tabell 1 Endelig kjøreplan for feltmålingene på Oksla kraftverk

Fra kl.	Til kl.	Effekt [MW]	Prosent av 206 MW
06:00	09:00	0	0 %
09:00	10:00	82	40 %
10:00	11:00	124	60 %
11:00	12:00	185	90 %
12:00	13:00	103	50 %
13:00	14:00	206	100 %
14:00	14:15	0	0 %

4.4 Gjennomføring av målinger

Feltmålingene ble utført 5. april 2013. Lastendringene ble gjort fra kraftverkets kontrollrom, og effekten ble regulert ved å endre regulatorens setpunkt. Faktisk oppnådd effekt avvek noe fra setpunktet, og det ble derfor forsøkt å justere setpunktene for å få de planlagte verdiene i kjøreplanen. Til tross for justeringene lyktes det ikke å treffe akkurat på de planlagte verdiene fra kjøreplanen. Dette har imidlertid ingen store konsekvenser, da simuleringene som gjøres i etterkant kjøres etter den målte effekten. Fullt avslag ble gjort ved å åpne effektbryteren. Observasjon av servoen under fullt avslag bekreftet en lukketid på 10 s.

4.5 Kalibrering av trykkcelle

Kalibrering av trykkcellen ble gjennomført 17. april 2013, i etterkant av målingene på Oksla kraftverk. Før og etter feltmålingene på Oksla viste trykkcellen et absolutt lufttrykk på 259,72 mVs, selv om lufttrykket vanligvis er omtrent 1 atm=10,33 mVs. Det virket likevel som at trykkcellen responderte med riktig trykkøkning ved påkobling til vannvei, og det ble konkludert med at det antagelig var en «offset»-feil, det vil si en konstantfeil i loggeprogrammet.

Kalibreringen av trykkcellen ble utført i samarbeid med Terje Løvseth hos Rainpower ASA. Trykkcellen ble koblet til et apparat som setter på et angitt trykk ved hjelp av nitrogengass. Måleverdiene fra trykkcellen ble registrert på samme måte som under feltmålingene. Verdien på kalibreringsapparatet og fra trykkcellen er vist i tabell 2.

Tabell 2 Måleverdier fra kalibrering av trykkcelle

Ref.trykk [mVs]	Målt trykk [mVs]	Δ mVs	Endring i feil fra første verdi [%]
10.124	251.16	241.04	-
389.703	629.7	240.00	0.00 %
436.743	676.65	239.91	0.02 %
485.628	725.45	239.82	0.04 %
509.564	749.31	239.75	0.05 %
551.607	791.28	239.67	0.06 %

Under kalibreringen hadde trykkcellen omtrent samme måleavvik for både høye og lave trykk, noe som bekrefter at feilen i trykkcellen kun var en offset-feil. Det ble dermed antatt at måleverdiene fra feltmålingene er riktige så lenge det korrigeres for offset-feilen. Den øverste raden i tabell 2 viser måling av lufttrykket før det ble påsatt trykk. Denne verdien er utelatt ved beregning av prosentvis feil, fordi nøyaktigheten for kalibreringsutstyret i følge Terje Løvseth ikke er like stor for lavt trykk som for høyt.

Lufttrykket som ble målt under kalibreringen var ulikt det som ble målt ved feltmålingene. Dette kan skyldes endring i både lufttrykk og temperatur. Dette gjør at differanseverdiene fra kalibreringen ikke kan brukes direkte for å korrigere verdiene fra feltmålingene. I stedet brukes lufttrykket som ble målt

på Oksla (259,72 mVs). De korrigerede verdiene vil da vise relativt trykk, fordi det også korrigeres for atmosfæretrykket.

4.6 Korreksjon av måleverdier

Offset-feil i trykkcelle

Før trykkcellen ble koblet på vannveien ble atmosfæretrykket målt. Loggeprogrammet viste da en verdi på 259,72 mVs, mot normalt atmosfæretrykk på omtrent 10,33 mVs. Som nevnt i kapittel 4.5 viste kalibrering av trykkcellen i etterkant av målingene at dette kun var en offset-feil. Det ble derfor trukket fra 259,72 mVs for alle måleverdiene. Denne justeringen gir måleverdier i relativt trykk, da atmosfæretrykket også blir trukket fra. Dette gjør det enklere å sammenligne verdiene med simuleringene i LVTrans, som gis i mVs over valgt sted i røret.

Lokal tyngdeakselerasjon og tetthet

Som omtalt i kapittel 4.2 omregnes måleverdiene til mVs i elektronikkortet. Til dette trengs verdier for vannets tetthet (ρ) og tyngdeakselerasjonen (g). Verdiene i elektronikkortet er satt til $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ og $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$, som er de internasjonale standardverdiene (International Electrotechnical Commission 1991).

For å få riktige måleverdier i mVs må de loggede verdiene justeres for lokal tyngdeakselerasjon på målestedet, og riktig massetetthet for vannet avhengig av temperatur. Lokal tyngdeakselerasjon finnes av formelen på side 369 i IEC 60041 (International Electrotechnical Commission 1991):

$$g_{lok} = 9,7803(1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z$$

g_{lok} = lokal tyngdeakselerasjon [m/s²]

φ = breddegrad [°]

z = høyde [m.o.h.]

I Tyssedal er φ lik $60,13^\circ$ N (Kartverket 2013). For z brukes gjennomsnittlig høyde mellom trykkcelle og magasin vannstand:

$$z = -13,20 + \frac{445,80 - (-13,20)}{2} = 216,30$$

Dette gir en lokal tyngdeakselerasjon på

$$g_{loc} = 9,7803(1 + 0,0053 \sin^2(60,13^\circ)) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot 216,30 = 9,81863$$

Heretter brukes g_{loc} i beregningene, og blir bare kalt g .

Standardverdien $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ gjelder for ferskvann ved 4°C . Det ble ikke utført måling av vanntemperatur under feltmålingene. Det ville uansett vært vanskelig å bestemme gjennomsnittlig temperatur i vannveien basert på målinger fra magasinet. 4°C virker imidlertid sannsynlig for målingene utført 5. april, og måleverdiene er derfor ikke justert med hensyn på tetthet.

For å korrigere målingene for riktig tetthet og tyngdeakselerasjon ganges verdiene med:

$$\frac{1000}{\rho_{reell}} \cdot \frac{g_{loc}}{9,80665} = \frac{1000}{1000} \cdot \frac{9,80665}{9,81863} = 0,99878$$

Magasin vannstand

Friksjonsfaktoren blir i kapittel 6.4 beregnet på bakgrunn av målt falltap. Falltapet finnes som forskjellen mellom målt trykk og vertikal avstand fra trykkcellen til magasinnivå. Målt trykk i tabell 12 er justert for offset-feil og lokal tyngdeakselerasjon som beskrevet i kapittel 4.6. Kotehøyde for trykkcellen under målingene var $-13,2$ m.o.h. Ved stillstand, vist som lasttilfellet med 0 MW i tabell 3, skal falltapet være 0 m. Da målingene likevel ga 4,08 m falltap ved 0 MW ble verdiene justert for å få null falltap ved stillstand, det vil si at alle magasin vannstandene ble redusert med 4,08 m.

Tabell 3 Magasin vannstand justert for å få null falltap ved stillstand

Tid	Timesnitt effekt	Målt trykk	Magasin- vannstand fra driftssentral	Vertikal avstand fra magasin til trykkcelle	Falltap	Justert magasin- vannstand
[hh:mm]	[MW]	[mVs]	[m.o.h.]	[m]	[m]	[m.o.h.]
08:00-09:00	0.0	458.73	449.63	462.81	4.08	445.53
09:00-10:00	85.5	456.40	449.64	462.83	6.43	445.55
10:00-11:00	134.8	453.09	449.65	462.84	9.76	445.56
11:00-12:00	188.3	447.67	449.64	462.85	15.17	445.57
12:00-13:00	94.6	455.95	449.65	462.84	6.89	445.56
13:00-14:00	204.6	445.30	449.65	462.85	17.55	445.57

Grunnen til at målingene først viste falltap ved stillstand kan være feil i vannstandsmålingene eller ulikt referansenivå for kotehøyder i kraftstasjon og for vannstandsmålingene. I følge driftspersonell på Oksla (L. Guttormsen, e-post, 13.5.2013) er det en lokal forskjell på +1,07 m fra NN1954 for Ringedalsvatnet. Dette forklarer ikke forskjellen på 4,08 m. En eventuell komprimering av vannsøylen vil heller ikke kunne forklare avviket, da dette ville gitt en lavere magasin vannstand for samme trykk. I videre beregninger benyttes derfor magasin nivå justert i forhold til kotehøyder i kraftstasjonen, det vil si magasin vannstand fra driftssentral minus falltap ved stillstand.

Hastighetshøyde

Det målte trykket ved $v > 0$ vil være lavere enn for den samme vannsøylen ved $v = 0$. Falltapedet er hovedgrunnen til dette, men vannhastigheten vil i tillegg

redusere det målte trykket med hastighetshøyden $\frac{v^2}{2g}$ (Crowe, Elger, og

Roberson 2005). Ved beregning av friksjonskoeffisienten ønsker man å finne ut hvor mye trykk som har gått med til falltap ved å sammenligne målt trykk og vertikal avstand fra trykkcellen til vannoverflaten i magasinet. En slik sammenligning vil indikere større falltap enn det som er tilfelle på grunn av at hastighetshøyden reduserer trykket i målingene. Hastighetshøyden må derfor legges til det målte trykket, det vil si trekkes fra det registrerte falltapedet. Dette må ikke forveksles med justering som gjøres i simuleringene, der hastighetshøyden trekkes fra verdiene i LVTrans for å etterligne det virkelige veggtrykket i målingene.

5 Numerisk modellering

5.1 LVTrans

LVTrans er et transient simuleringsprogram for beregning av væskefylte rørsystemer. Programmet er av generell karakter og kan brukes til alle slags systemer med væskefylte rør, samt åpne kanaler. Det har blant annet blitt brukt i ulike prosjekter i Nordsjøen, blant annet brannvannsystemer, kjølevannsystemer og akustiske beregninger i gassrør (Svingen 2007). Programmet er imidlertid spesiallaget for vannkraftsystemer, og kan blant annet brukes til stabilitets- og svingeberegninger både ved prosjektering av nye anlegg og effektutvidelse av eksisterende anlegg (SINTEF Energi 2012).

Programmet

Den numeriske modellen bygges opp med en såkalt «point and click»-metode. De ulike vannkraftelementene, for eksempel overvann, undervann, rør, svingesjakt og turbin, er laget som selvstendige objekter i LVTrans. For å lage en modell av et virkelig system kobler brukeren de ulike elementene sammen slik de er i virkeligheten. Det må være et rørelement mellom hvert av de andre elementene. Geometriske data som tverrsnittsareal, lengde og kotehøyde er inngangsparametre for hvert rørelement, og det settes inn egne elementer for singulærtap.

LVTrans er programmert i LabVIEW, og bruker LabVIEWs grensesnitt for bygging av systemer og ved kjøring av simuleringene. Man kan si at LVTrans er en pakke med selvstendige elementer, og LabVIEW brukes til å sette sammen disse elementene. For å bruke LVTrans må derfor LabVIEW versjon 8.0 eller høyere være installert på samme maskin (Svingen 2007).

LVTrans er utviklet av Bjørnar Svingen for SINTEF Energiforskning i samarbeid med blant annet Statkraft, og er under konstant utvikling. Kildekoden til programmet ligger åpen og kan endres. Det vil si at man kan gå inn og endre på elementene eller lage helt nye elementer etter behov (Svingen 2007). Dette er vanligvis ikke nødvendig, men kan være nyttig dersom man har behov for spesielle elementer som ikke finnes fra før. I forbindelse med denne oppgaven

er det utviklet et eget element for luftputekammer. Tidligere fantes det bare for åpen svingesjakt.

Luftputeelement

Tidligere var åpen svingesjakt med konstant eller varierende tverrsnitt det eneste alternativet for svingekammer i LVTrans. I samarbeid med veileder Kaspar Vereide ble det i løpet av våren 2013 laget et eget element for luftputekammer. Kaspar laget scriptet i elementet, og jeg kjørte simuleringer med elementet inkludert i Oksla-modellen for å se hvordan trykk, volum og vannivå i kammeret responderte på ulike lastendringer. Etter flere runder med testing og endring av script responderte luftputeelementet til slutt som forventet. For beregning av trykket i vannveien tas det hensyn til vekten av vannsøylen i tilkoblingstunnelen. Dette beregnes ut fra forskjell i kotehøyde mellom vannflaten i kammeret og de to tilsluttende rørene. Det tas ikke hensyn til lengden av tilkoblingstunnelen. Det ble forsøkt å modellere luftputekammeret med et T-rør fra vannveien, men av ukjente grunner fungerte ikke modellen med denne løsningen. Det ble ikke gjort videre forsøk på å få denne løsningen til å fungere, da tilkoblingstunnelen i dette tilfellet utgjør kun 2,5 prosent av vannveien oppstrøms luftputekammeret, og ikke vil ha stor betydning for massesvingningene.

Simuleringer

Turbinen i LVTrans styres av en PID-regulator (proporsjonal-integral-derivat). Regulatoren består av tre deler; et P-ledd, et I-ledd og et D-ledd. For disse leddene trengs det henholdsvis tre konstanter i LVTrans; K_p , T_i og T_d . P-leddet gir et pådrag som er proporsjonalt med reguleringsavviket, I-leddet samler opp avviket over tid og regulerer med hensyn på dette, og D-leddet vurderer om avviket øker eller minker, og regulerer med hensyn på dette. Størrelsen på K_p , T_i og T_d avgjør hvor stor betydning de ulike leddene skal ha for reguleringen. Regulatoren prøver hele tiden å få avviket mellom skal-verdi og er-verdi til å bli så lite som mulig. Pådraget endres ved at regulatoren åpner eller lukker turbinens ledeskovler.

Last og vannstand kan justeres underveis i simuleringene. Ved oppstart av en simuleringsøkt bør programmet kjøres en stund til forholdene stabiliserer seg, før det gjøres noen endringer. Før start velges initiell vannføring og effekt, og

når programmet har stabilisert seg vil vannføringen ha tilpasset seg effekten. Det vil være en differanse mellom setpunkt (SP) og prosessverdi (PV, faktisk oppnådd effekt) for lasten i PID-elementet. For en virkelig PID-regulator oppstår denne differansen på grunn av transiente forstyrrelser. I LVTrans blir PV beregnet basert på et antatt forhold mellom SP og PV. SP må derfor justeres manuelt for å oppnå ønsket PV (B. Svingen, e-post, 29.5.2013). Effekten som styres i PID-elementet gjelder for generatoren.

Simuleringene blir fremstilt som grafer i hvert element mens programmet kjører. I tillegg kan alle beregnede data logges ved å trykke på log-knappen i hvert element. Tidsseriene blir da logget i egne tekstfiler i LVTrans-mappa. Loggeintervall for hvert element velges av brukeren.

Brukeren har tre simuleringshastigheter å velge mellom; reell, 2X, 10X og max. Det vil si at man enten kan kjøre simuleringene i reell tid, slik at man kan følge med på resultatet mens simuleringene pågår, eller man kan øke simuleringshastigheten. 2X og 10X står for to og ti ganger reell hastighet, og max gir maksimal hastighet ut fra maskinens kapasitet. Det er mulig å pause simuleringene underveis.

For mer informasjon om LVTrans henvises det til brukermanualen (Svingen 2007) og *Dokumentasjon for LVTrans* (Svingen 2003), som begge ligger i LVTrans-mappen ved installasjon av programmet.

Beregninger

De matematiske modellene som beskriver strømmingen i LVTrans er hovedsakelig hentet fra boka *Fluid Transients in Systems* (Wylie og Streeter 1993). Karakteristikkmetoden, vist i kapittel 5.1.1, blir benyttet for å løse de partielle differensialligningene for elastisk rørstrømning. Beregningsmetoden i kapittel 2 vil på grunn av forenklinger være noe unøyaktig, mens karakteristikkmetoden vil gi en løsning som er tilnærmet analytisk eksakt. Differensialligningene ligger innbakt i hvert enkelt element i LVTrans.

Beregningene med karakteristikkmetoden skjer raskt og simuleringene tar kun noen få minutter, avhengig av størrelsen på tidsrommet man skal simulere og valg av simuleringshastighet og beregningstidsskritt. Tidsskritt for beregningene velges av brukeren, for eksempel 1 s, 0,1 s eller 0,01 s. Den

fysiske oppførselen til resten av elementene i LVTrans er hentet fra annen litteratur, blant annet er turbinene modellert etter professor Torbjørn K. Nielsens metode, (Nielsen 1990) og (Nielsen og Rasmussen 1992), som bygger på Eulers turbinligning.

5.1.1 Karakteristikkmetoden

Karakteristikkmetoden er en numerisk metode for løsning av ligningene for elastisk rørstrømning; bevegelsesligningen og kontinuitetsligningen, definert som ligning L_1 og L_2 nedenfor:

$$\text{Bevegelsesligningen:} \quad L_1 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (5.1)$$

$$\text{Kontinuitetsligningen:} \quad L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5.2)$$

der H er trykkhøyden, v er midlere hastighet, f er Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor, D er rørdiameter og a er forplantningshastigheten for trykkbølgen. Det antas at $v \ll a$ og at svingningene i røret er longitudinelle, det vil si endimensjonale i lengderetningen.

Ligning L_1 og L_2 kombineres ved å innføre en ukjent faktor λ slik at

$$L_1 + \lambda L_2 = 0 \quad (5.3)$$

Ved å sette inn uttrykkene for L_1 og L_2 i ligning (5.3) får man

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f \frac{v|v|}{2D} + \lambda \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} \right) = 0$$

som kan omskrives til

$$\lambda \left(\frac{\partial H}{\partial x} \frac{g}{\lambda} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \lambda \frac{a^2}{g} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (5.4)$$

Både H og v er funksjoner av x og t . Hvis x settes til å være en funksjon av t gir kjerneregelen at

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t} \quad (5.5)$$

og

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (5.6)$$

Dersom man setter

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \lambda \cdot \frac{a^2}{g} \quad (5.7)$$

og bruker dette i ligning (5.5) og (5.6) kan ligning (5.4) skrives som en ordinær differensialligning:

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (5.8)$$

Ligning (5.7) kan også skrives som

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (5.9)$$

Ved å sette dette uttrykket for λ tilbake i ligning (5.7) får man et uttrykk for sammenhengen mellom x og t :

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (5.10)$$

Fortegnet i ligning (5.9) og (5.10) må stemme overens, det vil si at positiv verdi av λ i ligning (5.9) gir positiv verdi av $\frac{dx}{dt}$ i ligning (5.10) og omvendt.

Innsetting av positiv og negativ verdi av λ i ligning (5.8) gir to sett med ligninger:

$$\text{Ligningssett } C^+: \quad \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (5.11)$$

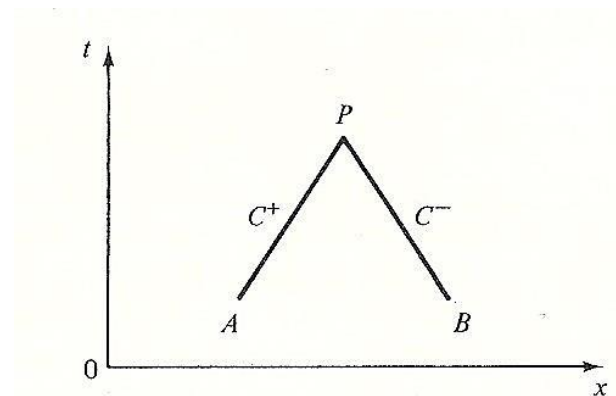
$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (5.12)$$

$$\text{Ligningssett } C^-: \quad -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (5.13)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (5.14)$$

De to verdiene av λ har nå diskretisert de to partielle differensialligningene, L_1 og L_2 , til to ordinære differensialligninger. Ligningssett C^+ gjelder når trykkbølgen forplanter seg *med* strømmen, og ligningssett C^- gjelder når trykkbølgen forplanter seg *mot* strømmen.

Figur 16 viser ligning (5.12) og (5.14) plottet som to rette linjer i xt -planet. Disse linjene kalles karakteristikkene. Ligning (5.11) og (5.13), også omtalt som kompatibilitetsligningene, er gyldige langs den tilhørende karakteristikken.



Figur 16 Karakteristikkene som kompatibilitetsligningene er gyldige langs. Figur hentet fra *Fluid Transients in Systems* (Wylie og Streeter 1993)

Samtidig som det sendes trykkbølger fra ventilen som lukkes, skjer det en refleksjon av trykkbølgene fra nærmeste vannspeil. For et gitt punkt i

vannveien må ligningssett C⁺ og C⁻ gi samme verdier for trykk og hastighet. Vi har dermed to ligninger med to ukjente.

Ved å multiplisere ligning (5.11) og (5.13) med $\frac{a \cdot dt}{g}$ og innføre $v = \frac{Q}{A}$ får vi

$$dH + \frac{a}{gA} dQ + \frac{f dx}{2gDA^2} Q|Q| = 0 \quad (5.15)$$

$$-dH + \frac{a}{gA} dQ + \frac{f dx}{2gDA^2} Q|Q| = 0 \quad (5.16)$$

I siste ledd er $a \cdot dt$ erstattet med dx . For ligning (5.15) går trykkbølgen fra A til P, dermed er $dH = H_P - H_A$. For ligning (5.16) går trykkbølgen fra B til P, og $dH = H_P - H_B$.

For å løse ligning (5.15) og (5.16) numerisk erstattes de med differanseligninger:

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f \Delta x}{2gDA^2} Q_P |Q_A| = 0 \quad (5.17)$$

$$H_P - H_B - \frac{a}{gA} (Q_P - Q_B) - \frac{f \Delta x}{2gDA^2} Q_P |Q_B| = 0 \quad (5.18)$$

Fortegnene er snudd i ligning (5.18).

Ved å løse for H_P kan ligning (5.17) og (5.18) skrives som:

$$C^+: \quad H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_P |Q_A| = 0 \quad (5.19)$$

$$C^-: \quad H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) + RQ_P |Q_B| = 0 \quad (5.20)$$

der $B = \frac{a}{gA}$ er en funksjon avhengig av fysiske egenskaper for væsken og røret

og $R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$ er rørets friksjonskoeffisient. Ligning (5.19) og (5.20) beskriver

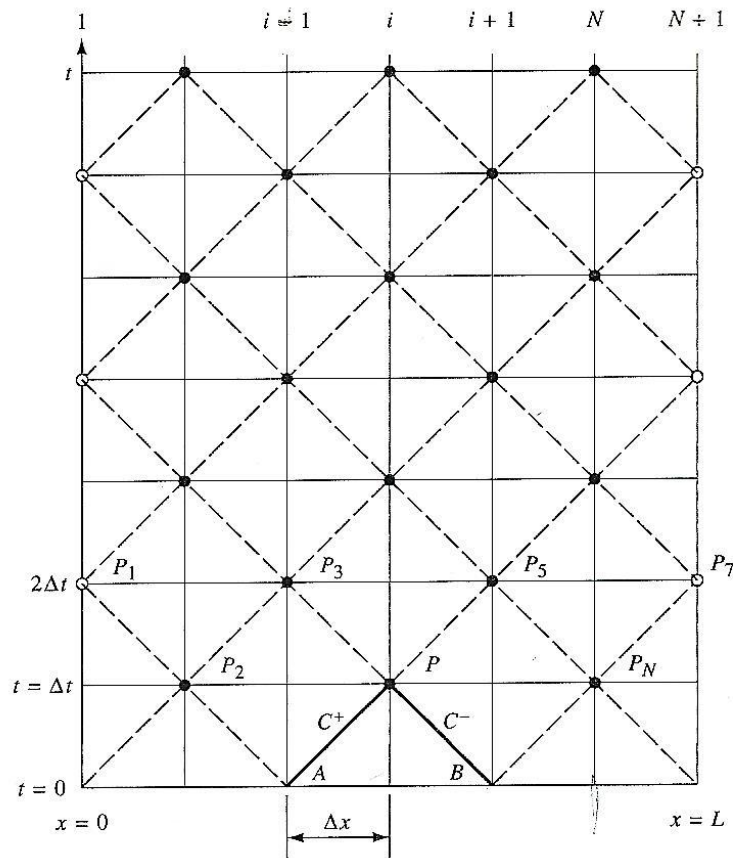
den transiente utbredelsen av hydraulisk trykkehøyde og strømming i et rør.

Siden vannføringen er lik i hele røret kan vi sette $Q_A = Q_B = Q_P$.

$RQ_P |Q_A| = RQ_P |Q_B|$ er det stasjonære friksjonstapet over lengden Δx . Ofte vil H_A ,

H_B , Q_A og Q_B være kjent ved $t = t_0$. Løsningen består i å finne Q_P og H_P for

tidspunkt $t = t_0 + \Delta t$, se figur 17.



Figur 17 Rutenett for løsning av rørstrømming med karakteristikkmetoden. Figur hentet fra *Fluid Transients in Systems* (Wylie og Streeter 1993)

For et punkt P med plassering i løses kompatibilitetsligningene samtidig for de ukjente variablene Q_i og H_i . Ligning (5.19) og (5.20) kan skrives på en enklere form:

$$C^+: \quad H_i = C_P - B_P Q_i \quad (5.21)$$

$$C^-: \quad H_i = C_M + B_M Q_i \quad (5.22)$$

Koeffisientene C_P , B_P , C_M og B_M er dermed kjente konstanter for forrige tidsskritt:

$$\begin{aligned} C_P &= H_{i-1} + B Q_{i-1} \\ B_P &= B + R |Q_{i-1}| \end{aligned} \quad (5.23)$$

$$\begin{aligned} C_M &= H_{i+1} - B Q_{i+1} \\ B_M &= B + R |Q_{i+1}| \end{aligned} \quad (5.24)$$

Ved å eliminere Q_i i ligning (5.21) og (5.22) får vi først en løsning for H_i :

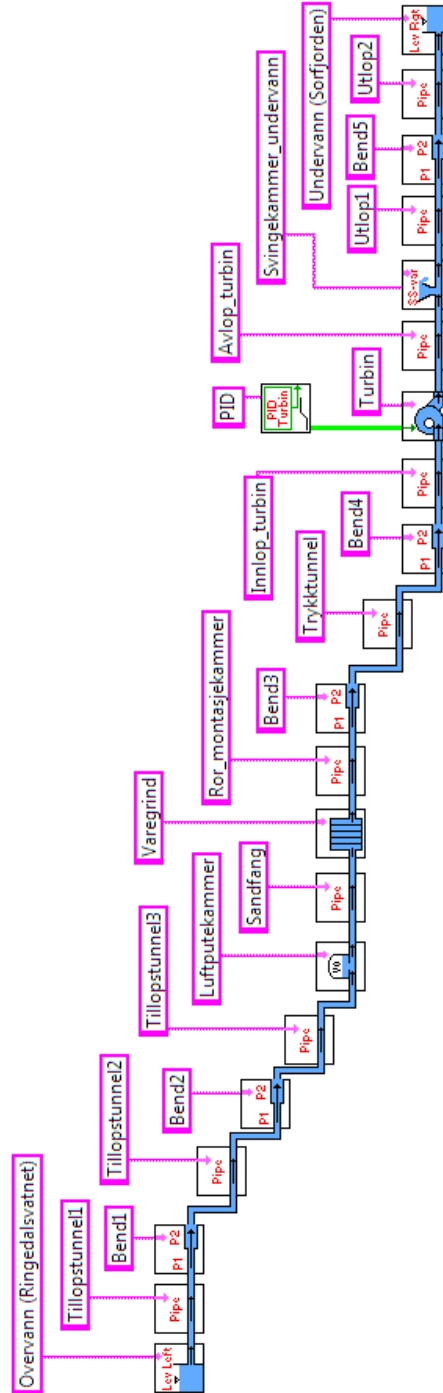
$$H_i = \frac{C_P B_M + C_M B_P}{B_P + B_M} \quad (5.25)$$

Deretter kan Q_i finnes direkte fra ligning (5.21) eller (5.22), eller fra

$$Q_i = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (5.26)$$

5.2 Numerisk modell

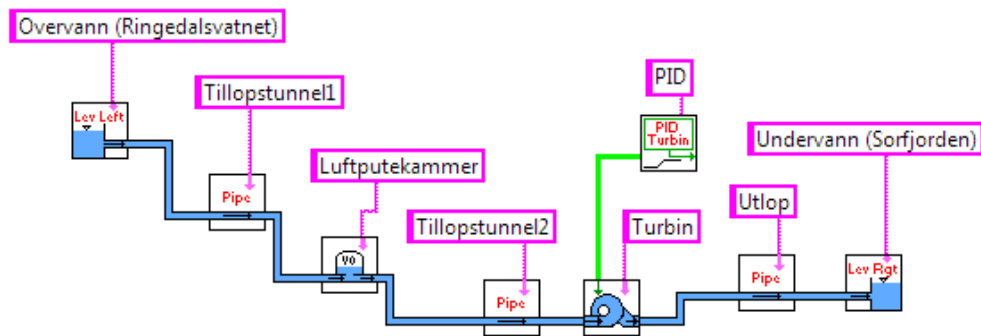
Opprinnelig modell



Figur 18 Numerisk modell av Oksla kraftverk i LVTrans

Forenklet modell

Det gjøres også simuleringer med en forenklet numerisk modell, vist i figur 19. Hensikten med dette er å sjekke hvor godt resultat man kan oppnå med en enklere modell, som vil kreve mindre informasjonsinnhenting. Antall elementer er redusert fra 22 i den opprinnelige modellen til 8 i den forenklete.



Figur 19 Forenklet numerisk modell av Oksla kraftverk i LVTrans

Total lengde og tverrsnittsareal for vannveien er som i den opprinnelige modellen. Det skilles mellom vannvei før og etter luftputekammeret, det vil si at total lengde fra magasin til luftputekammer, og fra luftputekammer til turbin, er den samme som i den opprinnelige modellen. I den opprinnelige modellen består vannveien mellom luftputekammer og turbin av både fjelltunnel og rør. I den forenklete modellen er denne strekningen modellert som rør med $D=2,9$ m og $f=0,01$.

Singulærtapene som krevde egne elementer i den opprinnelige modellen er utelatt. Dette inkluderer alle retningsendringer (bend) og varegrind.

Singulærtap for inntak, utløp og luftputekammer er inngangsparametre for de aktuelle elementene, og er derfor inkludert i den forenklete modellen med de samme verdiene som i den opprinnelige.

6 Inngangsparametre for numerisk modell

I dette kapitlet foreligger beregninger og informasjonsinnhenting for å finne riktige inngangsparametre til den numeriske modellen i LVTrans. Alle lastendringene kjøres i samme simulering i LVTrans, og det er kun vannivå og effekt som justeres for hver lastendring. Dette betyr at det settes inn ett sett med initialverdier ved oppstart av programmet, og videre stiller disse parameterne seg inn automatisk. Initialverdiene settes inn for 40 % last, siden første lastendring som skal gjøres er 40-60 % (lastendringen 0-40 % utelates fra simuleringene, se kapittel 7). For vannføringen brukes $Q_0=22,78 \text{ m}^3/\text{s}$ for 40 % last, funnet i forbindelse med beregning av friksjonskoeffisienten (se vedlegg 7). Initialverdier for luftputekammeret er vist i kapittel 6.1.

For parametre som konstant for dynamisk friksjon (λ) og trykkforplantningshastigheten (a) brukes standardverdiene i LVTrans ($\lambda=500\ 000$ og $a=1200$). Beregning av a med formel (2.14) gir omtrent 1450 m/s , men i følge Nielsen (1990) er $a \sim 1200 \text{ m/s}$ i tunneler.

6.1 Geometri

Luftputekammer

Initielt vannivå i luftputekammeret velges på bakgrunn av måleverdiene for luftputekammeret. Vannivået svinger på grunn av bølger i luftputekammeret, og det er derfor tatt et gjennomsnitt av verdiene som opptrer før lastendringen. Initielt vannivå i luftputekammer er beregnet til å være:

$$Liq_kote_{int} = 24,49 \text{ m.o.h.}$$

Initielt luftvolum i kammeret beregnes ut fra vannivå og kjent sammenheng mellom vannivå og volum fra en tidligere rapport (Karterud 1979):
vannivå = $24,41 \text{ m.o.h.}$ og volum = $12\ 156 \text{ m}^3$. Overflatearealet er ut fra tegninger av luftputekammeret beregnet til å være 1337 m^2 . Initielt luftvolum ved $24,49 \text{ m.o.h.}$ blir dermed:

$$V_{init} = 12156 - (24,49 - 24,41) \cdot 1337 = 12049 \text{ m}^3$$

Initielt lufttrykk i kammeret er beregnet ut fra magasinnivå og falltap ved 40 % last, og vannivået i kammeret. Lufttrykket skal oppgis i absolutt trykk, derfor blir også atmosfæretrykket lik 10,33 mVs lagt til. Initielt lufttrykk blir:

$$P_{init} = 445,55 - 1,74 - 24,49 + 10,33 = 429,65 \text{ mVs}$$

Vannvei

I tabell 4 er tverrsnittsareal (A), diameter (D), våt omkrets (P), hydraulisk diameter (D_h) og lengde (L) for de ulike delene av vannveien vist.

Informasjonen er hentet fra tegninger og rapporter for Oksla kraftverk. Det ble funnet flere ulike verdier for tilløpstunnelens areal i ulike dokumenter, og verdiene lå mellom 40 og 43,8 m². Det ble valgt å bruke $A=40 \text{ m}^2$ fra dokumentet *Dempning av u-rørsvingninger - Etterberegning av målinger på Oksla kraftverk* (Nielsen 1983) siden dette var den nyeste kilden som ble funnet med tanke på A , og siden dette tverrsnittet var valgt på grunnlag av oppmålte profiler.

Tabell 4 Geometriske inngangsparametre for vannvei

Del av vannvei	$A \text{ [m}^2\text{]}$	$D \text{ [m]}$	$P \text{ [m]}$	$D_h \text{ [m]}$	$L \text{ [m]}$
Tilløpstunnel fjell	40.0	7.14	25.00	6.40	3571
Tilkoblingstunnel	18.3	4.83	15.10	4.85	90
Tilløptunnel rør	6.6	2.90	9.11	2.90	254
Avløpstunnel	34.5	6.63	22.78	6.06	316

I vedlegg 6 er det i forbindelse med beregning av singulærtapsfaktorene vist hvilke vinkler som er brukt for de ulike retningsendringene i vannveien.

Vinklene er målt og funnet fra tegninger av vannveien.

6.2 Turbin og generator

Nominelle verdier for turbin

Nominelle verdier for fallhøyde og vannføring på Oksla er:

$$H_n = 435 \text{ m}$$

$$Q_n = 57,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_n = 228 \text{ MW}$$

Disse verdiene brukes i et francis-regneark som følger med i LVTrans-mappa ved installasjon. Francis-regnearket beregner ulike inngangsparametre for francis-elementet i LVTrans ut fra de nominelle verdiene for turbinen. Vedlegg 3 viser francis-regnearket utfylt med verdier for Oksla.

Regulatorparametre

Oksla kraftverk har fire parametersett for regulatorparameterne K_p , T_i og T_d . De fire settene brukes for ulike driftssituasjoner for å optimalisere frekvensreguleringen. De fire driftssituasjonene er frakoblet drift, normal nettdrift, urolig nettdrift og isolert nettdrift. I vedlegg 4 er det beskrevet hva som menes med de ulike driftssituasjonene. For målingene utført på Oksla var det aktuelle parametersettet i følge driftspersonellet på Oksla sett nummer to. Parametersett nummer to er:

$$K_p = 3$$

$$T_i = 10$$

$$T_d = 0$$

Når T_d settes lik null vil regulatoren i praksis fungere som en PI-regulator (Mathisen 2013).

Lastrampen ble fra driftspersonell på Oksla oppgitt til å være 1,67 %/s. I LVTrans skal lastrampen oppgis som tid i sekunder fra null til maksimal last. Lastendringstiden blir dermed:

$$T_{ramp} = \frac{100\%}{1,67\% / s} = 59,9 \text{ s.}$$

For andre lastendringer enn 0-100 % justerer LVTrans lastendringstiden med utgangspunkt i T_{ramp} .

Effekt i PID

I tabell 5 er timesnittverdiene for generatoreffekten under målingene vist. Disse verdiene brukes til beregning av friksjonskoeffisienten i kapittel 6.4.

Tabell 5 Timesnitt for generatoreffekten under feltmålingene. Verdier fra Statkraft

Fra kl.	Til kl.	Timesnitt effekt [MW]
09:00	10:00	85.50
10:00	11:00	134.85
11:00	12:00	188.29
12:00	13:00	94.62
13:00	14:00	204.59

Som vist i figur 26 i kapittel 7 varierer effekten mellom lastendringene, slik at etter-verdi for lastendring n ikke er den samme som før-verdi for lastendring $n+1$. For hver lastendring er det derfor brukt egne før- og etter-verdier for generatoreffekten. Disse er vist i tabell 6.

Tabell 6 Effekt like før og etter hver lastendring under feltmålingene. Verdier fra Statkraft

Klokkeslett	Effekt før [MW]	Effekt etter [MW]
10:00	86.51	135.21
11:00	131.41	188.03
12:00	184.40	92.61
13:00	93.85	205.94
14:00	203.63	0.00

Verdiene i tabell 6 er faktisk oppnådde verdier, kalt prosessverdier i kapittel 5.1. Som beskrevet i kapittel 5.1 må setpunktverdiene (SP) tilpasses for å oppnå riktig prosessverdi (PV) i LVTrans. SP er altså det man bruker som input i LVTrans for å oppnå en «virkelig» effekt PV. Tabell 7 viser kalibrerte SP-verdier for PV-verdiene fra tabell 6.

Tabell 7 Prosess- og setpunktverdier (PV og SP) til regulatoren i LVTrans for hver lastendring

Lastendring	PV _{før}	SP _{før}	PV _{etter}	SP _{etter}
[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]
40-60 %	86.5	91.36	135.2	137.10
60-90 %	131.4	133.4	188.0	188.30
90-50 %	184.4	184.6	92.6	96.96
50-100 %	93.9	98.145	205.9	206.20
100-0 %	203.6	203.8	0.0	0.00

Virkningsgrader

Input for turbinen i LVTrans er maksimal virkningsgrad, og ut fra denne beregnes virkningsgraden for resten av lasttilfellene ut fra Eulers turbinligning (Svingen 2003). Dette vil i seg selv være en feilkilde i LVTrans, siden virkningsgradskurven for en turbin er avhengig av leverandør. Turbinen på Oksla ble sist oppgradert i 1988, og de siste tilgjengelige virkningsgradsmålingene er fra samme år. Det må medregnes noe slitasje på turbinen fra siste oppgradering, og virkningsgraden vil dermed være redusert i forhold til målingene fra 1988. NVEs *Elsertifikater og oppgradering av vannkraftverk* (NVE 2012) gir en formel for slitasje på turbin:

$$Z = 86,5 - 0,043X \quad (6.1)$$

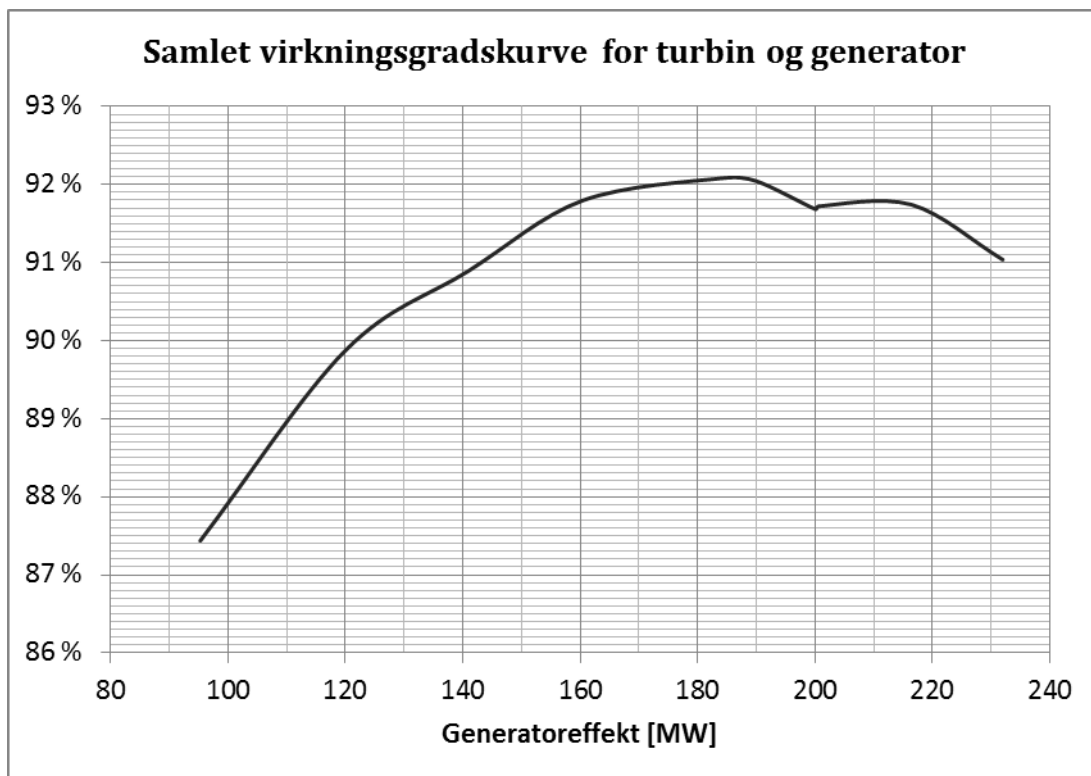
der Z er slitasje i prosent fra siste oppgradering og X er årstall for siste oppgradering. Prosentvis slitasje for turbinen på Oksla blir dermed

$$Z = 86,5 - 0,043 \cdot 1988 = 1,016\% .$$

Virkningsgradsmålingene fra 1988 (Kværner Brug 1988) justeres for den beregnede slitasjen. Formelen for slitasje gjelder for turbinen, og det antas at generatorvirkningsgradene er som i virkningsgradsrapporten fra 1988. Videre beregnes totale virkningsgrader ut fra generatorvirkningsgradene og de justerte turbinvirkningsgradene med formelen:

$$\eta_{tot} = \eta_{turbin,justert} \cdot \eta_{generator}$$

Beregningene finnes i vedlegg 5. Samlet virkningsgradskurve for turbin og generator er vist i figur 20.



Figur 20 Samlet virkningsgradskurve for turbin og generator. Turbinvirkningsgrad er justert for slitasje

Avviket i grafen rundt 200 MW er også til stede i de originale virkningsgradmålingene. I rapporten fra 1988 forklares dette med at turbinen har et effektområde fra ca. 195 MW til ca. 200 MW der det oppstår trykksvingninger. Det står også at måleusikkerheten i dette området er større enn ellers (Kværner Brug 1988).

6.3 Vannivå

Overvannsnivå

For å finne falltapet fra innløp til turbin er det nødvendig å vite vannstanden i magasinet under målingene. Verdier for overvannsnivået ble logget av driftssentralen. Verdiene er justert i etterkant, dette er nærmere beskrevet i kapittel 4.6. Over- og undervannsnivå for hver lastendring og som timesnitt er vist i tabell 9 og tabell 10.

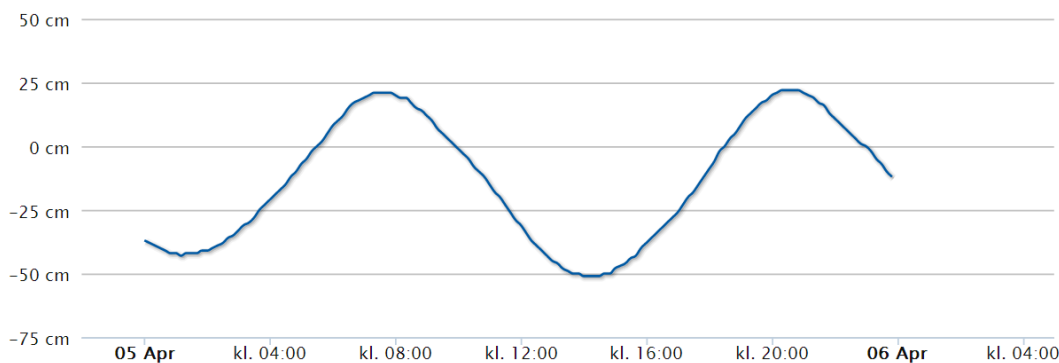
Undervannsnivå

For å få riktig mottrykk fra undervannet på turbinen i simuleringene er det nødvendig å vite hvilken vannstand undervannet hadde da de ulike lastendringene ble gjort. Verdier for undervannsnivået ble hentet fra sehavnivå.no i etterkant av målingene. Nettstedet tar utgangspunkt i måleverdier for nærmeste målestasjon, og justerer for posisjon, tidsforskjell og høydekorreksjonsfaktor for det valgte målestedet. Tabell 8 viser stedsinformasjon for Tyssedal hentet fra sehavnivå.no.

Tabell 8 Stedsinformasjon for Tyssedal for beregning av vannstand. Kilde: sehavnivå.no

Nærmeste målestasjon	Bergen
Posisjon	60°6'59"N, °33'33"E
Tidsforskjell	25 minutter
Høydekorreksjonsfaktor	0,94

Man kan velge hvilket nullnivå man vil ha for resultatet; enten sjøkartnull, middelvannstand (MSL) eller normalnull 1954 (NN1954). Referansenivået for Oksla er i utgangspunktet NN1954. Havnivå for Tyssedal 5. april 2013 med nullnivå NN1954 er vist i figur 21 (Kartverket 2013).



Figur 21 Observert vannstand for Tyssedal 5. april 2013 med referansenivå lik normalnull 1954. Kilde: sehavnivå.no.

Lastendringene ble gjort hver hele time fra kl.10:00 til og med kl.14:00, og vannstanden for de aktuelle tidspunktene er vist i tabell 9.

Tabell 9 Vannivå for over- og undervannet for hver lastendring

Klokkeslett	Lastendring	H ₀ overvann	H ₀ undervann
[hh:mm]	[MW]	[m.o.h.]	[m.o.h.]
10:00	40-60 %	445.55	-0.010
11:00	60-90 %	445.56	-0.154
12:00	90-50 %	445.57	-0.318
13:00	50-100 %	445.56	-0.450
14:00	100-0 %	445.57	-0.511

For beregning av friksjonskoeffisienten i kapittel 6.4 ble det brukt timesnittverdier som vist i tabell 10.

Tabell 10 Timesnittverdier for over- og undervannet under målingene på Oksla kraftverk

Fra kl.	Til kl.	H _{overvann} [m.o.h.]	H _{undervann} [m.o.h.]
08:00	09:00	445.53	0.1724
09:00	10:00	445.55	0.0566
10:00	11:00	445.56	-0.0806
11:00	12:00	445.57	-0.2353
12:00	13:00	445.56	-0.3899
13:00	14:00	445.57	-0.4866

Overvannsnivåene er justert som beskrevet i kapittel 6.4.

6.4 Falltapskoeffisienter

Singulærtapskoeffisienter

Singulærtap i forbindelse med inntak, utløp og luftputekammer er inngangsparametre i de aktuelle elementene. Andre singulærtap, eksempelvis retningsendringer og varegrind, må inkluderes med separate elementer.

Tapsverdier for singulærtap i LVTrans angis som:

$$C_v = \frac{Q^2}{2h_{tap}} = \frac{A^2 \cdot g}{\zeta} \quad (6.2)$$

For positiv strømningsretning definert i LVTrans brukes C_{vp} , og for negativ strømningsretning C_{vm} . Formel (6.2) viser at C_v enten kan beregnes ved bruk

av vannføringen Q og falltapet h_{tap} for singulærtapet, eller ved bruk av tverrsnittsarealet A og falltapskoeffisienten ζ . Ligning (6.2) kan også skrives som:

$$h_{tap} = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (6.3)$$

som i vannkraftsammenheng er en velkjent formel for singulærtap. ζ benyttes ofte i oppslagsverk for falltapskoeffisienter. For beregning av Cvp og Cvm ble falltapskoeffisienter fra *Handbook of Hydraulic Resistance* brukt (Idelchik 2008).

For noen av elementene i LVTrans må det tas hensyn til flere ulike tap, men det kan bare brukes ett sett med Cvp - og Cvm -verdier for hvert element. For luftputekammer må det for eksempel tas hensyn til retningsendring fra vannvei til tilkoblingstunnel, retningsendring i tilkoblingstunnelen og tverrsnittsendring fra tilkoblingstunnel til luftputekammer, og for varegrind både tap gjennom varegrinda og tverrsnittsendring. For elementer med flere ulike tap ble summen av alle falltapskoeffisientene brukt i beregning av Cv .

Enkelte av falltapskoeffisientene er avhengig av relativ ruhet for ru vegger:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

der Δ er absolutt ruhet og D_h er hydraulisk diameter. Absolutt ruhet for fjellet beregnes med følgende formel fra Vassdragsteknikk II (Guttormsen 2006):

$$\Delta = \left(\frac{25,4}{M} \right)^6 \quad (6.4)$$

der M er Mannings tall, som finnes på bakgrunn av beregningene for friksjonskoeffisienten f . Siden singulærtapene inngår i beregningen av f blir dette en iterativ prosess. Absolutt ruhet ble derfor først antatt å være 0,20 m i singulærtapsberegningene. Deretter ble f beregnet, noe som ga $M=31,9$.

Absolutt ruhet fra formel (6.4) ble dermed $\Delta_{fjell} = \left(\frac{25,4}{31,9} \right)^6 = 0,255$ m. Videre ble

singulærtapskoeffisientene beregnet på nytt med $\Delta=0,255$ m. Ny beregning av f og M med de nye singulærtapskoeffisientene ga fortsatt $M=31,9$, og iterasjonsprosessen ble dermed avsluttet.

Beregninger for samtlige singulærtap finnes i vedlegg 6, og resultatet er vist i tabell 11. I vedlegget er det referert til aktuelt diagram i *Handbook of Hydraulic Resistance* for alle singulærtap og parametre. Det er gjort noen små forenklinger som ble ansett som ubetydelige, blant annet er det sett bort fra vertikal retningsendring mellom vannvei og tilkoblingstunnel og tverrsnittsendring fra $D=3,4$ til $2,9$ m i rør montasjekammer. I tillegg ble det i noen tilfeller antatt sirkulært eller kvadratisk tverrsnitt for vannveien, siden konvensjonelt tverrsnitt ikke var et alternativ.

Tabell 11 Tapsverdier for singulærtap, positiv og negativ strømningsretning

Singulærtap	Cvp	Cvm
Inntak	31420	15252
Bend 1	301543	301543
Bend 2	82547	82547
Bend 3	7140	7140
Bend 4	7140	7140
Bend 5	70340	70340
Varegrind	116657	6962
Luftputekammer	384	1270 / 381
Utløp	11359	23400

For luftputekammeret er det oppgitt to verdier. Den siste verdien er for fullt avslag, og den første for alle andre lastendringer. Grunnen til at det skilles mellom disse er at ved fullt avslag er turbinen stengt, og vannet som strømmer ut av luftputekammeret vil gå oppover i tunnelen. For de andre lasttilfellene vil vannet som strømmer ut av luftputekammeret gå nedover vannveien mot turbinen. Vinkelen for retningsendringen fra tilkoblingstunnelen til vannveien blir derfor forskjellig, og dette gir ulike tapskoeffisienter.

Noen av singulærtapskoeffisientene er i utgangspunktet avhengig av Reynolds tall (Re), med mindre Re kommer over en viss verdi. Verdiene kunne dermed blitt forskjellig for de ulike lasttilfellene. Reynolds tall var imidlertid stort nok for samtlige lasttilfeller til at verdiene ikke ble merkbart påvirket.

Friksjonskoeffisient

For rør-elementene i LVTrans er en av inngangsparameterne Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor, f . Friksjonsfaktoren er beregnet på bakgrunn av målt falltap i tilløpstunnelen. Det er antatt samme f -verdi for avløpstunnelen. Under beskrives fremgangsmåten som er brukt for å beregne friksjonsfaktoren.

Friksjonsfaktoren ble beregnet ved hjelp av Darcy-Weisbachs formel for friksjonstap:

$$f = h_f \cdot \frac{D_h}{L} \cdot \frac{2g}{v^2} \quad (6.5)$$

h_f = falltap grunnet friksjon [m]

D_h = hydraulisk diameter av røret [m]

L = tunnallengde [m]

g = tyngdeakselerasjon [m/s^2]

v = gjennomsnittlig vannhastighet [m/s]

Verdiene for effekt vist i tabell 12 er timesnitt mellom lastendringene under feltmålingene på Oksla. Timesnittverdiene er beregnet på bakgrunn av loggede verdier fra Statkraft. Totalt falltap ble funnet ved å ta differansen mellom målt trykk og vertikal avstand fra trykkcelle til vannoverflaten i magasinet, som vist i tabell 12. Vertikal avstand er beregnet ut fra justert vannstand, som beskrevet i kapittel 4.6. Trykkcellen hadde kotehøyde -13,2 m.o.h. under målingene.

Tabell 12 Timesnittverdier for generatoreffekt, trykkmålinger og falltap

Tid	Timesnitt effekt	Målt trykk	Vertikal avstand fra magasin til trykkcelle	Falltap
[hh:mm]	[MW]	[mVs]	[m]	[m]
09:00-10:00	85.5	456.40	458.75	2.35
10:00-11:00	134.8	453.09	458.76	5.68
11:00-12:00	188.3	447.67	458.77	11.09
12:00-13:00	94.6	455.95	458.76	2.81
13:00-14:00	204.6	445.30	458.77	13.48

Som beskrevet i kapittel 4.6 må trykket i tillegg justeres for hastighetshøyden for å finne virkelig falltap i vannveien. Beregnet hastighetshøyde trekkes fra

falltapet i tabell 12. Vannhastigheten v for de ulike lasttilfellene ble funnet med kontinuitetsformelen:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (6.6)$$

Q = vannføring [m^3/s]

A = tverrsnittsareal vannvei

For å finne vannføringen Q ble en omskrevet formel for effekt benyttet (NVE 2010):

$$Q = \frac{P}{H \cdot \rho \cdot g \cdot \eta} \quad (6.7)$$

P = effekt [W]

H = netto fallhøyde = brutto fallhøyde - falltap [m]

ρ = massetetthet for vann [kg/m^3]

g = tyngdeakselerasjon [m/s^2]

η = samlet virkningsgrad for turbin og generator

Samlet virkningsgrad for hvert lasttilfelle ble lest av fra grafen i figur 20. Netto fallhøyde ble beregnet ved å trekke fra 3,2 m fra det justerte trykket målt med trykkcellen, fordi trykkcellen lå 3,2 m under turbinsenteret under målingene. I tillegg ble det tatt hensyn til undervannets nivå, og etter hvert friksjonstap i avløpstunnelen.

Tilløpstunnelen består både av utsprengt fjell og rør. I følge manualen for LVTrans (Svingen 2007) er $f = 0,01$ en god antagelse for stålrør. Denne friksjonsfaktoren kalles heretter $f_{rør}$. Friksjonsfaktoren for råsprengt tunnel kan variere noe mer, da den er avhengig av geologiske forhold og sprengningsteknikk (Guttormsen 2006). Ved å anta $f_{rør} = 0,01$ kan f_{tunnel} finnes fra falltapsmålingene.

Det totale falltapet h_{tap} som ble målt består både av friksjonstap og singulærtap. For å finne friksjonstapet h_f trekkes singulærtapene fra det totale falltapet.

For å få friksjonstapet fra fjelldelen av tilløpstunnelen beregnes friksjonstapet for rørdelen og trekkes fra det totale friksjonstapet h_f .

Totalt falltap kan beregnes med følgende formel:

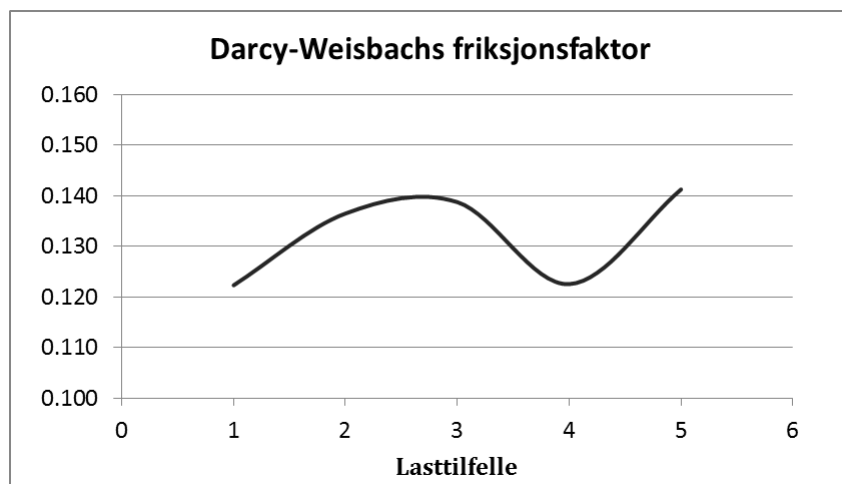
$$h_{\text{tap}} = f_{\text{fjell}} \frac{L_{\text{fjell}}}{D_{h,\text{fjell}}} \frac{v_{\text{fjell}}^2}{2g} + f_{\text{rør}} \frac{L_{\text{rør}}}{D_{h,\text{rør}}} \frac{v_{\text{rør}}^2}{2g} + (\zeta_{\text{inntak}} + \zeta_{\text{bend1}} + \zeta_{\text{bend2}}) \frac{v_{\text{fjell}}^2}{2g} + \zeta_{\text{varegr}} \frac{v_{\text{varegr}}^2}{2g} + (\zeta_{\text{bend3}} + \zeta_{\text{bend4}}) \frac{v_{\text{rør}}^2}{2g} \quad (6.8)$$

som videre kan omskrives til en formel for fjellets friksjonsfaktor:

$$f_{\text{fjell}} = \left(\begin{array}{l} 2gh_{\text{tap}} - f_{\text{rør}} \frac{L_{\text{rør}}}{D_{h,\text{rør}}} v_{\text{rør}}^2 - (\zeta_{\text{inntak}} + \zeta_{\text{bend1}} + \zeta_{\text{bend2}}) v_{\text{fjell}}^2 \\ -\zeta_{\text{varegr}} v_{\text{varegr}}^2 - (\zeta_{\text{bend3}} + \zeta_{\text{bend4}}) v_{\text{rør}}^2 \end{array} \right) \frac{D_{h,\text{fjell}}}{L_{\text{fjell}} v_{\text{fjell}}^2} \quad (6.9)$$

Det ble beregnet én friksjonsfaktor for hvert av lasttilfellene.

Friksjonsfaktorene ble ikke lik for alle lasttilfellene, men varierte som vist i figur 22. Lasttilfellene i figur 22 er i samme rekkefølge som i tabell 12 (lasttilfelle 1 = 85,5 MW).



Figur 22 Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor beregnet fra målt falltap

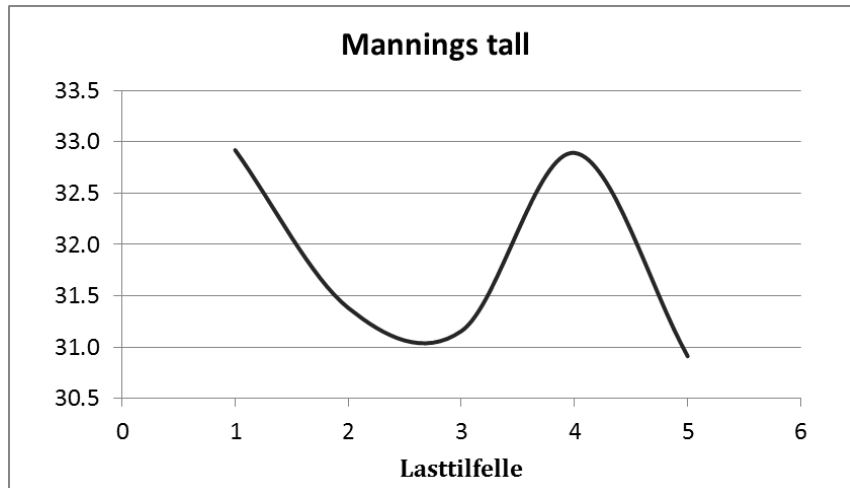
En kan se i figur 22 at friksjonsfaktoren varierer med et spenn på nesten 0,02, selv om den bør være konstant da den beskriver fjellets ruhet. Det er usikkerhet rundt hva som er grunnen til variasjonen, men en mulig årsak er unøyaktige virkningsgrader. Friksjonsfaktoren er avhengig av v^2 , som er funnet fra beregnet Q . Q er beregnet ut fra målt effekt, og er avhengig av turbinens virkningsgrad. Som beskrevet i kapittel 6.2 er de målte virkningsgradene for Oksla fra 1988, justert med en generell formel for slitasje. Både målenøyaktigheten i de originale målingene og slitasjeformelen vil være usikkerhetsmomenter for virkningsgraden. Beregnet slitasje er kun avhengig av årstall for siste oppgradering, og formelen vil ikke kunne gi korrekt slitasje for ethvert tilfelle. En liten feil i virkningsgradene vil kunne gi et merkbart avvik for vannføringen, som igjen vil gi feil hastighet. Siden friksjonsfaktoren er avhengig av v^2 vil feil virkningsgrad i stor grad kunne påvirke beregningene.

Videre ble det valgt å bruke gjennomsnittsverdien for beregnet friksjonsfaktor til å beregne avløpstunnelens friksjonstap. Med avløpstunnelens friksjonstap inkludert ble det beregnet nytt trykk over turbinen, ny vannføring, nye hastigheter, ny hastighetshøyde ved målepunkt og til slutt nytt falltap. På bakgrunn av det nye falltaped ble det beregnet nye verdier for friksjonsfaktoren. Gjennomsnittlig friksjonsfaktor endret seg da fra 0,133 til 0,132, og variasjonen var fremdeles som vist i figur 22. Med oppdatert friksjonsfaktor ble det beregnet nytt friksjonstap for avløpstunnel, og prosessen beskrevet over ble gjentatt. Denne gangen ble gjennomsnittlig friksjonsfaktor det samme som i den foregående beregningen (0,132), og prosessen ble avsluttet. Det ble besluttet å bruke gjennomsnittlig verdi $f=0,132$ i den numeriske modellen. Fullstendige beregninger for friksjonsfaktoren finnes i vedlegg 7.

Den beregnede friksjonsfaktoren ble ansett som veldig høy med tanke på at f for råsprengte tunneler vanligvis er 0,05-0,06 (Svingen 2007). Mannings tall ble derfor beregnet for å se om denne friksjonsfaktoren også ble uvanlig høy. Mannings formel ble benyttet i beregningene:

$$M = \frac{Q\sqrt{L}}{A \cdot R^{2/3} \cdot \sqrt{h_f}} = \frac{Q\sqrt{L}}{A \cdot (0,265A)^{2/3} \cdot \sqrt{h_f}} \quad (6.10)$$

Her er det brukt sammenhengen $R = 0,265\sqrt{A}$ på grunn av konvensjonelt tverrsnitt i tunnelen. Q og h_f vil endre seg for hver lastendring. h_f er kun friksjonstap, det vil si totalt falltap minus singulærtapene. L er lengden av tunnelen i fjell. Resultatet fra beregningen av M er vist i figur 23.



Figur 23 Beregnet Mannings tall basert på beregningene av Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor

En kan se at M i likhet med f varierer for hvert lasttilfelle. Argumentet angående unøyaktig virkningsgrad stemmer også for beregning av M , siden M beregnes på bakgrunn av Q . Gjennomsnittlig verdi av M ble 31,9. Sammenlignet med figur 3.5 i *Vassdragsteknikk II* (Guttormsen 2006) virker dette som en sannsynlig verdi for Mannings tall.

7 Målte verdier og beregninger

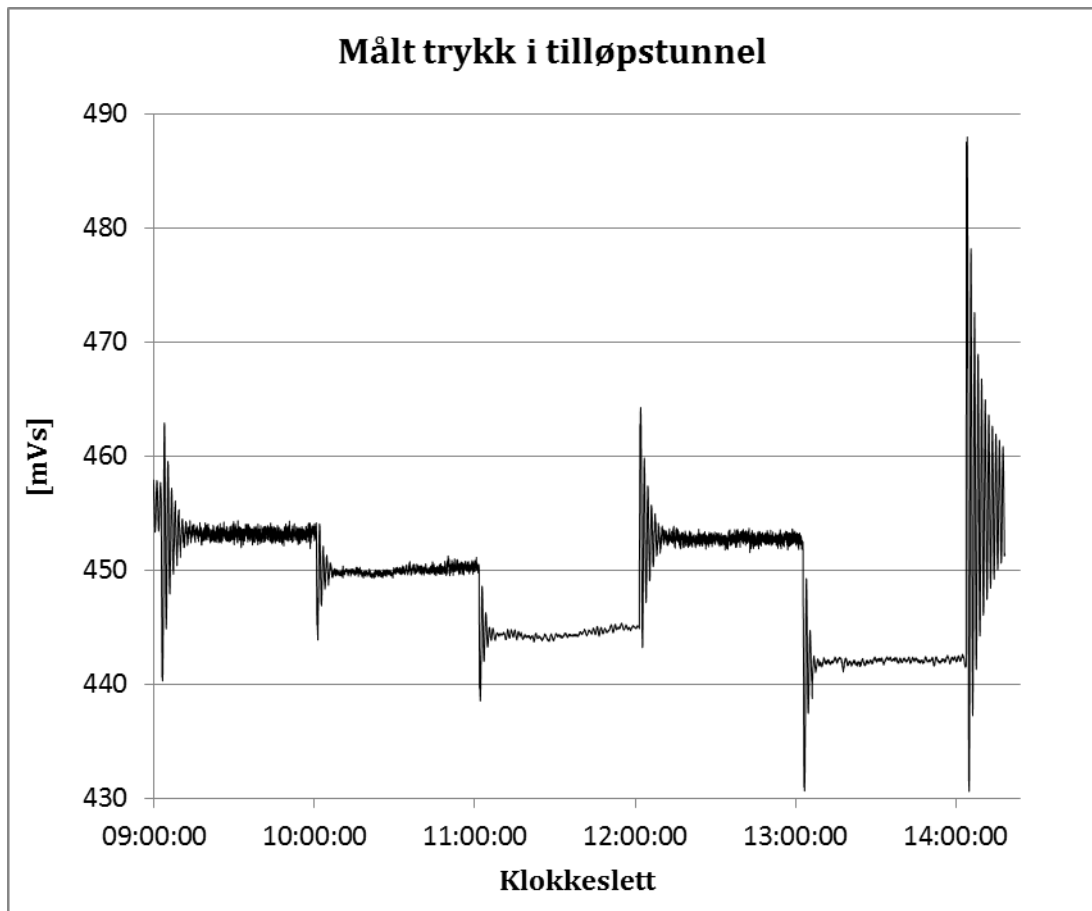
Her presenteres resultater fra målingene og simuleringene for opprinnelig modell, ved endring av polytropisk eksponent og med forenklet modell. Det er vist resultater både for trykk i tilløpstunnelen og for vannivået i luftputekammeret. Lastendringene er omtalt som prosentvis endring som vist i kjøreplanen, det vil si 40-60 %, 60-90 %, 90-50 %, 50-100 % og 100-0 %, selv om de faktiske verdiene avvek noe fra de planlagte. Lastendringene omtales på denne måten for å gjøre det lettere å holde oversikt over de ulike lastendringene, siden disse prosentvise endringene gir et godt bilde på lastendringenes størrelse og område. Effekten for de simulerte lastendringene er fremdeles som vist i tabell 7. Lastendringen 0-40 % utelates i simuleringene fordi oppstart av kraftverket gjøres på en spesiell måte som er vanskelig å etterligne i LVTrans. Lastendringen 100-0 % gjøres ikke ved å sette $SP=0$ MW, men med en egen funksjon for fullt avslag i regulatoren. Simuleringene er i utgangspunktet kjørt med tidsskritt lik 0,1 s og loggeintervall lik 1 s.

LVTrans tar ikke hensyn til hastighetshøyden i beregnet trykk, det vil si at det målte veggtrykket vil være noe lavere enn beregnet i LVTrans. Det er derfor gjort en manuell korrigering for hastighetshøyden for beregnet trykk i LVTrans. Korrigeringen ble gjort ved å logge vannføringen for hver simulering, deretter beregne hastighet og hastighetshøyde ut fra vannføring og tverrsnitt, og til slutt trekke hastighetshøyden fra det simulerte trykket.

Siden trykkmålingene ble gjort like oppstrøms turbinen er det i LVTrans valgt å bruke verdier fra nedstrøms ende av røret som ligger like oppstrøms turbinen (elementet kalt `Innlop_turbin` i den numeriske modellen). Måleverdiene som plottes i samme graf som simuleringene er justert for nivåforskjellen mellom trykkcellen og røret (3,2 m).

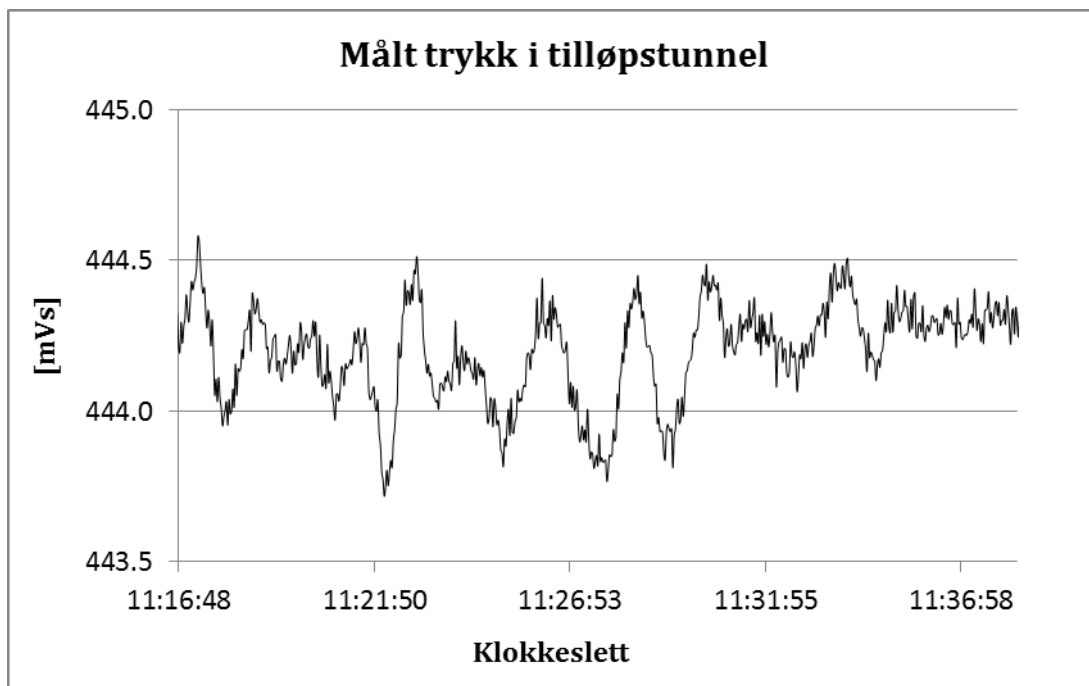
I resultatet for tilløpstunnelen med opprinnelig modell er alle lastendringene vist. For resten av resultatene anses det som tilstrekkelig å vise et par av lastendringene for å se forskjell i tendens fra de første resultatene. Resultater for de øvrige lastendringene finnes i vedlegg 8.

Figur 24 viser resultatet fra trykkmålingene like oppstrøms turbinen. Her kan en se massesvingningene for alle lastendringene i kjøreplanen.



Figur 24 Trykksvingninger i tilløpstunnelen for samtlige lastendringer

Mellom lastendringene kan det ses målestøy på grafen, det vil si svingninger med relativt høy frekvens og liten amplitude sammenlignet med massesvingningene. Figur 25 viser et utsnitt av figur 24 for å vise målestøyen bedre. En kan se at støyen består av to deler med ulik frekvens.

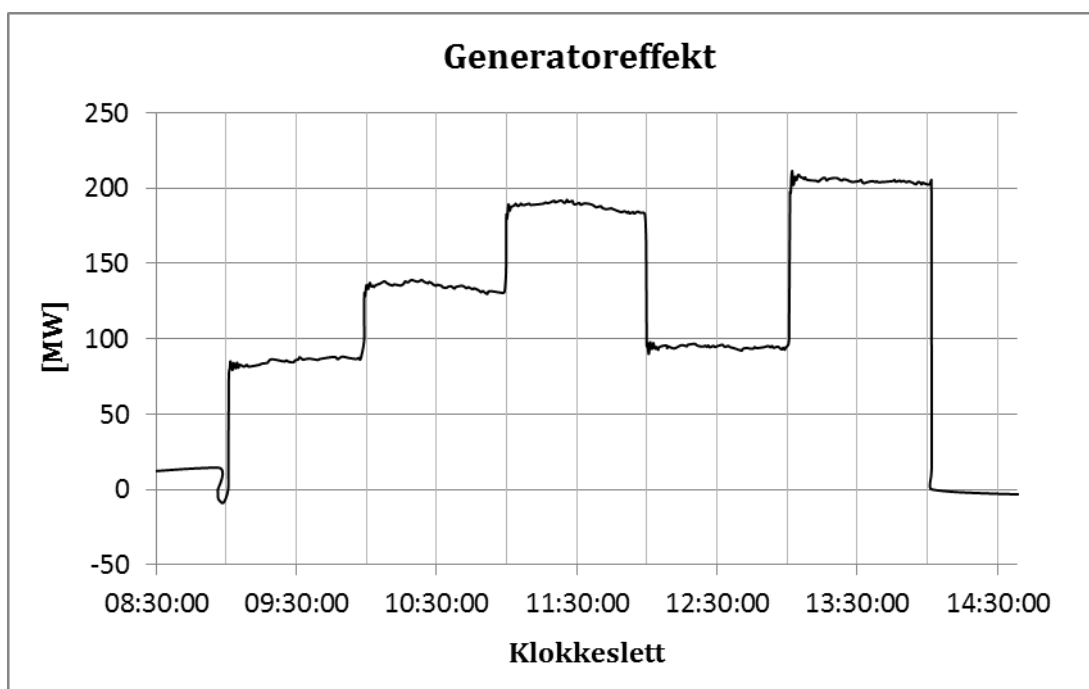


Figur 25 Støy på målegrafen. Utsnitt fra figur 24

Støyen med høyest frekvens og minst amplitude skyldes mest sannsynlig trykkpulsasjoner i sugerøret. I en tidligere rapport som omhandler inspeksjon av turbinen antas det at årsaken til sugerørsvingningene er en urolig vakuumkjerne i sugerøret (Lund 1988). Kraftverket har siden oppstart hatt problemer med trykkpulsasjoner, og det har blitt forsøkt utbedret, uten å bli kvitt problemet helt. I rapporten *Dynamiske trykkmålinger – Oksla kraftverk* (SINTEF Energiforskning 1999) er det utført målinger og analyse av trykkpulsasjonene i sugerøret på Oksla kraftverk. Rapporten viser blant annet frekvens og amplitude for trykkpulsasjoner ved ulike åpningsgrader. Trykkpulsasjonene i rapporten har lignende frekvens og amplitude som støyen på feltmålingene. Rapporten viser også at amplituden på trykkpulsasjonene blir mindre ved høy last, og en kan se av figur 24 at dette stemmer med feltmålingene. Rapporten bekrefter dermed antagelsen om at den mest høyfrekvente delen av støyen skyldes trykkpulsasjoner i sugerøret.

Den andre delen av målestøyen kommer antagelig fra frekvensregulering av turbinen. Effekten skulle i utgangspunktet vært konstant mellom lastendringene, men som man kan se i figur 26 svinger effekten opp og ned

rundt setpunktet hele tiden. Dette skyldes at turbinen frekvensreguleres, det vil si at effekten hele tiden reguleres for å holde frekvensen stabil på 50 Hz.



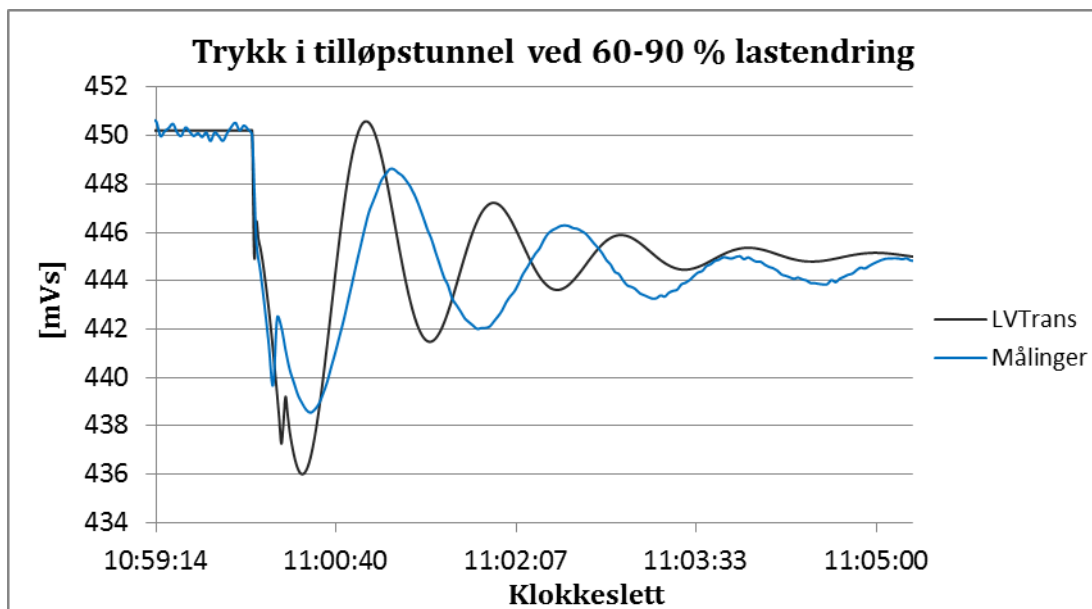
Figur 26 Generatoreffekt under feltmålingene på Oksla. Frekvensregulering av turbinen fører til ustabil effekt. Måleverdier fra Statkraft

7.1 Opprinnelig modell

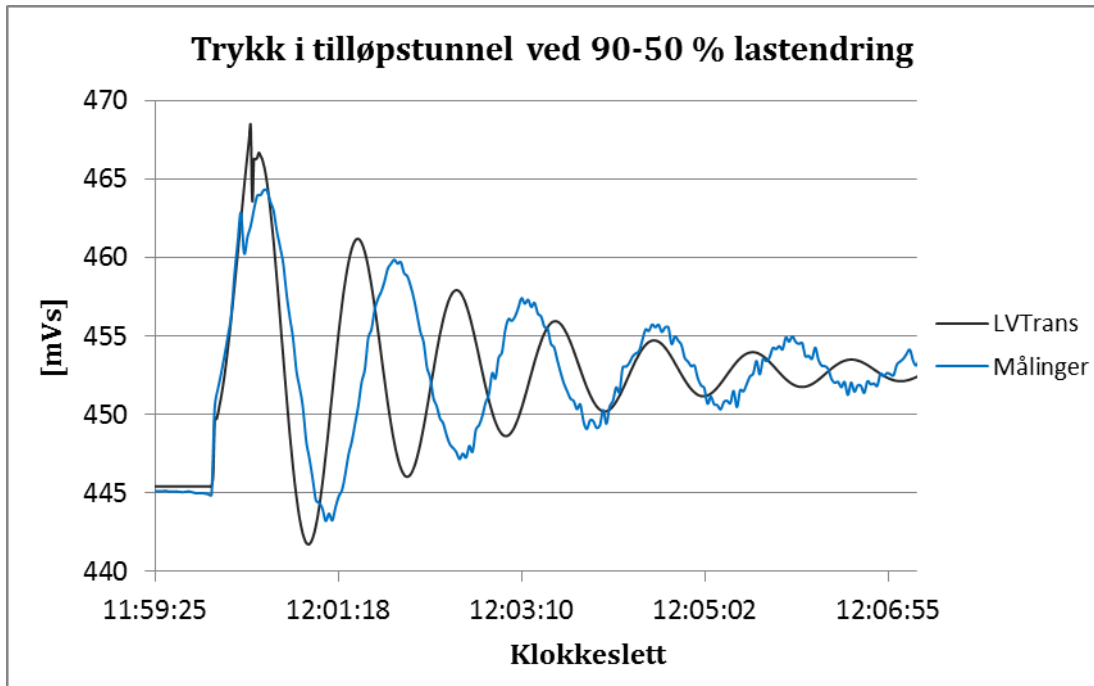
Tilløpstunnel



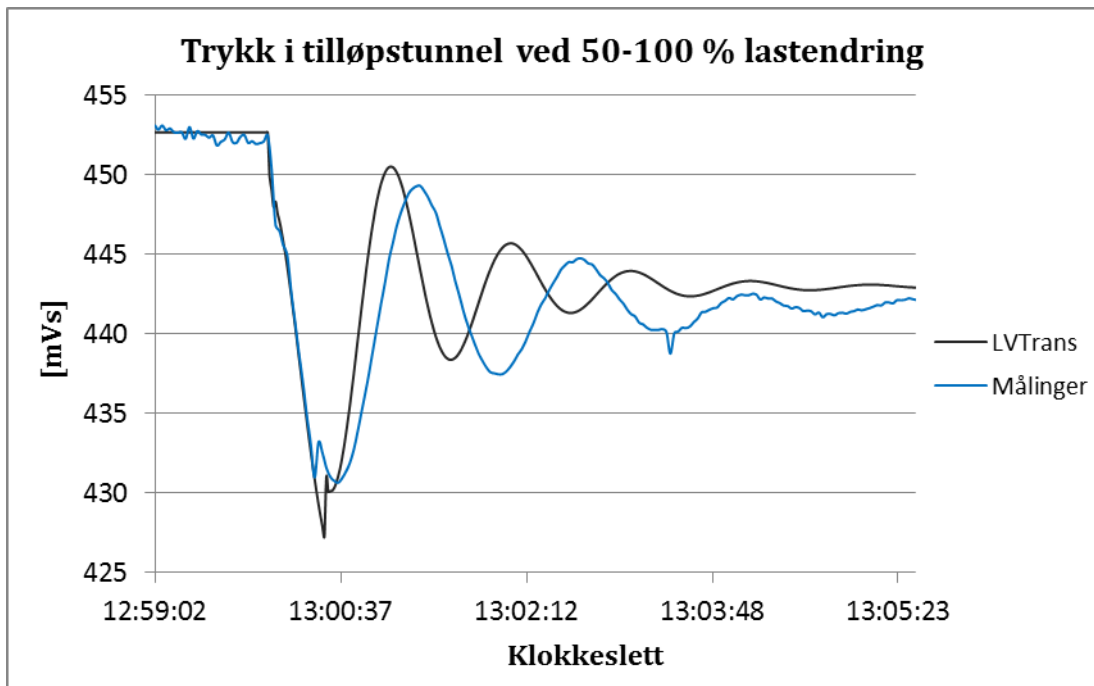
Figur 27 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans



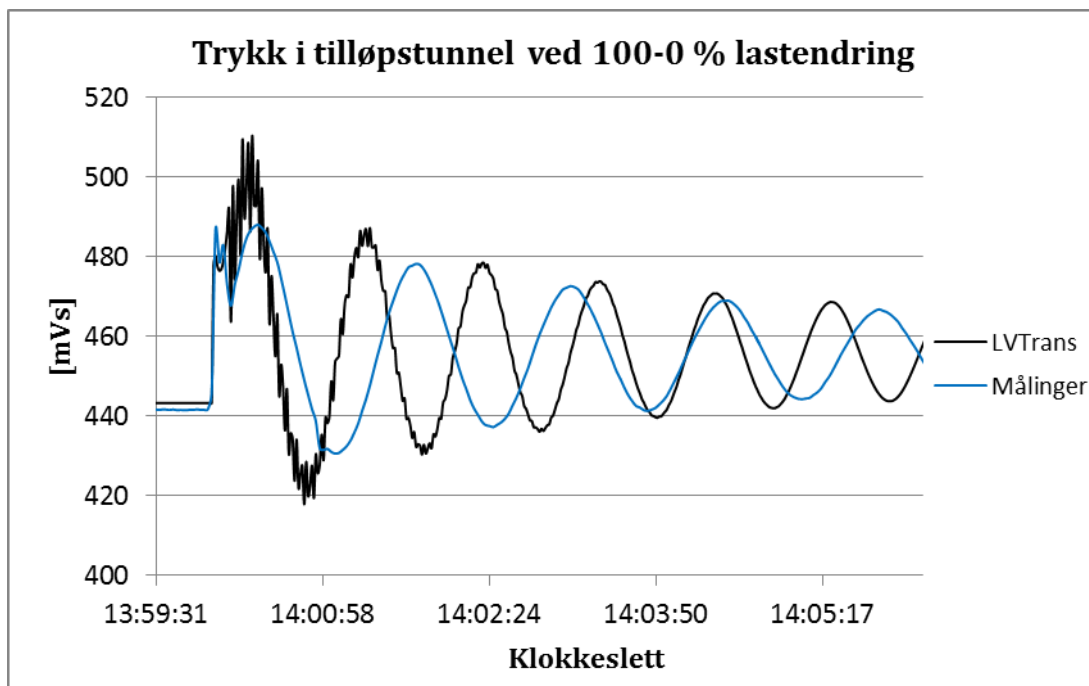
Figur 28 Trykk i tilløpstunnelen ved 60-90 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans



Figur 29 Trykk i tilløpstunnelen ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans



Figur 30 Trykk i tilløpstunnelen ved 50-100 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans



Figur 31 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans

Det kan se ut som at målegrafen er jevnere enn simuleringene ved fullt avslag, i motsetning til de andre lastendringene der simuleringene ser jevnest ut. Det er størrelsen på vertikal akse som får det til å virke slik, og målegrafen i figur 31 er egentlig like ujevn som i de andre lasttilfellene. En kan se at det beregnes større og flere trykkstøt for fullt avslag enn for de øvrige lastendringene. Dette er fordi trykkstøtet dempes relativt raskt ut når det fremdeles strømmer vann gjennom turbinen, sammenlignet med når turbinen stenges helt. I figur 31 kan en se at trykkstøtene ved fullt avslag vises godt i simuleringene, men ikke i målingene. Dette er antagelig fordi simuleringene ble logget hvert sekund, mens målingene ble logget hvert andre. De målte verdiene beregnes basert på et sekund med svingninger i trykkcellen (K. Vereide, e-post, 9.6.2013). Måleverdiene gir gjennomsnitt av de målte verdiene mellom hvert loggeintervall, og siden trykkstøtet har periode på omtrent 1,48 s vil positiv og negativ trykkbølge til en viss grad utligne hverandre i målingene.

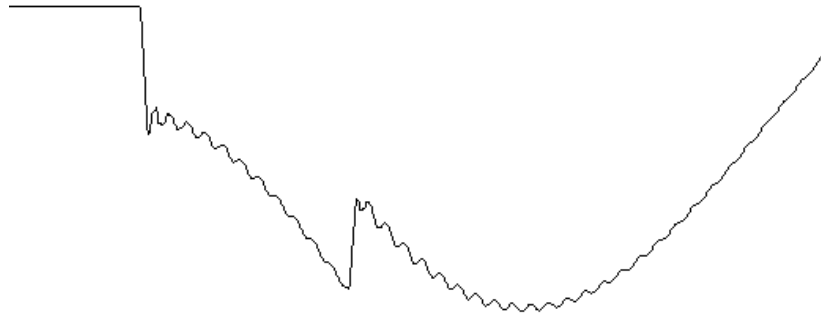
Det stasjonære trykket før lastendringen stemmer relativt godt med målingene, men det er et lite avvik for alle tilfellene. Det varierer om LVTrans gir for høyt eller for lavt trykk. Det kan virke som at dette har sammenheng med friksjonsfaktoren, ved at stasjonært trykk er litt for høyt for de lasttilfellene

hvor gjennomsnittlig f er lavere enn beregnet f for det aktuelle lasttilfellet, og omvendt. Siden beregnet f var større enn den gjennomsnittlige skulle friksjonstapet vært større, og trykket mindre. Siden friksjonstapet blir litt feil blir også Q beregnet ut fra P og H litt feil i LVTrans. Når Q blir litt feil blir også den beregnede hastighetshøyden litt feil, og dette kan også påvirke det stasjonære trykket.

LVTrans gir større amplitude enn målt for alle lastendringene. Maksimal trykkøkning for fullt avslag er omtrent 46 m i målingene og 56 m i simuleringene, det vil si 10 m avvik. Avviket for fullt avslag er dermed mye større enn for resten av lastendringene, der avviket for første utsving varierer mellom 1 og 3 m. Avviket ligger imidlertid mellom 18 og 22 prosent for samtlige lastendringer, og er dermed relativt konstant.

Svingningene i LVTrans har kortere periode enn i målingene. De målte massesvingningene har en periode på omtrent 82 s, mens simuleringene gir omtrent 60 s.

Det antas at de to markante hakkene ved begynnelsen av massesvingningene er trykkstøt. En kan se at dette er likt i målinger og simuleringer. Det første trykkstøtet skapes når ledeskivene begynner å bevege seg, og det andre kommer når ledeskivene stanser. Antagelsen bekreftes ved at start og stopp av ledeskivene i LVTrans skjer akkurat samtidig som trykkstøtene. For et lastavslag vil det første trykkstøtet være en positiv trykkbølge fordi vannet retarderes, og det andre vil være en negativ trykkbølge fordi retardasjonen av vannet stanser. På samme måte vil det første trykkstøtet for et lastpådrag være en negativ trykkbølge, og det andre vil være en positiv trykkbølge fordi den positive akselerasjonen av vannet stanser. For å vise trykkstøtene bedre ble det kjørt en simulering med tidsskritt og loggeintervall lik 0,01 s. Figur 32 viser de to trykkstøtene for lastendring 40-60 %, altså et lastpådrag. En kan se at det første trykkstøtet er en trykkreduksjon, mens det andre er en trykkøkning.



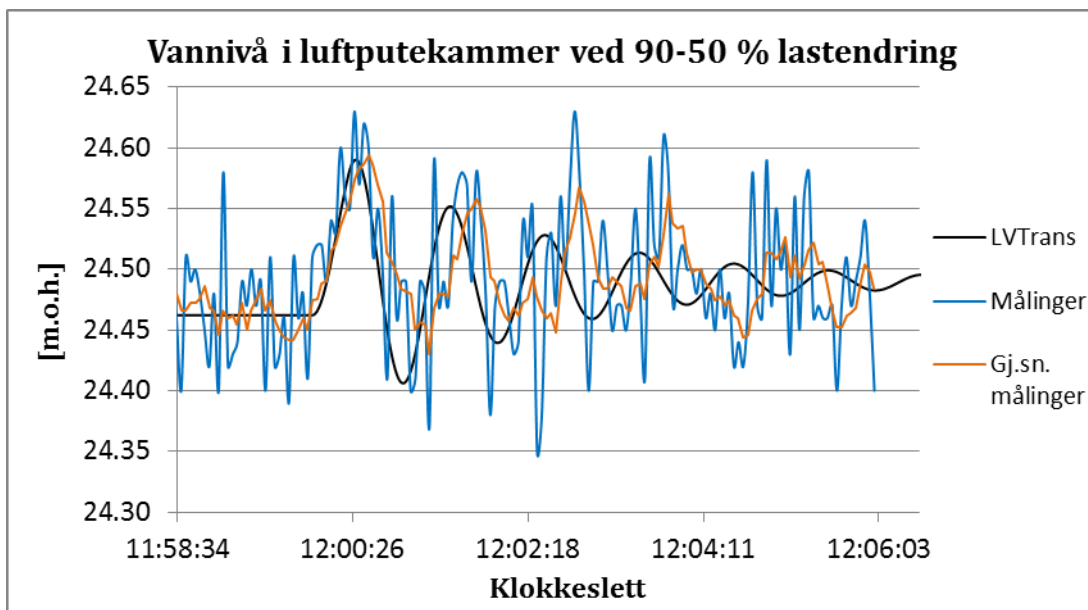
Figur 32 Trykkstøt ved start og stans av turbinskojlene. Simulering for 40-60 % lastendring med tidsskritt 0,01 s i LVTrans

Luftputekammer

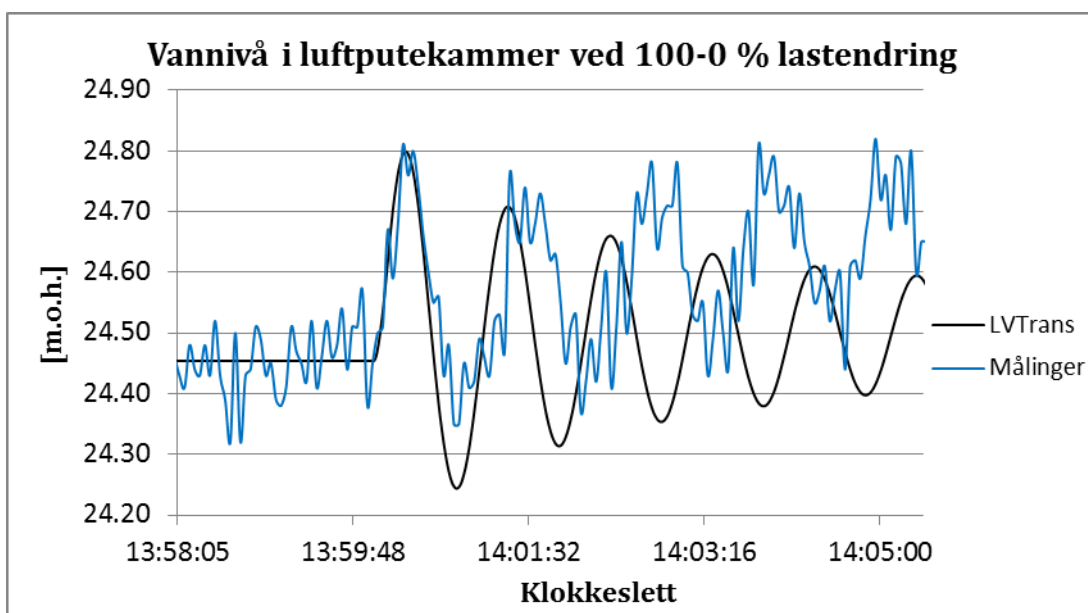
Figurene under viser vannivået i kammeret for hver lastendring. Som beskrevet i kapittel 4.2 er verdiene først filmet og deretter logget i Excel. Måleinstrumentet viste to verdier, og begge ble filmet og logget. Driftspersonell på Oksla har oppgitt at de bruker det øverste displayet, det vil si de laveste verdiene. Disse verdiene brukes derfor også i denne rapporten.

Massesvingningene fra målingene kommer ikke like godt frem som for simuleringene. Dette kan blant annet skyldes at verdiene på måleinstrumentet ble oppdatert omtrent hvert tredje sekund. I tillegg er det store forstyrrelser på målegrafene. Forstyrrelsene skyldes overflatebølger i luftputekammeret, som oppstår når vann strømmer inn og ut av tilkoblingstunnelen (Karterud 1980).

Massesvingningene fra målingene er mest tydelig for 100-0 % lastendring (fullt avslag). Dette gir mening siden 100-0 % er den største lastendringen, i tillegg til at den gjøres raskere enn de andre lastendringene. For å fremheve massesvingningene for resten av lastendringene er det brukt en funksjon i Excel som lager en gjennomsnittlig graf for målingene. Denne grafen (kalt gj.sn. målinger i diagrammene) er forsøkt tilpasset slik at den følger massesvingningene og ikke overflatebølgene. Det er valgt å vise resultatet fra de to lastendringene der massesvingningene er mest tydelig.



Figur 33 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans



Figur 34 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans

Simuleringene samsvarer godt med målingene for maksimal amplitude ved fullt avslag. En kan se at massesvingningene i LVTrans dempes ut etter hvert, mens de målte verdiene dempes lite og beveger seg mot et høyere nivå. Det er ikke

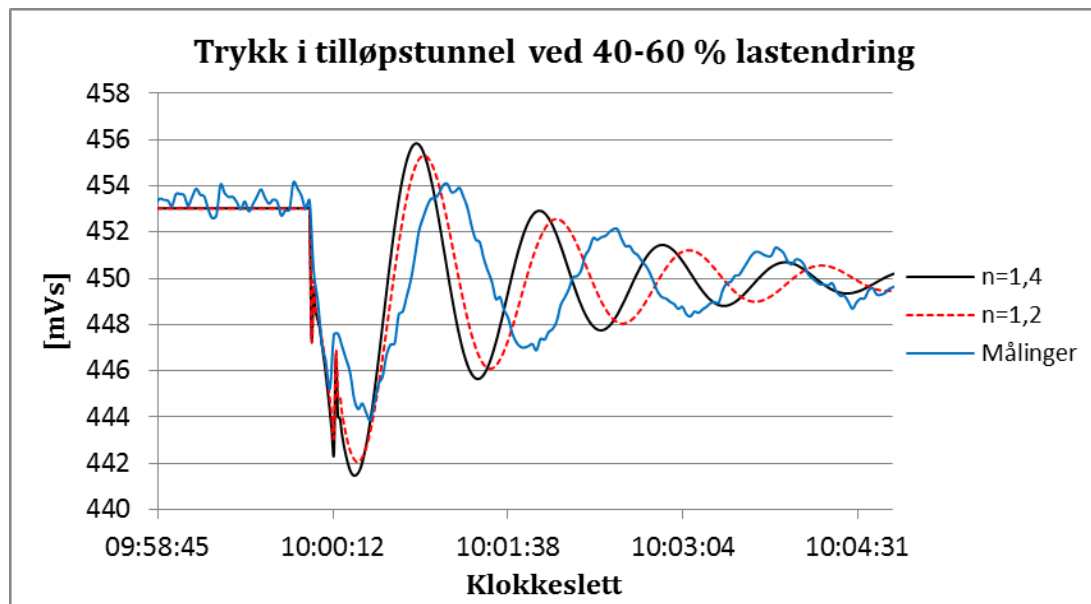
funnet noen forklaring på hvorfor måleverdiene blir slik, men en mulig årsak er forstyrrelser på grunn av vanndamp og fukt på målesensorene i kammeret.

Det er ikke grunnlag for å sammenligne perioden for massesvingningene i luftputekammeret, siden måleverdiene er ført inn med tre sekunders mellomrom selv om det ikke alltid var nøyaktig tre sekunder mellom hver oppdatering. Perioden for de beregnede massesvingningene er imidlertid lik som i tilløpstunnelen, og det antas derfor at det er tilstrekkelig å sammenligne perioden for svingningene tilløpstunnelen.

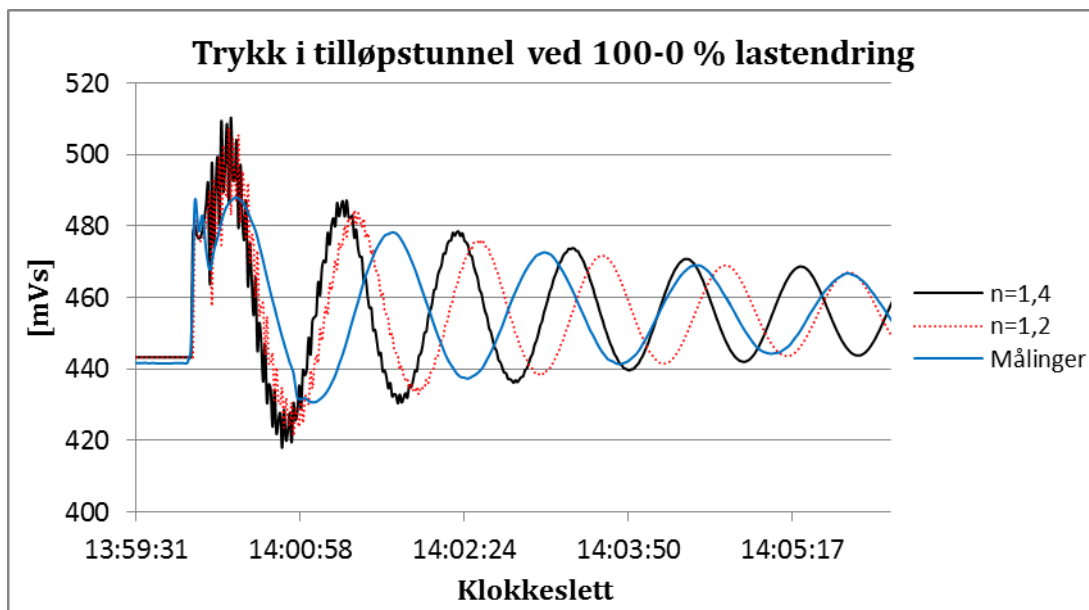
7.2 Endring av polytropisk eksponent n

Det ble også gjort beregninger med $n=1,2$ i stedet for $1,4$, for å se hvilken effekt dette hadde på resultatet. Simuleringene er gjort med den opprinnelige numeriske modellen. Det er valgt å vise to av lastendringene, et lastpådrag og fullt avslag.

Tilløpstunnel



Figur 35 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$



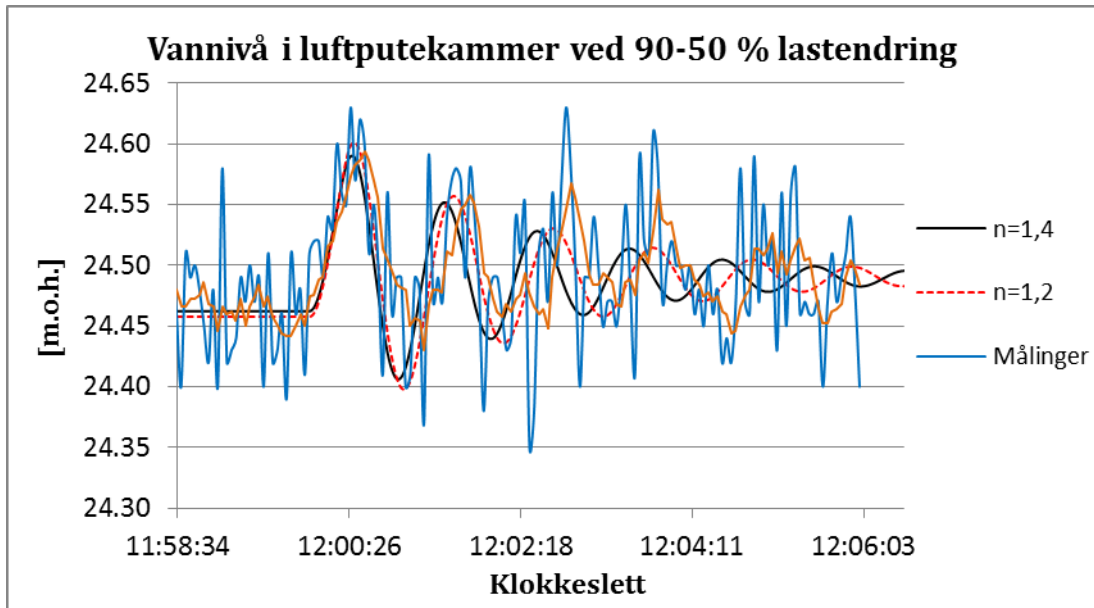
Figur 36 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$

En kan se at det stasjonære trykket er det samme for n lik 1,2 og 1,4. Dette stemmer med at n kun påvirker sammenhengen mellom trykk og volum, og bare vil ha betydning under svingningene.

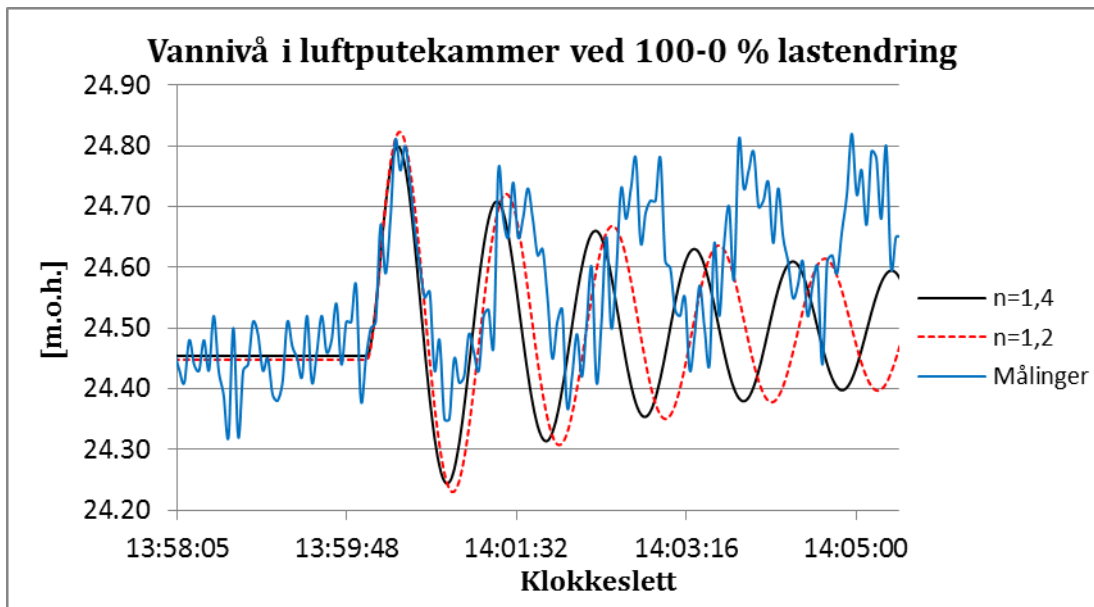
Amplituden er litt mindre for $n=1,2$ enn for $n=1,4$. Dette stemmer med påstanden om at en lav n gir en større demping av svingningene, og dermed en mindre trykkendring enn for en høyere verdi av n .

Perioden for simuleringene med $n=1,2$ er omtrent 65 s, altså 5 s lengre enn for simuleringene med $n=1,4$. Dette stemmer også med påstanden nevnt ovenfor, da en myk demping vil ha lengre varighet enn hvis luftputen var stivere.

Luftputekammer



Figur 37 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$



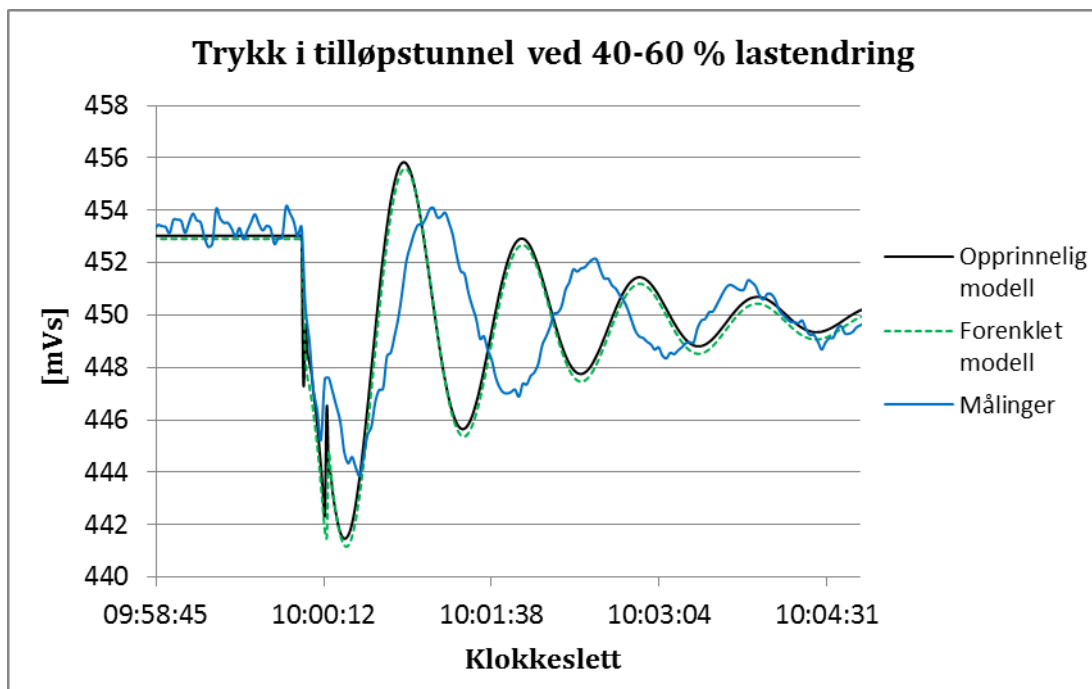
Figur 38 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger fra LVTrans med $n=1,2$ og $1,4$

En kan se at amplituden for vannspeilet er noe større for den forenklete modellen enn for den opprinnelige. Dette stemmer igjen med påstanden om at en lav n gir en mykere demping og dermed større volumendring per trykkendring, noe som vil gi større utsving for vannspeilet. For perioden gjelder samme argumenter som for tilløpstunnelen.

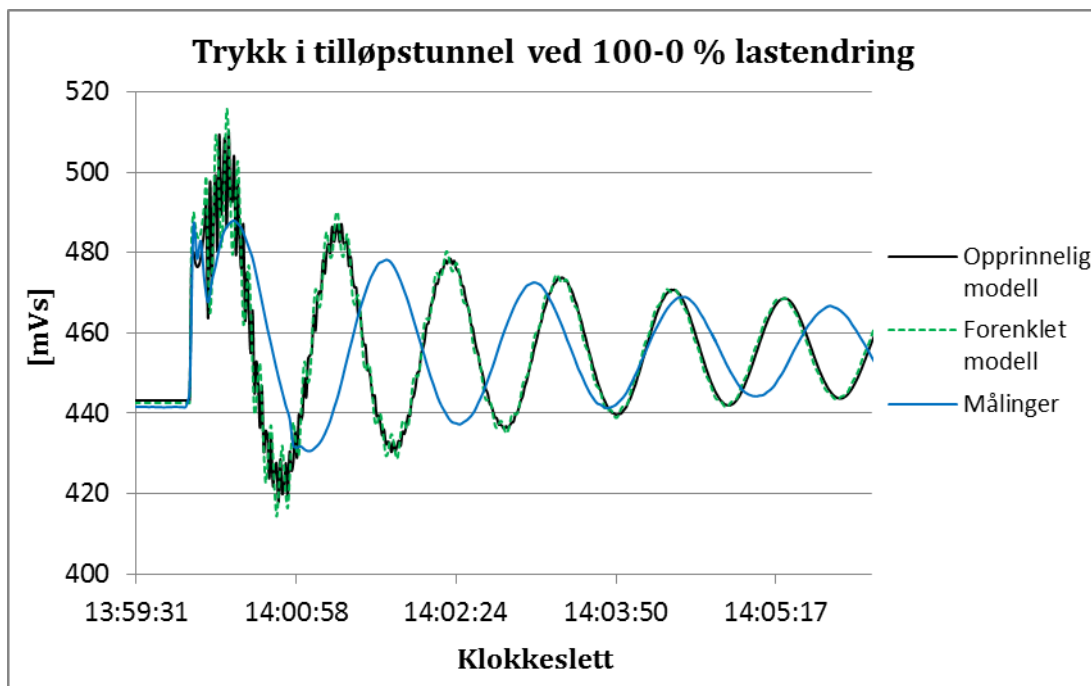
7.3 Forenklet modell

Den forenklete modellen er beskrevet i kapittel 5.2. Endring av tunnelsystemet fører til endring av falltapet, noe som krever ny kalibrering av SP mot PV. Lastendringer for forenklet modell finnes i vedlegg 9.

Tilløpstunnel



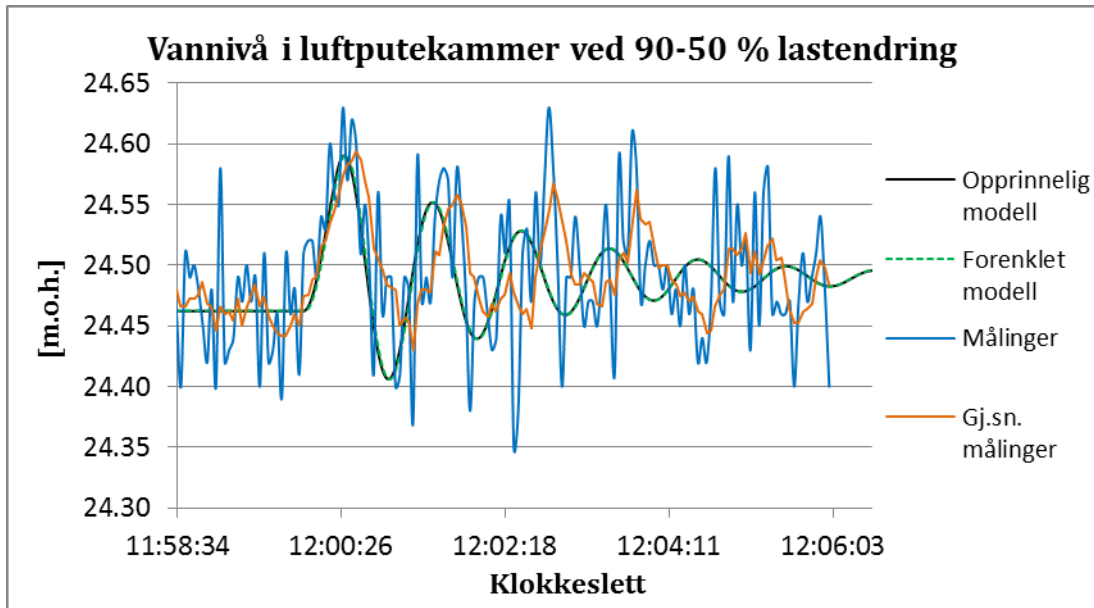
Figur 39 Trykk i tilløpstunnelen ved 40-60 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell



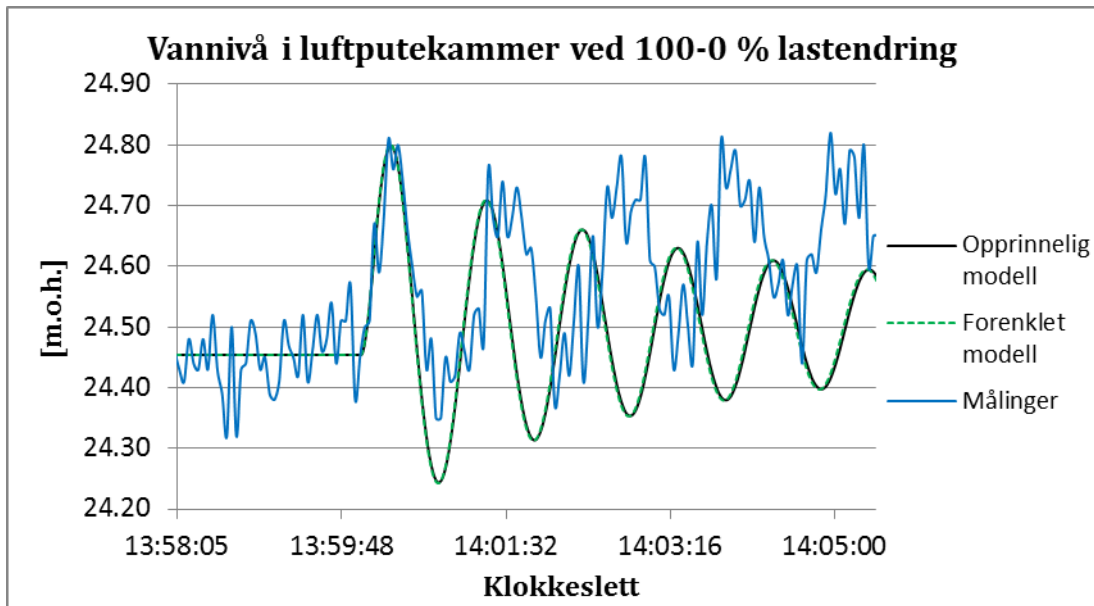
Figur 40 Trykk i tilløpstunnelen ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell

Resultatet fra forenklet modell er tilnærmet likt som for opprinnelig modell. En kan se at det er en liten forskjell i stasjonært trykk, men dette er minimalt. Den forenklete modellen har også litt større amplitude for massesvingningene enn den opprinnelige modellen. Perioden ser ut til å være lik for begge modellene.

Luftputekammer



Figur 41 Vannivå i luftputekammer ved 90-50 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell



Figur 42 Vannivå i luftputekammer ved 100-0 % lastendring. Målte verdier og beregninger med opprinnelig og forenklet modell

Resultatet med forenklet modell er nærmest identisk med resultatet for opprinnelig modell.

8 Beregning med forenklete formler

Her gjøres beregninger med noen av formlene fra teorien. Hensikten er å kunne sammenligne verdier fra de forenklete formlene med målinger og simuleringer.

Massesvingningene oppstår mellom magasinet og luftputekammeret. Lengden for beregninger relatert til massesvingningene er derfor

$$L_{oppstr} = 395 + 3101 + 90 = 3586 \text{ m.}$$

Trykkstøtet oppstår mellom luftputekammer og ventil. Lengden for

beregninger relatert til trykkstøtet er derfor $L_{nedstr} = 75 + 277 + 90 = 442 \text{ m.}$

Siden de forenklete formlene er utledet for åpen svingesjakt brukes ekvivalent tverrsnittsareal for A_S . Her brukes samme initialverdier for trykk og volum som for LVTrans.

Ekvivalent tverrsnitt

$$n=1,4: \quad A_{ekv} = \frac{1}{\frac{1}{A_o} + \frac{n \cdot h_{po}}{V_o}} = \frac{1}{\frac{1}{1337} + \frac{1,4 \cdot 429,65}{12049}} = 19,7 \text{ m}^2$$

$$n=1,2: \quad A_{ekv} = \frac{1}{\frac{1}{A_o} + \frac{n \cdot h_{po}}{V_o}} = \frac{1}{\frac{1}{1337} + \frac{1,2 \cdot 429,65}{12049}} = 23,0 \text{ m}^2$$

Maksimal amplitude massesvingninger

$$n=1,4: \quad q \sqrt{\frac{L}{g A_T A_S}} = 52,63 \sqrt{\frac{3585}{9,818 \cdot 40 \cdot 19,7}} = 35,8 \text{ mVs}$$

$$n=1,2: \quad q\sqrt{\frac{L}{gA_T A_S}} = 52,63\sqrt{\frac{3585}{9,818 \cdot 40 \cdot 23,0}} = 33,2 \text{ mVs}$$

Maksimal amplitude trykkstøt:

$$dh = \frac{c \cdot dv}{g} \frac{t_R}{t_L} = \frac{1200 \cdot 1,32}{9,818} \frac{0,74}{10} = 11,9 \text{ mVs}$$

Periode massesvingninger

$$n=1,4: \quad T = 2\pi\sqrt{\frac{L A_S}{g A_T}} = 2\pi\sqrt{\frac{3586}{9,818} \frac{19,7}{40}} = 84 \text{ s}$$

$$n=1,2: \quad T = 2\pi\sqrt{\frac{L A_S}{g A_T}} = 2\pi\sqrt{\frac{3586}{9,818} \frac{23,0}{40}} = 91 \text{ s}$$

Periode trykkstøt

Trykkstøtets refleksjonstid er:

$$t_r = \frac{2L}{c} = \frac{2 \cdot 442}{1200} = 0,74 \text{ s}$$

Perioden mellom to amplituder for trykkstøtet er lik to ganger refleksjonstiden:

$$T = 2 \cdot 0,74 = 1,48 \text{ s.}$$

Minimum luftputevolum

Formelen for minimum luftputevolum i kapittel 3.4 viser at V_{min} blir større for lavere H_e . Effektiv fallhøyde $H_e = H - h$ finnes derfor med største beregnede verdi for falltapet h i vedlegg 7; $h = 10,24$ m. H er brutto fallhøyde.

Absolutt lufttrykk h_{po} (mVs) i luftputen settes lik $z_{\text{magasin}} - z_{\text{vannspeil}} - h_f + p_{\text{atm}}$, der z_{magasin} og $z_{\text{vannspeil}}$ er kotehøyder for henholdsvis magasin og vannspeil i luftputekammeret. Det brukes samme h_f som for beregning av H_e , da forskjellen i falltap fra magasin til luftputekammer og fra magasin til turbin vil være ubetydelig i denne sammenhengen. For å gjøre h_{po} størst mulig velges minste nivå for vannspeil i luftputekammeret, 23,2 m.o.h. For polytropisk konstant brukes $n=1,4$ da dette vil gi størst V_{min} . Areal for vannoverflaten i kammeret er ut fra tegninger beregnet til å være 1337 m².

Luftputevolumet beregnes både for HRV og LRV. Dette gjøres på grunn av at h_{po} er størst ved HRV, mens H_e er minst ved LRV. Den metoden som gir størst V_{min} blir bestemmende.

1) Ved HRV:

$$H = HRV - z_{\text{turbin}} = 465 - (-10) = 475 \text{ m}$$

$$H_e = 475 - 10,24 = 464,76 \text{ m}$$

$$h_{po} = 465 - 23,2 - 10,24 + 10,33 = 441,89 \text{ mVs}$$

$$\alpha = f \frac{L}{2gD} = 0,132 \frac{3586}{2 \cdot 9,818 \cdot 7,14} = 3,38$$

$$V_{\text{min}} = \frac{n \cdot h_{po}}{\frac{2\alpha g H_e}{1,5LA_T} - \frac{1}{A_o}} = \frac{1,4 \cdot 441,89}{\frac{2 \cdot 3,38 \cdot 9,818 \cdot 464,76}{1,5 \cdot 3585 \cdot 40} - \frac{1}{1337}} = 4309 \text{ m}^3$$

2) Ved LRV:

$$H = LRV - z_{\text{turbin}} = 373,1 - (-10) = 383,1 \text{ m}$$

$$H_e = 383,1 - 10,24 = 372,86 \text{ m}$$

$$h_{po} = 373,1 - 23,2 - 10,24 + 10,33 = 349,99 \text{ mVs}$$

$$\alpha = f \frac{L}{2gD} = 0,132 \frac{3586}{2 \cdot 9,818 \cdot 7,14} = 3,38$$

$$V_{\min} = \frac{n \cdot h_{po}}{\frac{2\alpha g H_e}{1,5LA_T} - \frac{1}{A_o}} = \frac{1,4 \cdot 349,99}{\frac{2 \cdot 3,38 \cdot 9,818 \cdot 372,86}{1,5 \cdot 3585 \cdot 40} - \frac{1}{1337}} = 4260 \text{ m}^3$$

Minimum luftputevolum er ut fra disse beregningene 4309 m³. Det eksisterende luftputevolumet på omtrent 12 000 m³ er derfor tilstrekkelig for stabile svingninger.

9 Diskusjon

Opprinnelig modell

Maksimalt trykk og største opp- og nedsving i luftputekammeret er viktige faktorer ved dimensjonering av vannvei og luftputekammer for et vannkraftverk. Mulige konsekvenser av for stort trykk i vannvei og luftputekammer er ødeleggelse på turbinen, oppsprekking av betongføring i tunnelen og jekking av fjellet. Simuleringene med LVTrans gir i denne rapporten konservative resultater for trykket i tilløpstunnelen. Beregningene med forenklet formel gir en mye lavere maksimal trykkøkning enn i både simuleringer og målinger. Det er ikke grunnlag for å sammenligne trykkstøtene i måling og simulering, siden perioden for trykkstøtet er beregnet til å være 1,48 s med den forenklete formelen, mens loggeperioden for målingene var 2 s. Trykkstøtets periode i LVTrans er omtrent 1 s, og er i likhet med massesvingningenes periode kortere enn i de forenklete formlene. Vannivået i kammeret er også vanskelig å sammenligne, siden overflatebølger i kammeret forstyrrer målingene. Det hadde vært enklere å sammenligne forholdene i luftputekammeret dersom en i tillegg hadde målt lufttrykket i kammeret, siden dette antagelig ikke påvirkes av overflatebølgene. Det var imidlertid ikke installert utstyr for måling av lufttrykket på Oksla. Det antas likevel at hele systemet vil påvirkes av at man har et luftputekammer tilkoblet vannveien, og at det derfor er tilstrekkelig å sammenligne målinger og simuleringer for tilløpstunnelen. Det er likevel interessant å se hvordan ulike forutsetninger, for eksempel endret polytropisk konstant eller forenklet modell, påvirker simulert svingeforløp i kammeret.

Perioden for massesvingningene er omtrent 22 s kortere i LVTrans enn i målingene, det vil si 27 prosent lavere enn i målingene. Målt periode samsvarer bedre med perioden beregnet med overslagsformelen i kapittel 8, innsatt samme geometri som i LVTrans. Hvis en sammenligner målingene med resultatet fra overslagsformelen er det målingene som har kortest periode, med 2 s avvik for $n=1,4$ og 9 s avvik for $n=1,2$. Det er ikke funnet noen tilfredsstillende forklaring på avvikene. Dette er interessant, da utvikler av programmet, Bjørnar Svingen, ikke har sett noen feil med tanke på periode i LVTrans tidligere, verken sammenlignet med målinger eller overslagsformel (e-

post, 29.5.2013). Rapporten *Dempning av u-rørsvingninger. Etterberegning av målinger på Oksla kraftverk* (Nielsen 1983) beskriver imidlertid samme problem; den målte perioden gjengis ikke riktig av massesvingningsprogrammet SVINGE, men stemmer overens med overslagsformelen. Også her er perioden fra beregningsprogrammet mindre enn målt periode. Nevnte rapport finner heller ingen god forklaring på avviket. Det må nevnes at avviket er større for LVTrans enn for SVINGE.

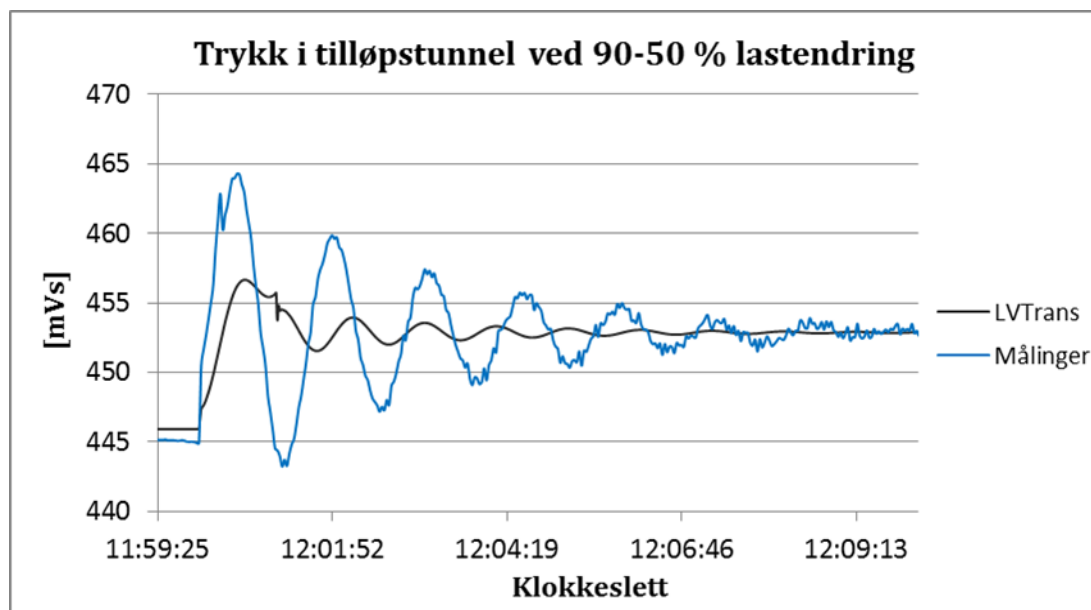
Det er flere mulige årsaker til at massesvingningene i LVTrans ikke stemmer helt med målingene. Vannveiens tverrsnittsareal påvirker både amplitude og periode. I følge de teoretiske formlene benyttet i kapittel 8 vil større areal for vannveien gi mindre amplitude, men også mindre periode. Mindre lengde vil gi mindre amplitude, men også mindre periode. Det vil altså ikke nytte å bare endre én av disse faktorene for å oppnå riktig amplitude og periode. Lengden er dessuten enklere å måle enn tverrsnittsarealet, og tverrsnittsarealet vil i tillegg variere langs vannveien. Feil tverrsnittsareal vil uansett ha større prosentvis betydning enn feil lengde. Det er derfor mest sannsynlig at en eventuelt feil ligger i tverrsnittsarealet.

Feil tverrsnittsareal vil også gi feil hastighet i beregning av friksjonsfaktoren, som ble veldig høy sammenlignet med normale verdier. Det valgte tverrsnittsarealet var det minste som ble funnet dokumentert, og et større areal ville gitt enda høyere friksjonsfaktor. Det stasjonære friksjonstapet i LVTrans ser imidlertid ut til å stemme relativt bra med målingene. En mulig forklaring på avviket i amplitude kan være at det ikke tas hensyn til dynamisk friksjon for massesvingningene i LVTrans. Konstanten for dynamisk friksjon i LVTrans fungerer bare for elastiske svingninger, for eksempel trykkstøt, men ikke for u-rørsvingninger (B. Svingen, e-post, 8.5.2013). I følge Bjørnar Svingen finnes det til dags dato ingen gode modeller for transient dempning for u-rørsvingninger. Mangel på dynamisk friksjon er trolig også grunnen til at massesvingningene dempes raskere ut i virkeligheten enn i LVTrans, særlig for fullt avslag. I rapporten *Dempning av u-rørsvingninger. Etterberegning av målinger på Oksla kraftverk* (Nielsen 1983) beregnes et ekvivalent Manningstall for ikke-stasjonær dempning ved Oksla. Rapporten bekrefter at den ikke-stasjonære friksjon er betydelig større enn for stasjonært falltap. I følge rapporten har Manningstallet relativt liten betydning for svingegrensene, det

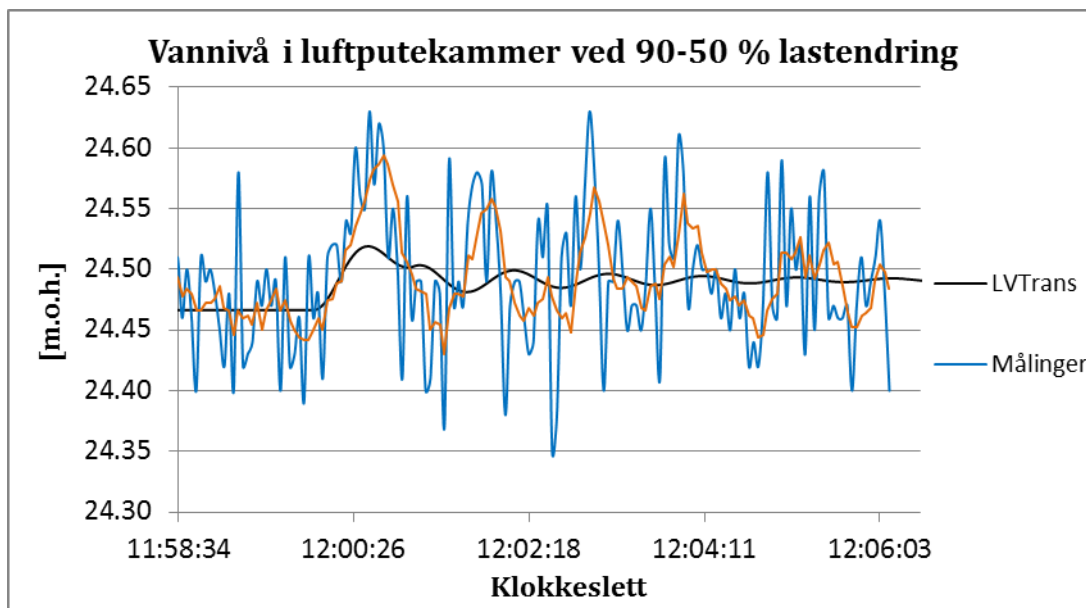
vil si første og andre svingeamplitude, men dempningen etter flere svingeperioder er merkbart avhengig av Manningstallet.

I følge de forenklete formlene er både amplitude og periode avhengig av forholdet $\sqrt{L/A_T}$. Siden man ønsker amplituden mindre og perioden større i LVTrans er det nytteløst å prøve å tilpasse L og A_T for å få simuleringene til å stemme med målingene, siden endringen av $\sqrt{L/A_T}$ vil påvirke både amplitude og periode i samme retning. En kunne i tillegg prøvd å justere andre inngangsparametre i LVTrans, for eksempel friksjonskoeffisienten, vannets tetthet, lambda og trykkbølgens hastighet. Målet med denne oppgaven er imidlertid ikke å tilpasse alle inngangsparameterne slik at resultatet blir korrekt, men heller å se hvordan resultatet blir med de parameterne som vanligvis er tilgjengelige i en tidlig fase av et prosjekt.

Simuleringene ble også kjørt med $T_{\text{ramp}}=167$ s, dermed ble effekten av endret lastrampe testet. Resultatet for tilløpstunnel og vannivå i luftputekammeret ved 90-50 % lastendring er vist i figurene under.



Figur 43 Trykk i tilløpstunnel ved 90-50 % lastendring. Beregninger fra LVTrans med Tramp=167 s



Figur 44 Vannivå i kammeret ved 90-50 % lastendring. Beregninger fra LVTrans med $T_{\text{ramp}}=167$ s

Figur 43 viser samme lastendring som i figur 29 i kapittel 7.1. En kan se at trykkstøt nummer to kommer på et senere tidspunkt enn for $T_{\text{ramp}}=59,9$ s, og at massesvingningenes amplitude er atskillig mindre. Dette viser at lastrampen vil avgjøre når trykkstøt nummer to kommer, og at lastendringstiden i stor grad vil påvirke maksimalt trykk. Dersom lastendringen gjøres over kort tid, det vil si en lav T_{ramp} , vil amplituden bli større enn dersom den samme lastendringen gjøres med en høyere T_{ramp} . I beregningen med de forenklede formlene tas det ikke hensyn til lastendringstiden, og dette kan muligens være en forklaring på at den forenklede formelen gir for lav amplitude for massesvingningene. Figur 44 viser vannivået i luftputekammeret ved 90-50 % lastendring, tidligere vist med en annen lastrampe i figur 33. En kan se at amplituden for vannivået blir betydelig mindre ved økning av T_{ramp} .

Polytropisk konstant n

Resultatet ved endring av den polytropiske konstanten n fra 1,4 til 1,2 var som forventet ut fra påstanden om at lavere n gir en mykere demping av svingningene. Beregningene i kapittel 8 viser at perioden i følge de forenklede formlene skal bli litt større og massesvingningenes amplitude litt mindre for lavere n . Det ble også kjørt simuleringer med $n=1,0$, men dette er utelatt fra resultatet da $n=1,0$ som nevnt i kapittel 3.3 ikke anses som realistisk for et luftputekammer. Tendensen man så ved n lik 1,2 ble forsterket med n lik 1,0,

det vil si at perioden ble enda lengre og amplituden for vannivået i kammeret enda større. For å få konservative beregninger med tanke på svingegrenser bør det for vannivået i luftputekammeret velges en lav verdi for n , og med tanke på maksimal trykkøkning velges en høy verdi for n . Optimal n for konservative beregninger avhenger altså av hva man dimensjonerer med hensyn på.

Forenklet modell

I tillegg til den opprinnelige numeriske modellen ble det laget en forenklet modell med færre antall elementer. Den forenklete modellen hadde samme totallengder for vannveien før og etter luftputekammeret, men det ble gjort noen forenklinger for retning og tverrsnitt av vannveien. De singulærtapene som krevde egne elementer i LVTrans, det vil si retningsendringer og varegrind, er utelatt i den forenklete modellen. Forenklingene i vannveien og de utelatte singulærtapene er antagelig grunnen til forskjellen i stasjonært trykk for opprinnelig og forenklet modell.

Ved å bruke en forenklet modell med mindre falltap i vannveien kan massesvingningenes amplitude bli større, men ikke mindre, enn for den opprinnelige modellen. Dette bekreftes i LVTrans ved at massesvingningenes amplitude for den forenklete modellen er like stor eller større enn for den opprinnelige modellen. En forenklet modell uten singulærtap vil derfor gi et konservativt resultat med tanke på maksimalt trykk i forhold til en mer detaljert modell. Forskjellen her er imidlertid marginal. Perioden for massesvingningene er lik i den forenklete og den opprinnelige modellen. Dette er som forventet, da totallengden og tverrsnittsarealet for vannveien mellom luftputekammeret og magasinet er lik for de to modellene.

Resultatet fra den forenklete modellen samsvarer godt med den opprinnelige modellen. Dette betyr at singulærtapene har liten betydning i forhold til friksjonstapet, spesielt for lange tunneler der friksjonstapet er stort, og det kan være hensiktsmessig å bruke en forenklet modell i planleggingsfasen av et prosjekt. Bestemmelse av singulærtapskoeffisientene kan være en omfattende jobb med tanke på alle detaljer som trengs, og som man vanligvis ikke har tilgjengelig tidlig i planleggingsfasen. Bruk av en forenklet modell vil dermed være tidsbesparende og gi tilfredsstillende resultater.

Generell vurdering av luftputekammer

Samtaler med driftspersonellet på Oksla kraftverk viser at de har lite driftsmessige problemer knyttet til luftputekammeret. Under siste inspeksjon av luftputekammeret ble det ikke observert utrasing i kammeret. Dette er nok grunnet god fjellkvalitet. En av de største utfordringene under feltmålingene var knyttet til måleinstrumentene for luftputekammeret. For det gamle måleutstyret på Oksla samler det seg avsetninger på målesensorene i kammeret, noe som ble forsøkt fjernet ved siste inspeksjon av kammeret. Det nye måleutstyret kunne gitt mer korrekte verdier, men dette viste ikke riktig vannivå og reagerte ikke på massesvingningene i kammeret under målingene. Grunnen til dette ble ikke funnet. Det anses som viktig å ha velfungerende måleinstrumenter for luftputekammeret, siden for lavt vannivå i kammeret kan føre til luftutblåsning i vannveien. Det er også viktig å kunne kontrollere trykket i kammeret med tanke på lufttap.

Driftspersonellet på Oksla kunne bekrefte at tapping og fylling av luftputekammeret er en omfattende og tidkrevende prosess. Skjema og diagram i vedlegg 10 viser at det tar rundt 40 dager både for tapping og fylling av luftputekammeret på Oksla. Ved tømning av vannvei må det tappes ut luft fra kammeret før vannveien tømmes. Dersom dette ikke blir gjort kan luftputen ekspandere og man kan få isdannelse i kammeret. Dette skjedde på kraftverkene Sima og Brattset (Broch 2000). Når kammeret skal fylles opp med luft igjen etter at det har vært tømt hentes det på Oksla inn en ekstern kompressor som har større kapasitet enn de monterte.

Den viktigste forutsetningen for å få et velfungerende luftputekammer virker å være god fjellkvalitet. Høy permeabilitet og sprekker i fjellet kan føre til uakseptabel høyt lufttap fra kammeret. Dersom lufttapet er for stort har vanngardin vist seg å være en god løsning for å redusere lufttapet. Som nevnt i kapittel 3.2 ble lufttapet på Tafjord kraftverk først forsøkt stanset med injisering, og deretter med vanngardin, som ga tilfredsstillende resultat. Det kan dermed virke som at vanngardin gir bedre effekt for stans av lufttap enn injisering. Vanngardinen trenger imidlertid en vannpumpe som holder trykket i vanngardinen høyt nok, noe som vil medføre økte driftskostnader. Injisering vil til sammenligning kun medføre en engangskostnad. Dersom kompressorene har kapasitet til å kompensere for lufttapet må man derfor sammenligne

driftskostnader for kompressorer, bygge- og driftskostnad for en vanngardin og byggekostnad for injisering, og ut fra dette gjøre en økonomisk vurdering med tanke på kraftverkets levetid.

10 Konklusjon

Resultatet fra LVTrans er i denne rapporten konservativt med tanke på massesvingningenes amplitude. Massesvingningenes periode er større i målingene enn i LVTrans. Massesvingningenes amplitude og periode avhenger i stor grad av vannveiens lengde og tverrsnittsareal. Det viser seg også at lastrampen har stor betydning for massesvingningenes amplitude. Dersom en lastendring gjøres raskt blir amplituden større enn hvis den samme lastendringen gjøres over lengre tid. For å få konservative beregninger er det derfor viktig å ikke velge for lang lastendringstid.

Resultatene fra den forenklete numeriske modellen viste godt samsvar med den opprinnelige modellen. Dette bekrefter at en forenklet modell kan være like hensiktsmessig å bruke som en mer detaljert modell. Dette gjelder spesielt for lange tunneler, der singulærtapene er små sammenlignet med friksjonstapet.

Endring av polytropisk eksponent n fra 1,4 til 1,2 viste at en lavere verdi av n gir større amplitude for massesvingningene i luftputekammeret og mindre amplitude for trykksvingningene i tilløpstunnelen. Simuleringene med $n=1,2$ ga i dette tilfellet et resultat som lå nærmere måleverdiene enn for $n=1,4$, men siden ingen av simuleringene ble helt lik målingene kan det være andre justeringer som skulle vært gjort som hadde ført til at $n=1,4$ ga best resultat. Det kan derfor ikke gis noen generell vurdering av hvilken verdi av n som stemmer best for luftputekammer.

Det er ikke funnet noen store driftsmessige problemer med luftputekammer. Tapping og fylling av kammeret er imidlertid en tidkrevende prosess som krever stans av kraftverket. Det kan derfor være kostbart å utføre inspeksjon av vannvei og kammer. Lufttap er et annet potensielt problem. For å unngå lufttap fra kammeret er det viktig med god fjellkvalitet, det vil si lite sprekker og lav permeabilitet. Dersom fjellkvaliteten ikke er optimal viser erfaring at vanngardin er en god løsning for å redusere lufttapet. Det er også viktig med velfungerende instrumentering for måling av vannivå og lufttrykk i kammeret. Hvis vannivået blir for lavt er det fare for luftutblåsning, som kan medføre store

skader på vannvei og inntak. Hvis lufttrykket blir for høyt blir lufttapet større enn beregnet, og det vil også være fare for jekking av fjellet.

Videre arbeid og anbefalinger

I videre utvikling av LVTrans anbefales det å legge inn korreksjon for hastighetshøyde i alle elementer, slik at resultatene kan sammenlignes direkte med målinger. Det foreslås også å endre måten virkningsgraden oppgis på, slik at det for eksempel kan legges inn en virkningsgradskurve for det aktuelle kraftverket. I tillegg skulle man ideelt sett tatt hensyn til dynamisk friksjon for massesvingningene, men dette må antagelig vente da det per i dag ikke finnes noen gode modeller for transient demping av u-rørsvingninger.

Luftputeelementet kan videreutvikles ved at tilkoblingstunnelen inkluderes, enten som en del av luftputekammeret, eller ved at luftputeelementet gjøres om til et endeelement som kobles til vannveien via et T-rør og et vanlig rør. Dette vil øke vannstrengens lengde for både trykkstøt og massesvingninger, og vil kunne påvirke både amplitude og trykkstøt. Den prosentvise lengdeendringen vil være større for trykkstøtet enn for massesvingningene, og endringen vil antagelig merkes best for trykkstøtet. Tilkoblingstunnelen vil også føre til et ekstra friksjonstap, noe som i teorien kan påvirke største utsving for vannivået i kammeret. Et annet forslag er å se på muligheten for å inkludere fri overflatestrømning i luftputekammeret, for å inkludere overflatebølgene i simuleringene. Hvis man hadde klart å modellere bølgene riktig kunne man sett hvordan de oppfører seg rundt åpningen i luftputekammeret, og om de kan utgjøre en fare med tanke på luftutblåsning.

Under besøket ved TU Graz ble vi presentert for noe som ble kalt «hydraulic throttling», som kan oversettes til «struping». En throttle er en installasjon ved innløpet til svingekammeret for justering av strømningsmotstand inn og ut av kammeret. Ved å ha større motstand for innstrømning enn for utstrømning vil den maksimale trykkøkningen på grunn av oppsving i kammeret reduseres, samtidig som vannet strømmer enkelt ut igjen for å redusere svingningens varighet. En throttle kan dermed bidra til å redusere nødvendig sjakthøyde for en åpen svingesjakt eller luftvolum for et luftputekammer. Throttle er i følge Wolfgang Richter ved TU Graz i bruk for flere vannkraftverk i Østerrike. Med tanke på muligheten den gir for reduksjon av utsprenget volum kan det være en

lønnsom investering. En throttle kan enkelt simuleres i LVTrans ved å justere tapsfaktorene for inn- og utstrømning. Det anbefales derfor å se videre på hvilken betydning en throttle kan ha for utforming av kammeret, blant annet hvor stor strømningsmotstand som kreves for å få en merkbar effekt, og hvordan en throttle som gir den nødvendige mostanden kan utformes. I artikkelen *Economic surge tank design by sophisticated hydraulic throttling* (Steyrer u.d.) beskrives ulike utforminger av throttle. Det planlegges per i dag å bygge en modell av et luftputekammer på Vassdragslaboratoriet ved NTNU. I forbindelse med denne modellen kan både overflatebølger i kammeret og bruk av ulike throttle-installasjoner studeres.

Når det gjelder fremtidige målinger i luftputekammer anbefales det, dersom det er mulig, å måle lufttrykket i kammeret i tillegg til vannivået. Lufttrykket vil trolig ikke påvirkes av overflatebølgene i kammeret, og det vil dermed være enklere å sammenligne målingene med beregningene. Det anbefales også å velge høyest mulig loggefrequens under målingene, slik at de høyfrekvente svingningene i vannveien i størst mulig grad blir registrert.

Referanser

- Broch, E. 2000. *Unlined high pressure tunnels and air cushion surge chambers*. Trondheim: NTNU.
- Calvert, J. B. 2000. *Water hammer*.
<http://mysite.du.edu/~jcalvert/tech/fluids/waterham.htm> (lest 8.6.2013).
- Crowe, Clayton T., Donald F. Elger, og John A. Roberson. 2005. *Engineering Fluid Mechanics*. 8. utg.
- Fjellvåg, Helmer, og Martin Ystenes. 2009. ideal gass. I *Store leksikon*. snl.no.
- Goodall, D. C., H. Kjørholt, T. Tekle, og E. Broch. 1988. *Air cushion surge chambers for underground power plants*. Water Power & Dam Construction.
- Goodall, D. C., H. Kjørholt, T. S. Dahlø, og E. Broch. 1989. *Air containment in rock caverns. Scandinavian experience and application to the CAES technology. Volume 2 part 1*: SINTEF Division of Rock and Mineral Engineering.
- Grøn, Øyvind. 2009. kompresjon - fysikk. I *Store norske leksikon*. snl.no.
- Guttormsen, Odd. 2006. *TVM4165 Vannkraftverk og vassdragsteknikk. Vassdragsteknikk II*.
- Hu, Jianyong, Lisheng Suo, Jian Zhang, og Jie Fang. 2007. Advance in research on air cushion surge chamber in hydropower plant.
- Idelchik, I. E. 2008. *Handbook of hydraulic resistance*. 3. utg. United States of America: Hemisphere Publishing Corporation.
- International Electrotechnical Commission. 1991. IEC 60041. Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines.
- Karterud, Tor. 1979. Oksla kraftverk. Luftputekammer. Vassdrags- og havnelaboratoriet.
- Karterud, Tor. 1980. Oksla kraftverk. Etterprøving av luftputekammer. Vassdrags- og havnelaboratoriet.
- Kartverket. 2013. *Norgeskart*.
<http://kart.statkart.no/adaptive2/default.aspx?gui=1&lang=2> (lest 22.05.2013).

- Kartverket. 2013. *sehavnivå.no*.
<http://www.sehavniva.no/sted/Hordaland/Odda/Tyssedal~79880/tid-evann.html> (lest 18.4.2013).
- Kværner Brug. 1988. Termodynamisk virkningsgradsmåling.
- Lund, E. 1988. Oksla kraftverk. Inspeksjon etter 500 driftstimer. Kværner Brug A/S.
- Mathisen, Rune. 2013. *PID regulatorparametrer*. Nasjonal digital læringsarena (NDLA). <http://ndla.no/nb/node/116627> (lest 01.06.2013).
- Meteorologisk institutt. 2009. adiabatisk. I *Store norske leksikon*. snl.no.
- Myrset, Ø., og Reidar Lien. 1982. *High pressure tunnel systems at Sima power plant*. Norges geotekniske institutt.
- Nielsen, T. K., og F. O. Rasmussen. 1992. *Analytic Model for dynamic simulations of Francis Turbines - Implemented in MOC*.
- Nielsen, Torbjørn K. 1983. Dempning av u-rørsvingninger. Etterberegning av målinger på Oksla kraftverk. Norges hydrodynamiske laboratorier,.
- Nielsen, Torbjørn K. 1990. *Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk*.
- Nielsen, Torbjørn K. 1990. *Transient Characteristics of High Head Francis Turbines*.
- NVE. 2010. Veileder i planlegging, bygging og drift av små kraftverk.
- NVE. 2012. Elsertifikater og oppgradering av vannkraftverk.
- Olje- og energidepartementet. 2011. *Prop. 101 L (2010-2011). Proposisjon til Stortinget (forslag til lovvedtak). Lov om elsertifikater*.
<http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed/dok/regpubl/prop/2010-2011/prop-101-l-2010-2011.html?showdetailedtableofcontents=true&id=640977>
- Paroscientific, Inc. 2010. User's Manual For Intelligent RS-232 Only Instruments.
- SINTEF Energi. 2012. *Dynamikk i vannkraftverk, en selvfølgelighet*.
<http://www.sintef.no/SINTEF-Energi-AS/Xergi/Xergi-2006/Nr-1---april/Dynamikk-i-vannkraftverk-en-selvfølgelighet/> (lest 29.04.2013).
- SINTEF Energiforskning. 1999. *Dynamiske trykkmålinger - Oksla kraftverk*.

- Statkraft. 2009. *Statkraft Tyssefaldene reguleringsområde*.
http://www.statkraft.no/Images/Tyssefaldene_tcm10-7314.pdf.
- Steyrer, Peter. u.d. Economic surge tank design by sophisticated hydraulic throttling. <http://www.docstoc.com/docs/88365365/ECONOMIC-SURGE-TANK-DESIGN-BY-SOPHISTICATED-HYDRAULIC-THROTTLING>
- Svingen, Bjørnar. 2003. Dokumentasjon for LVTrans (LabVIEW Transient Pipe Analysis). SINTEF Energiforskning AS.
- Svingen, Bjørnar 2007. Manual LVTrans for versjon 8_1.32.4.
- Tekle, T. 1972. *Luftpute fordelingsbasseng - Varmeovergangsforhold og stabilitet*. Sintef.
- Tyssefaldene. 2006. *Tyssefaldenes historie*.
<http://www.tyssefaldene.no/historie.htm>.
- Wylie, E. Benjamin, og Victor L. Streeter. 1993. *Fluid Transients in Systems*.

Vedlegg

- Vedlegg 1 Sammenheng mellom trykk og volum for ulike verdier av polytropisk konstant n
- Vedlegg 2 Dokumentasjon for Skand-instrumentet (måleutstyr for vannivå i luftputekammer)
- Vedlegg 3 Regneark for beregning av inngangsparametre til turbinelementet (ved bruk av francis-turbin) i LVTrans
- Vedlegg 4 Informasjon om regulatorparametre funnet på kontrollrommet på Oksla kraftverk
- Vedlegg 5 Beregning av total virkningsgrad
- Vedlegg 6 Beregning av singulærtapskoeffisienter
- Vedlegg 7 Beregning av friksjonskoeffisienten for fjell
- Vedlegg 8 Målte verdier og beregninger i LVTrans for øvrige lastendringer
- Vedlegg 9 Lastendringer for regulatoren i LVTrans for forenklet modell
- Vedlegg 10 Fylling og tapping av luftputekammeret på Oksla kraftverk

Vedlegg 1

Sammenheng mellom trykk og volum for ulike verdier av polytropisk konstant n

<u>n=1,4</u>		<u>n=1,2</u>		<u>n=1,0</u>	
p_0	429.63	p_0	429.63	p_0	429.63
V_0	12049	V_0	12049	V_0	12049
n	1.4	n	1.2	n	1
k	222037335	k	33902819	k	5176612

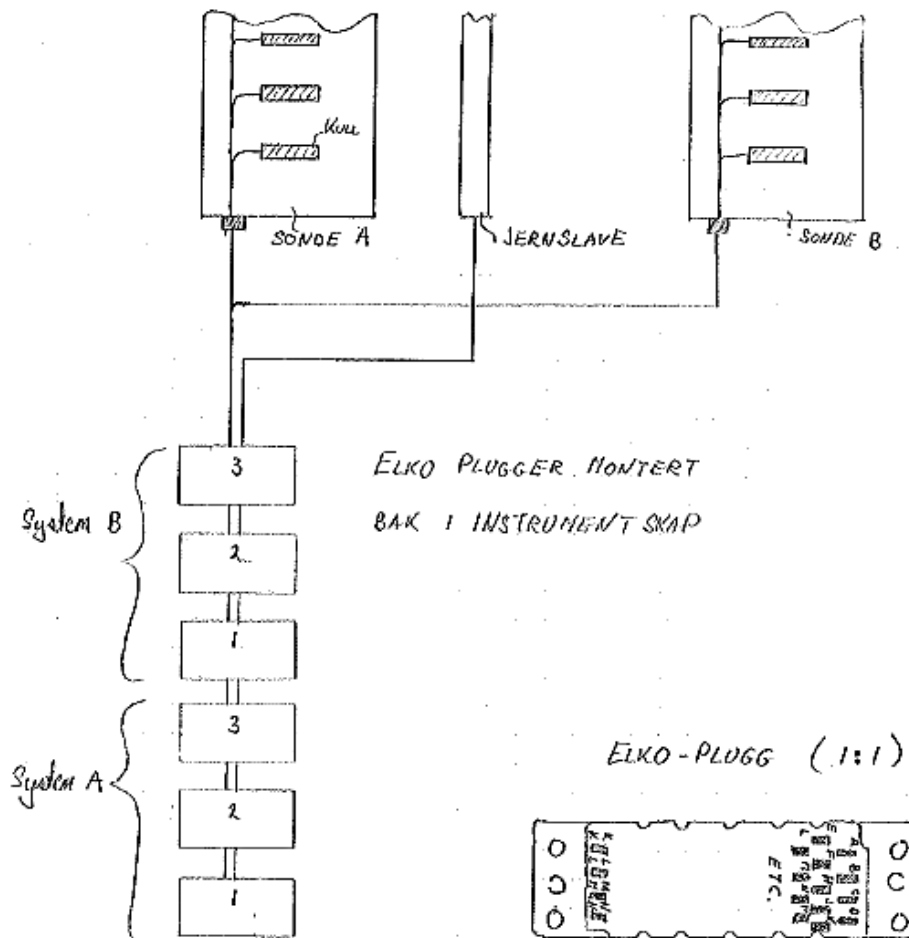
<u>p</u>	<u>V</u>	<u>p</u>	<u>V</u>	<u>p</u>	<u>V</u>
350	13949	350	14294	350	14790
360	13671	360	13962	360	14379
370	13406	370	13647	370	13991
380	13153	380	13347	380	13623
390	12911	390	13061	390	13273
400	12680	400	12788	400	12942
410	12458	410	12528	410	12626
420	12246	420	12279	420	12325
430	12042	430	12040	430	12039
440	11845	440	11812	440	11765
450	11657	450	11593	450	11504
460	11475	460	11382	460	11254
470	11300	470	11180	470	11014
480	11132	480	10986	480	10785
490	10969	490	10799	490	10565
500	10812	500	10618	500	10353
510	10660	510	10445	510	10150
520	10513	520	10277	520	9955

Vedlegg 2

Dokumentasjon for Skand-instrumentet (måleutstyr for vannivå i luftputekammer)

EN ENKEL FORKLARING AV VANNMÅLING MED SI 315.

OKSLA



Utstyret består av to separate systemer, her kalt system A & B, og er helt uavhengige av hverandre.

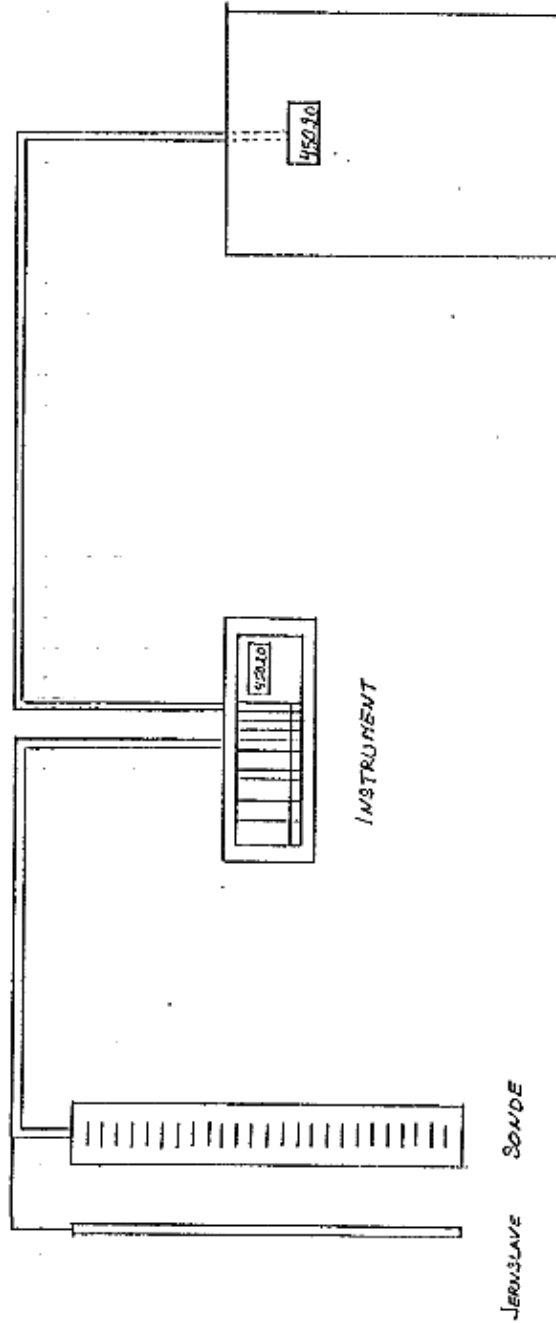
Det er to sonder, og disse er via en multikabel koblet til ELKO-kontaktene bak i instrument-kassen. Disse kommer man til ved å svinge instrumentet umer. De er montert over hverandre som vist på tegningen, med de første målepunktene nedenst 3: kontaktene merket med 1 på tegningen. Det første punktet vil være 1A, og deretter B, C, D, etc. Slaven er forbundet med pin NN på Elko-kontakt nr. 1

Prinsippet for målingen går ut på å måle spenningen som oppstår mellom kullbitene på sonden og slaver, når vannet kommer i kontakt med disse. Ved målinger direkte på plassene vil man kunne måle spenninger rundt 0,7V. Målingen vil variere, avhengig av forurensninger på kallet og hvor nærme vannflaten man er. Vanddamp vil kunne gjøre det vanskelig å bestemme nivået helt eksakt; man vil kunne få utslag på meteret selv om kallet ligger over vannspeilet. Bølger vil på tilsvarende vis gjøre dette vanskelig.

For å få korrekt nivå, teller antall målepunkter som er under vann opp, multipliserer dette med 5cm (kullbitenes avstand på sonden) og adderer svaret til 20,45m.
(Kotehøyden ved laveste vannstand)

Sjekk av elektronikk: Se etter at punktlum (lysdioden) på displayet blinker.

PRINSIPPSKISSE AV NIVÅMÅLING MED SI 315



SKAND-INSTRUMENT AS
SI 315

Vedlegg 3

Regneark for beregning av inngangsparametre til turbinelementet (ved bruk av francis-turbin) i LVTrans.

1 Sett inn nominell fallhøyde, H0			
2 Sett inn nominell volumstrøm, Q0			
3 Sett aktuell nettfrekvens i Hz			
4 Juster Polpar inntil beta2 [beregnet] ligger mellom 13 og 21 grader		Q0	57.5
5 Sett beta2 [skal] lik beta2 [beregnet]		L	6.4
		A	12.56637
		Twt	0.006855
INPUT		Verdier som skal inn i LVTrans	
Nettfrekvens [Hz]	50	H0 [m]	435
eta	0.9208	Q0 [m3/s]	57.5
H0 [m]	435	n [o/min]	375.00
Q0 [m3/s]	57.5	Fartstall	0.34
Polpar	8	r1 [m]	1.718
beta_2 [skal]	23.8	r2 [m]	1.019
beta_2 [beregnet]	23.8	alpha1	14.8
		beta1	67.3
		beta2	NA
		Poler	16
		P0 [MW]	226.17
		T0 [kgm]	5759357

Vedlegg 4

Informasjon om regulatorparametre

Bilde tatt av et dokument for regulatoren funnet på kontrollrommet på Oksla

Parameter sett

Det er tilgjengelig 4 parametersett, for å optimalisere frekvensreguleringen ved forskjellige nettsituasjoner.

Parameter sett	Driftsituasjon
1	Frakoblet drift
2	Normal nettdrift
3	Urolig nettdrift
4	Isolert nettdrift

Frakoblet drift blir valgt når effektbryteren er åpen. Det brukes ved oppstart og synkronisering av aggregatet og ved lastavslag hvis effektbryteren åpnes med last på aggregatet.

Når effektbryteren er lukket, velges "Normal nettdrift". Regulatoren forblir i dette modus så lenge nettet har stabil frekvens.

Under lastavslag mens det er overturtall eller hvis en større forstyrrelse oppstår, velges parametre for urolig nettdrift. Disse brukes kortvarig når rask regulering er påkrevet.

Hvis frekvensvariasjonene er større enn normalt for et samkjøringsnett, velger regulatoren parametre for isolert nettdrift.

Veksling mellom parametersettene 2-4 styres av parametre.

Det er bare mulig å endre statikken for "Normal nettdrift" når man fjernstyres statikken. For de tre øvrige parametersettene, velges statikken ved idriftsettelsen.

Bilde av display for regulatorparametre i kraftstasjonen på Oksla



Vedlegg 5

Beregning av total virkningsgrad

Generatorvirkningsgrad og turbinvirkningsgrad u/slitasje er hentet fra virkningsgradsmålingene fra 1988 (Kværner Brug 1988)

Slitasje	1.016 %				
Generator-effekt [MW]	Generator-virkningsgrad	Turbin-virkningsgrad u/slitasje	Turbin-virkningsgrad m/slitasje	Total virkningsgrad u/slitasje	Total virkningsgrad m/slitasje
95.3	98.4 %	89.77 %	88.86 %	88.33 %	87.44 %
120.07	98.6 %	92.09 %	91.15 %	90.80 %	89.88 %
140.97	98.6 %	93.13 %	92.18 %	91.83 %	90.89 %
160.42	98.7 %	93.96 %	93.01 %	92.74 %	91.80 %
183.85	98.7 %	94.25 %	93.29 %	93.02 %	92.08 %
189.94	98.8 %	94.12 %	93.16 %	92.99 %	92.05 %
200.09	98.8 %	93.75 %	92.80 %	92.63 %	91.68 %
200.6	98.8 %	93.79 %	92.84 %	92.66 %	91.72 %
216.44	98.8 %	93.81 %	92.86 %	92.68 %	91.74 %
231.95	98.8 %	93.09 %	92.14 %	91.97 %	91.04 %

Vedlegg 6

Beregning av singulærtapskoeffisienter

INNGANGSPARAMETRE			
Effekt	P	204.6	MW
Vannføring	Q	52.63	m ³ /s
Tverrsnittsareal tilløpstunnel fjell	A _{tilløp fjell}	40.0	m ²
Tverrsnittsareal tilkoblingstunnel	A _{tilkobl}	18.3	m ²
Tverrsnittsareal varegrind	A _{varegrind}	60.0	m ²
Tverrsnittsareal tilløpsrør rør	A _{tilløp rør}	6.6	m ²
Tverrsnittsareal avløpstunnel	A _{avløp}	34.5	m ²
Diameter tilløpstunnel fjell	D _{tilløp fjell}	7.14	m
Diameter tilkoblingstunnel	D _{tilkobl}	4.83	m
Diameter varegrind	D _{varegr.}	8.74	m
Diameter tilløpstunnel rør	D _{tilløp rør}	2.90	m
Diameter avløpstunnel	D _{avløp}	6.63	m
Vannhastighet tilløpstunnel fjell	V _{tilløp fjell}	1.32	m/s
Vannhastighet tilkoblingstunnel	V _{tilkobl}	2.88	m/s
Vannhastighet varegrind	V _{varegr.}	0.88	m/s
Vannhastighet tilløpstunnel rør	V _{tilløp rør}	7.97	m/s
Vannhastighet avløpstunnel	V _{avløp}	1.52	m/s
Kinematisk viskositet	v	1.00E-06	m ² /s
Hydraulisk diameter tilløpstunnel fjell	D _{h,tilløp fjell}	6.40	m
Hydraulisk diameter tilkoblingstunnel	D _{h,tilkobl}	4.85	m
Hydraulisk diameter tilløpstunnel rør	D _{h,tilløp rør}	2.90	m
Hydraulisk diameter avløpsstunnel	D _{h,avløp}	6.06	m
Reynolds tall tilløpstunnel fjell	Re _{tilløp fjell}	8.42E+06	
Reynolds tall tilkoblingstunnel	Re _{tilkobl}	1.39E+07	
Reynolds tall tilløpstunnel rør	Re _{tilløp rør}	2.31E+07	
Reynolds tall avløpstunnel	Re _{avløp}	9.24E+06	
Ruhet fjell	Δ _{fjell}	0.26	m
Ruhet stålrør	Δ _{stålrør}	0.002	m
Relativ ruhet tilløpstunnel fjell	$\bar{\Delta}$ _{tilløp fjell}	0.04	
Relativ ruhet tilkoblingstunnel	$\bar{\Delta}$ _{tilkobl}	0.05	
Relativ ruhet tilløpstunnel rør	$\bar{\Delta}$ _{tilløp rør}	0.001	
Relativ ruhet avløpstunnel	$\bar{\Delta}$ _{avløp}	0.04	
Tyngdeakselerasjon	g	9.81863	m/s ²

INNTAK

Positiv retning Diagram 3-1

Parameter	Funnet	Verdi
b/D_h		0
δ_1/D_h		∞
ζ	Tabell i diagram 3-1	0.5
Cvp		31420

Negativ retning Diagram 11-1

Parameter	Funnet	Verdi
m		9
ζ	Graf a i diagram 11-1	1.03
Cvm		15252

BEND

Skarpkantede

bend

Positiv retning = Diagram 6-7

$$\zeta = C_1 A \zeta_{loc}$$

negativ retning

Parameter	Funnet	Bend 3	Bend 4
Del av tunnel		Tilløpstunnel rør	Tilløpstunnel rør
Type kurve		Vertikal	Vertikal
$\bar{\Delta}$		0.00	0.00
Re		2.31E+07	2.31E+07
a_0		2.9	2.9
b_0		2.9	2.9
a_0/b_0		1	1
C1	Graf a i diagram 6-7	1	1
δ [°]		6.9	6.9
A	Graf b i diagram 6-7	3	3
ζ_{loc}	Graf b i diagram 6-7	0.02	0.02
ζ		0.0600	0.0600
Cvp=Cvm		7140	7140

Kurver

Positiv retning = Diagram 6-2

$$\zeta = 0.0175 \lambda_{el} \delta R_0 / D_h$$

negativ retning

Parameter	Funnet	Bend 1	Bend 2	Bend 5
Del av tunnel		Tilløpstunnel fjell	Tilløpstunnel fjell	Avløpstunnel
Type kurve		Vertikal	Horisontal	Vertikal
R_0 [m]		100	100	100

D_0 [m]		7.14	7.14	2.9
R_0/D_0		14.01	14.01	34.48
Re		8.42E+06	8.42E+06	9.24E+06
λ_{el}	Tabell i diagram 6-2	0.029	0.029	0.024
δ [°]		6.6	24.0	24.0
ζ		0.0521	0.1903	0.1663
Cvp=Cvm		301543	82547	70340

VAREGRIND

1) Grindstaver

Positiv retning = negativ retning Diagram 8-10 $\zeta = \sigma_1 \sigma_2$

Parameter	Funnet	Verdi
a_0		0.6
$Re = w_0 \cdot a_0 / \nu$		5.26E+05
S_1		0.7
a_0/S_1		0.86
α_0		6
σ_1	Tabell diagram 8-10	1.00
σ_2	Tabell diagram 8-10	0.25
ζ		0.250
Cvp=Cvm		141388

2) Tverrsnittsendring

Positiv retning Diagram 5-23

Parameter	Funnet	Verdi
$Re = w_0 \cdot D_0 / \nu$		2.31E+07
α		9.16
F_0		9.1
F_1		60.0
$n_0 = F_0 / F_1$		0.15
ζ	Tabell i diagram 5-23	0.053
Cvp		15271

Negativ retning

Diagram 5-2

$\zeta = k_d \zeta_d$

Parameter	Funnet	Verdi
F_0		9.1
F_1		60.0
$n_{ar1} = F_1 / F_0$		6.61
α		9.16

Re		1.97E+07
l_0		55
l_0/D_0		16
k_d	Tabell i diagram 5-2	3.050
ζ_d	Tabell i diagram 5-1	0.079
ζ		0.241
Cvm		3359

Samlet ζ positiv retning		0.303
Samlet ζ negativ retning		5.077
Samlet Cvp varegrind		116657
Samlet Cvm varegrind		6962

LUFTPUTEKAMMER

1) Retningsendring innløp tilkoblingstunnel

Positiv retning

Diagram 6-7

$$\zeta = k_{\Delta} k_{Re} C_1 A \zeta_{loc}$$

Parameter	Funnet	Bend innløp
Del av tunnel		Tilkoblingstunnel
Type kurve		Horisontal
$\bar{\Delta}$		0.05
Δk	Tabell i diagram 6-6	1.5
k_{Re}	Tabell i diagram 6-6	1
a_0		5
b_0		4
a_0/b_0		1.25
C1	Graf a i diagram 6-7	1.975
δ [°]		126.0
A	Graf b i diagram 6-7	1.2
ζ_{loc}	Graf b i diagram 6-7	2.1
ζ		7.4655
Cvp		440

Negativ retning

Diagram 6-7

$$\zeta = k_{\Delta} k_{Re} C_1 A \zeta_{loc}$$

Parameter	Funnet	Bend innløp
Del av tunnel		Tilkoblingstunnel
Type kurve		Horisontal
$\bar{\Delta}$		0.05
Δk	Tabell i diagram 6-6	1.5
k_{Re}	Tabell i diagram 6-6	1
a_0		5

b_0		4
a_0/b_0		1.25
C1	Graf a i diagram 6-7	1.975
δ [°]		54.0
A	Graf b i diagram 6-7	1.6
ζ_{loc}	Graf b i diagram 6-7	0.3
ζ		1.4220
Cvp		2312

2) Retningsendring i tilkoblingstunnel

Positiv retning = negativ retning

Diagram 6-2

$$\zeta = 0.0175 \lambda_{el} \delta R_0 / D_h$$

Parameter	Funnet	Bend i tilkoblingstunnel
Del av tunnel		Tilkoblingstunnel
Type kurve		Horisontal
R_0 [m]		20
D_0 [m]		4.83
R_0/D_0		4.14
Re		1.39E+07
λ_{el}	Tabell i diagram 6-2	0.042
δ [°]		120.0
ζ		0.2756
Cvp=Cvm		11930

3) Tunnelåpning

Positiv retning

Diagram 4-2

$$\zeta = \zeta_{loc} + \zeta_{fr} / (n_{ar}^2)$$

Negativ retning

Diagram 4-9

$$\zeta = 0.5 \cdot (1 - F_0/F_1)^{3/4} + \zeta_{fr}$$

Parameter	Funnet	Verdi
Del av tunnel		Tilkoblingstunnel
m		9
F_0		18.3
F_2		40.0
F_0/F_2		0.46
ζ_{loc}	Graf a i diagram 4-2	0.7
$\bar{\Delta}$		0.05
Re		1.39E+07
λ	Tabell i diagram 2-4	0.072
l_2		44
P_2		29
D_{2h}		5.5
ζ_{fr}		0.576
$n_{ar} = F_2/F_0$		2.19
ζ_p		0.8206

ζ_n		0.8921
Cvp		4007
Cvm		3686

Samlet ζ positiv retning		8.562
Samlet ζ negativ retning		2.590
Samlet Cvp luftputekammer		384
Samlet Cvm luftputekammer		1270

FULLT AVSLAG

Samlet ζ positiv retning		8.562
Samlet ζ negativ retning		8.633
Samlet Cvp luftputekammer		384
Samlet Cvm luftputekammer		381

UTLØP

Positiv retning Diagram 11-1

Parameter	Funnet	Verdi
m		9
ζ	Graf a i diagram 11-1	1.03
Cvp		11359

Negativ retning Diagram 3-1

Parameter	Funnet	Verdi
b/D_h		0
δ_1/D_h		∞
ζ	Tabell i diagram 3-1	0.5
Cvm		23400

Vedlegg 7

Beregning av friksjonskoeffisienten for fjell

INPUT							
Målt atmosfæretrykk	p_{atm}	259.72	mVs				
Nivå trykkcelle		-13.2	moh.				
Nivå turbin		-10	moh.				
Diff. nivå		3.2	m				
Tyngdeakselerasjon	g_{loc}	9.81863	m/s ²		Friksjonsfaktor rør	$f_{rør}$	0.01
Massetetthet vann	ρ_{vann}	1000	kg/m ³		Tapsfaktor inntak	ζ_{inntak}	0.5
Tverrsnittareal tilløps	$A_{tilløp fjell}$	40	m ²		Tapsfaktor bend 1	ζ_{bend1}	0.0521
Tverrsnittareal varegrind	$A_{varegrind}$	60	m ²		Tapsfaktor bend 2	ζ_{bend2}	0.1903
Tverrsnittareal tilløps	$A_{tilløp rør}$	6.6	m ²		Tapsfaktor varegrind	$\zeta_{varegrind}$	0.303
Tverrsnittareal avløps	$A_{avløp}$	34.52	m ²		Tapsfaktor bend 3	ζ_{bend3}	0.06
Diameter tilløpstunnel	$D_{tilløp fjell}$	7.14	m		Tapsfaktor bend 4	ζ_{bend4}	0.06
Diameter tilløpstunnel	$D_{tilløp rør}$	2.9	m				
Diameter avløpstunnel	$D_{avløp}$	6.63	m				
Hydraulisk diameter til	$D_{h, tilløp fjell}$	6.40	m				
Hydraulisk diameter til	$D_{h, tilløp rør}$	2.90	m				
Hydraulisk diameter av	$D_{h, avløp}$	6.06	m				
Lengde tilløpstunnel fjell	$L_{tilløp fjell}$	3571	m				
Lengde tilløpstunnel rør	$L_{tilløp rør}$	254	m				
Total lengde tilløpstunnel	$L_{tilløp tot}$	3825	m				
Lengde avløpstunnel	$L_{avløp}$	316	m				

Tid	Timesnitt effekt [MW]	Timesnitt vannstand undervann [m.o.h.]	Trykk fra undervann mot turbin [m]	Trykk over turbin [m]	Samlet virkningsgrad [%]	Vannføring [m³/s]	Hastighet til løp stunnel fjell [m/s]	Hastighet varegrind [m/s]	Hastighet til løp stunnel rør [m/s]	Hastighetshøyde til løp stunnel rør [m]	Falltap justert for hastighetshøyde [m]
09:00-10:00	85.5	0.0566	10.06	443.15	86.30 %	22.77	0.57	0.38	3.45	0.61	1.74
10:00-11:00	134.8	-0.0806	9.92	439.97	90.65 %	34.44	0.86	0.57	5.21	1.38	4.29
11:00-12:00	188.3	-0.2353	9.76	434.71	92.10 %	47.90	1.20	0.80	7.25	2.68	8.42
12:00-13:00	94.6	-0.3899	9.61	443.14	87.35 %	24.90	0.62	0.41	3.77	0.72	2.09
13:00-14:00	204.6	-0.4866	9.51	432.58	91.70 %	52.53	1.31	0.88	7.95	3.22	10.25

Tid	Timesnitt effekt [MW]	f _{fjell}
09:00-10:00	85.5	0.122
10:00-11:00	134.8	0.137
11:00-12:00	188.3	0.140
12:00-13:00	94.6	0.123
13:00-14:00	204.6	0.142
Gjennomsnitt f_{fjell}		0.133

Tid	Timesnitt effekt [MW]	Hastighet av løp stunnel [m/s]	Frikjonstap av løp stunnel [m]	Trykk fra undervann inkl. frikjonstap av løp stunnel [m]	Nytt trykk over turbin [m]	Ny vannføring [m³/s]	Ny hastighet til løp stunnel fjell [m/s]	Ny hastighet til løp stunnel varegrind [m/s]	Ny hastighet til løp stunnel rør [m/s]	Ny hastighets-høyde til løp stunnel rør [m]	Nytt falltap [m]
09:00-10:00	85.5	0.66	0.15	10.21	442.99	22.78	0.57	0.38	3.45	0.66	1.74
10:00-11:00	134.8	1.00	0.35	10.27	439.62	34.46	0.86	0.57	5.22	1.00	4.29
11:00-12:00	188.3	1.39	0.68	10.44	434.03	47.97	1.20	0.80	7.26	1.39	8.41
12:00-13:00	94.6	0.72	0.18	9.79	442.96	24.91	0.62	0.42	3.77	0.72	2.09
13:00-14:00	204.6	1.52	0.82	10.33	431.77	52.63	1.32	0.88	7.97	1.52	10.24

Tid	Timesnitt effekt [MW]	f _{fjell}
09:00-10:00	85.5	0.122
10:00-11:00	134.8	0.136
11:00-12:00	188.3	0.139
12:00-13:00	94.6	0.123
13:00-14:00	204.6	0.141
Gjennomsnittlig f_{fjell}		0.132

Tid	Timesnitt effekt [MW]	Nytt friksjonstap avløpstunnel [m]	Nytt trykk fra undervann inkl. friksjonstap avløpstunnel [m]	Nytt trykk over turbin [m]	Ny vannføring [m ³ /s]	Ny hastighet tilløpstunnel fjell [m/s]	Ny hastighet varegrind [m/s]	Ny hastighet tilløpstunnel rør [m/s]	Ny hastighet avløpstunnel [m/s]	Ny hastighets-høyde tilløpstunnel rør [m]	Nytt falltap [m]
09:00-10:00	85.5	0.15	10.21	442.99	22.78	0.57	0.38	3.45	0.66	0.61	1.74
10:00-11:00	134.8	0.35	10.27	439.62	34.46	0.86	0.57	5.22	1.00	1.39	4.29
11:00-12:00	188.3	0.68	10.44	434.03	47.97	1.20	0.80	7.26	1.39	2.69	8.41
12:00-13:00	94.6	0.18	9.79	442.96	24.91	0.62	0.42	3.77	0.72	0.72	2.09
13:00-14:00	204.6	0.82	10.33	431.77	52.63	1.32	0.88	7.97	1.52	3.23	10.24

Tid	Timesnitt effekt [MW]	f _{fjell}
09:00-10:00	85.5	0.122
10:00-11:00	134.8	0.136
11:00-12:00	188.3	0.139
12:00-13:00	94.6	0.123
13:00-14:00	204.6	0.141
	Gjennomsnittlig f_{fjell}	0.132

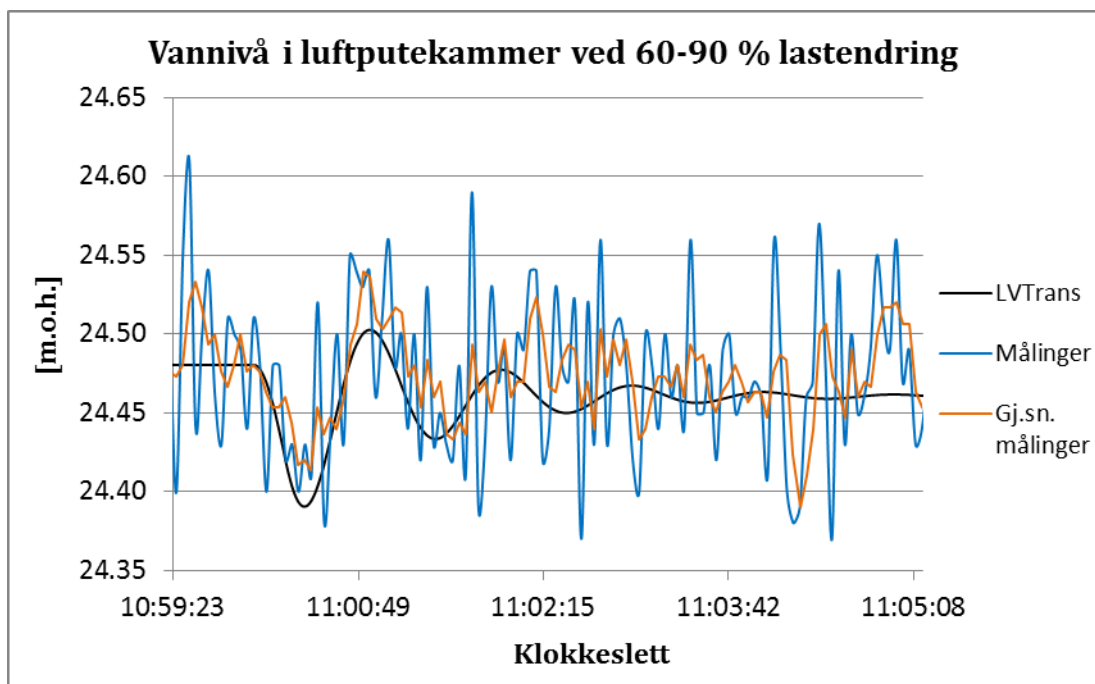
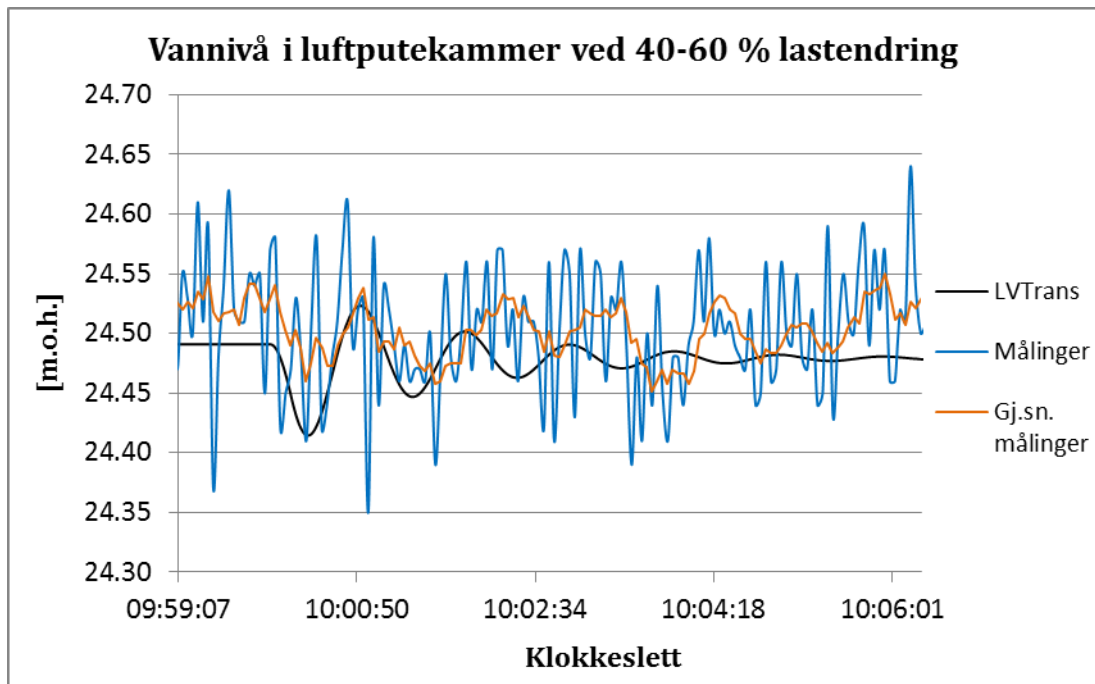
Mannings tall M
32.9
31.4
31.2
32.9
30.9
Gjennomsnittlig M
31.9

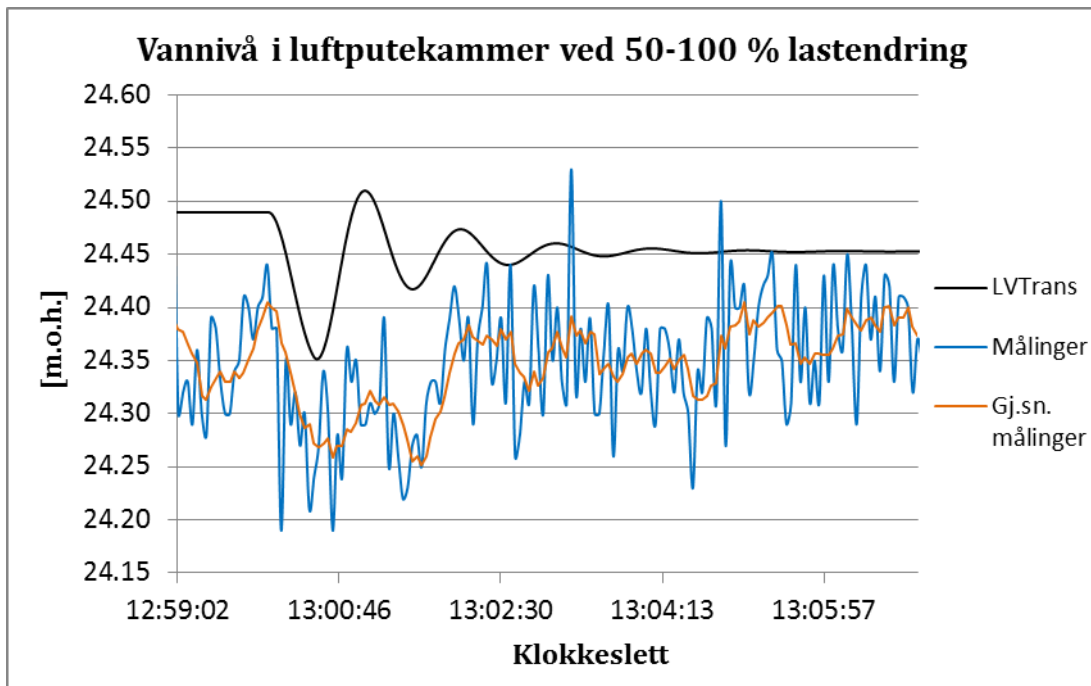
Vedlegg 8

Målte verdier og beregninger i LVTrans for øvrige lastendringer

Opprinnelig modell

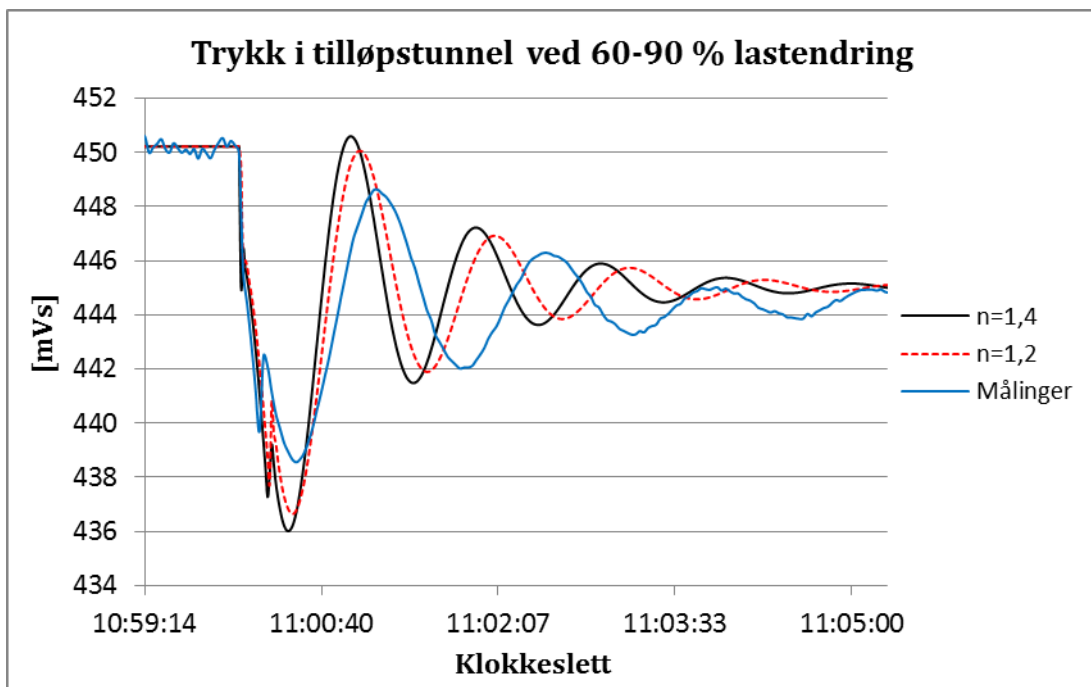
Luftputekammer

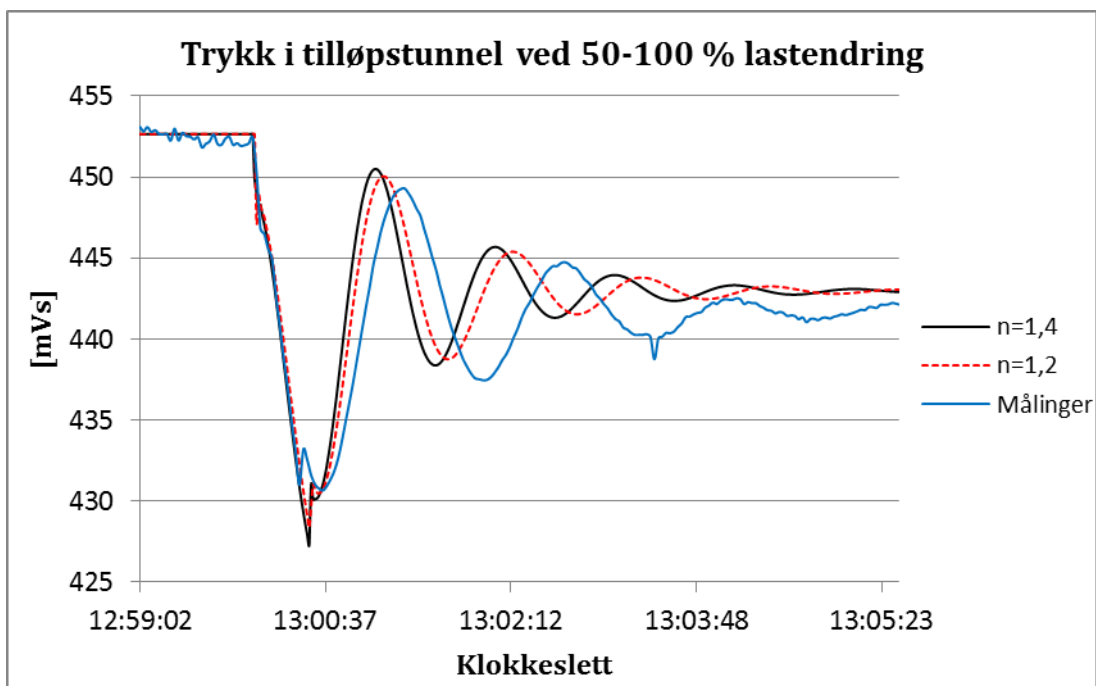
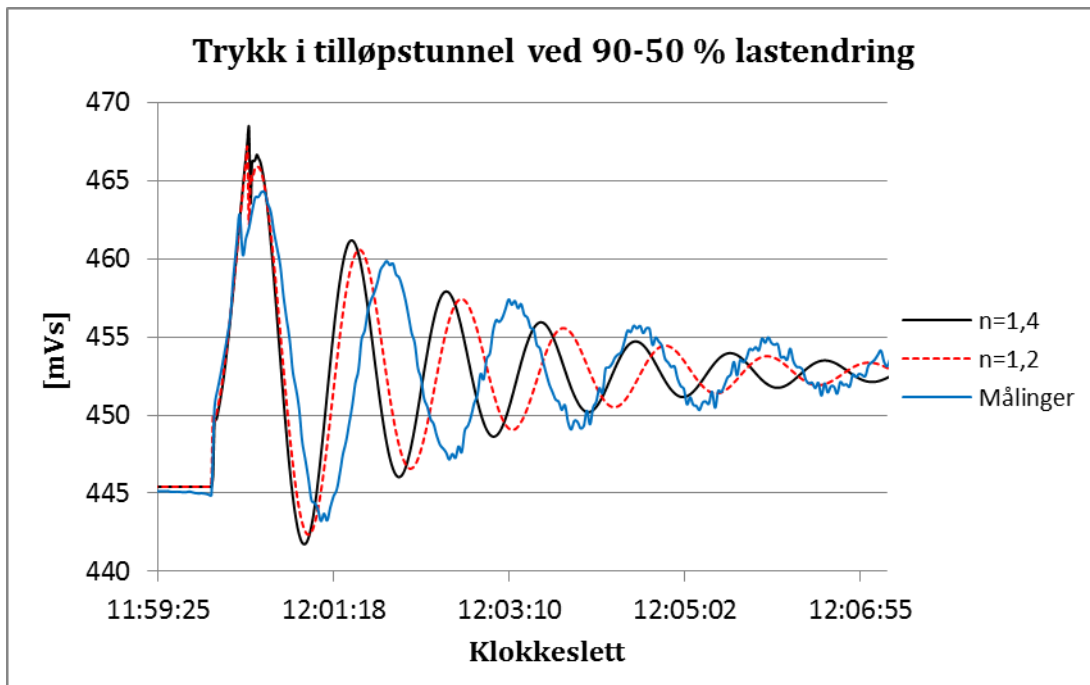




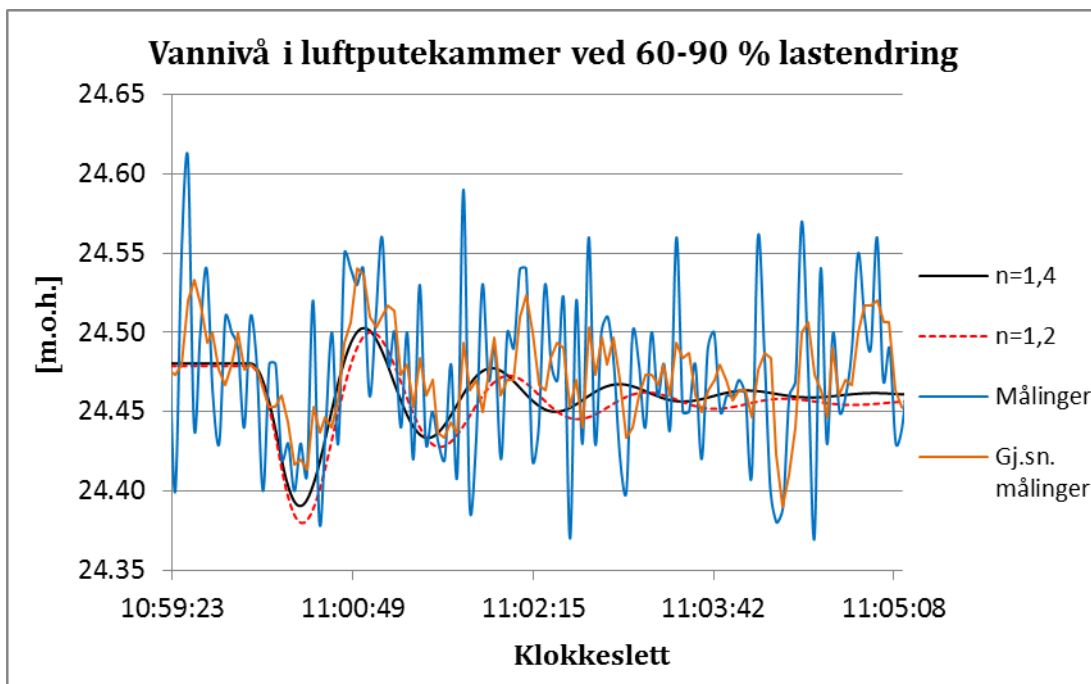
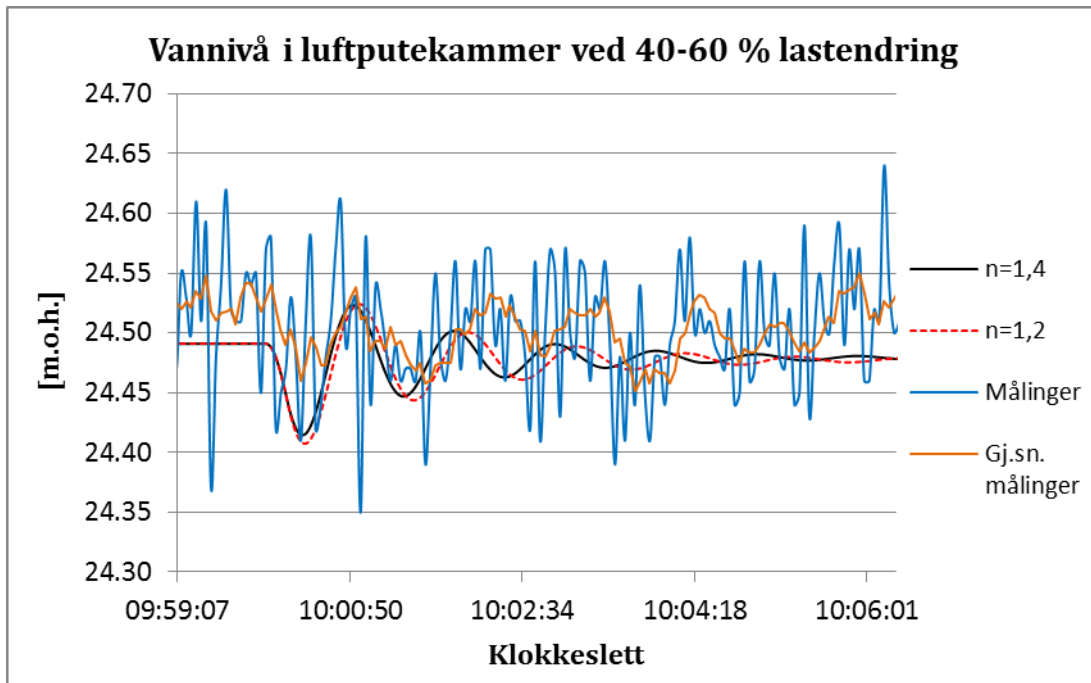
Endring av polytropisk konstant n

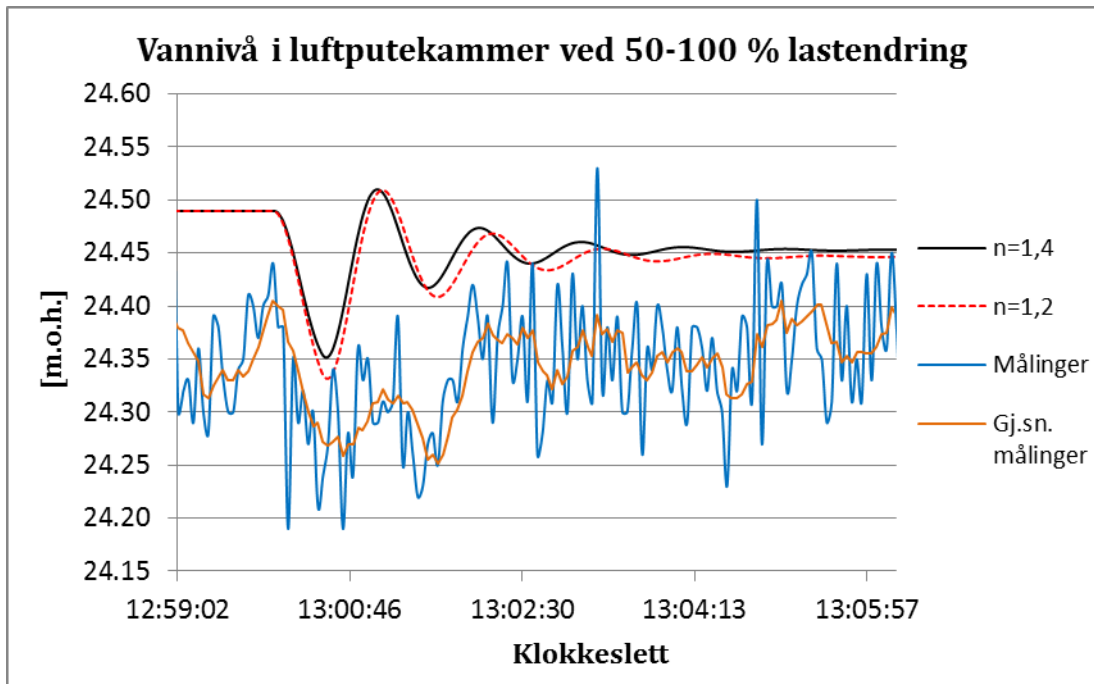
Tilløpstunnel





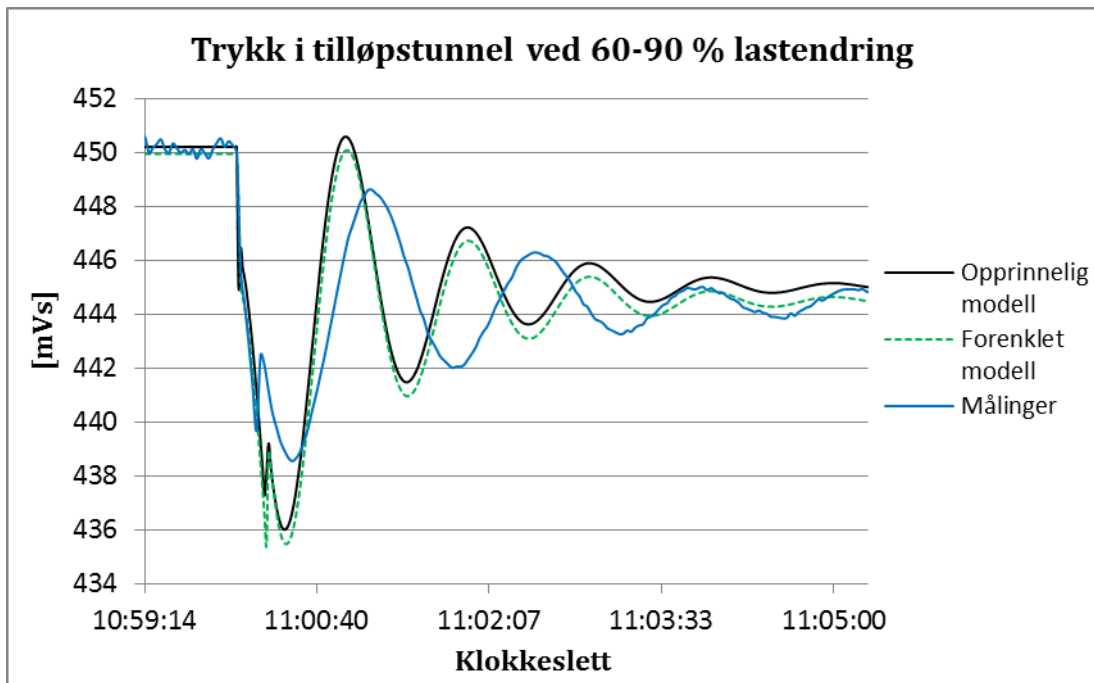
Luftputekammer

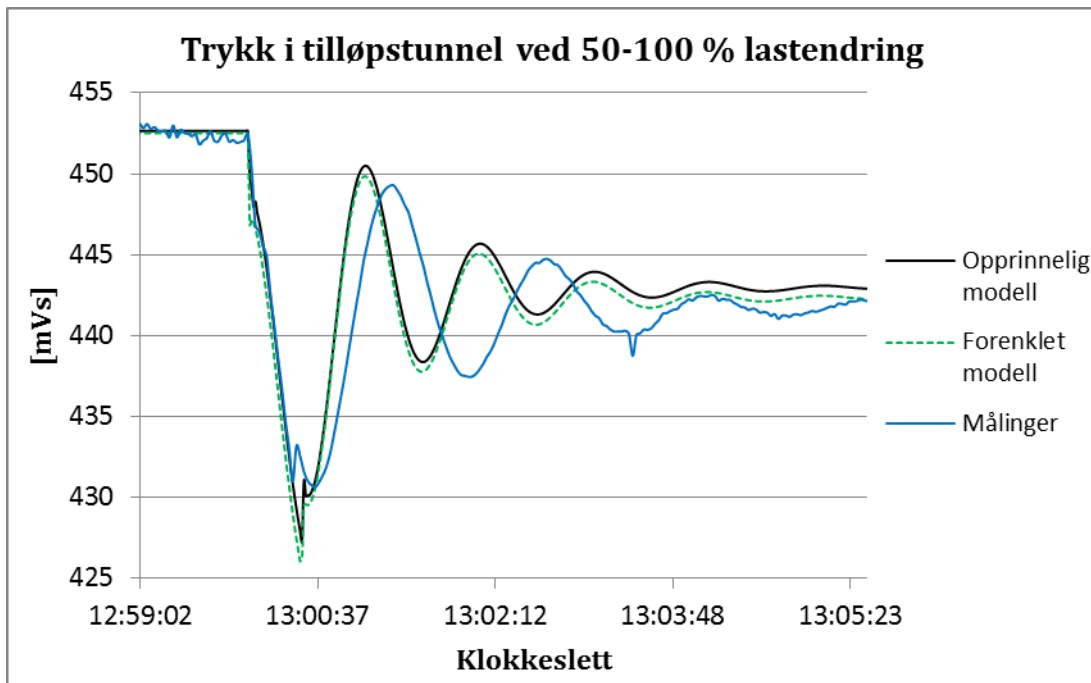
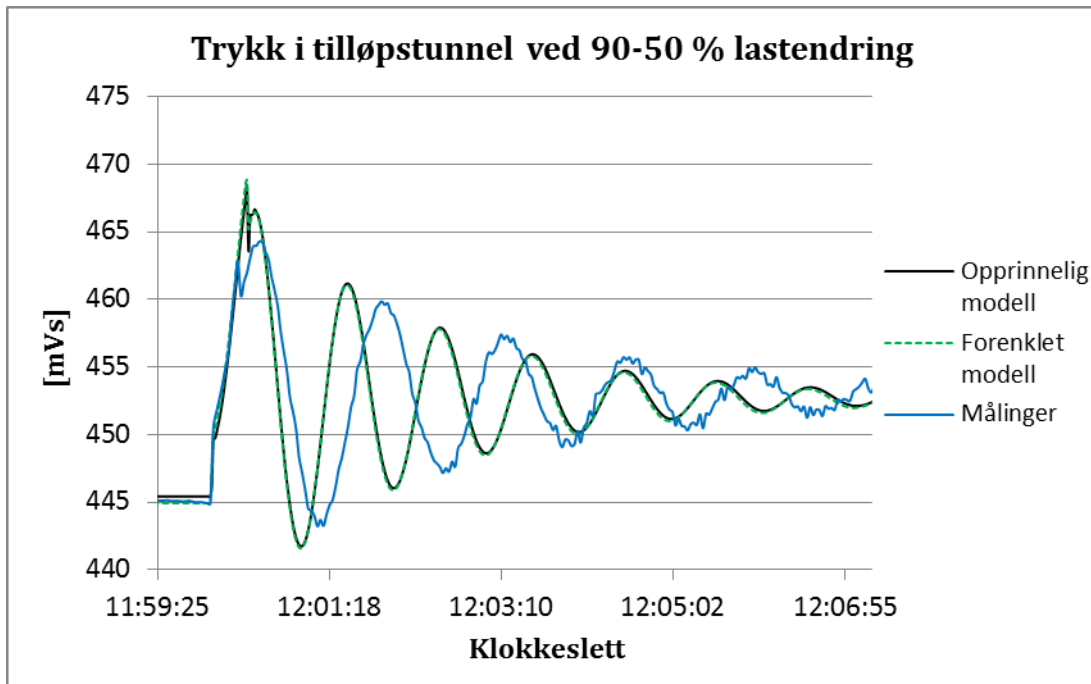




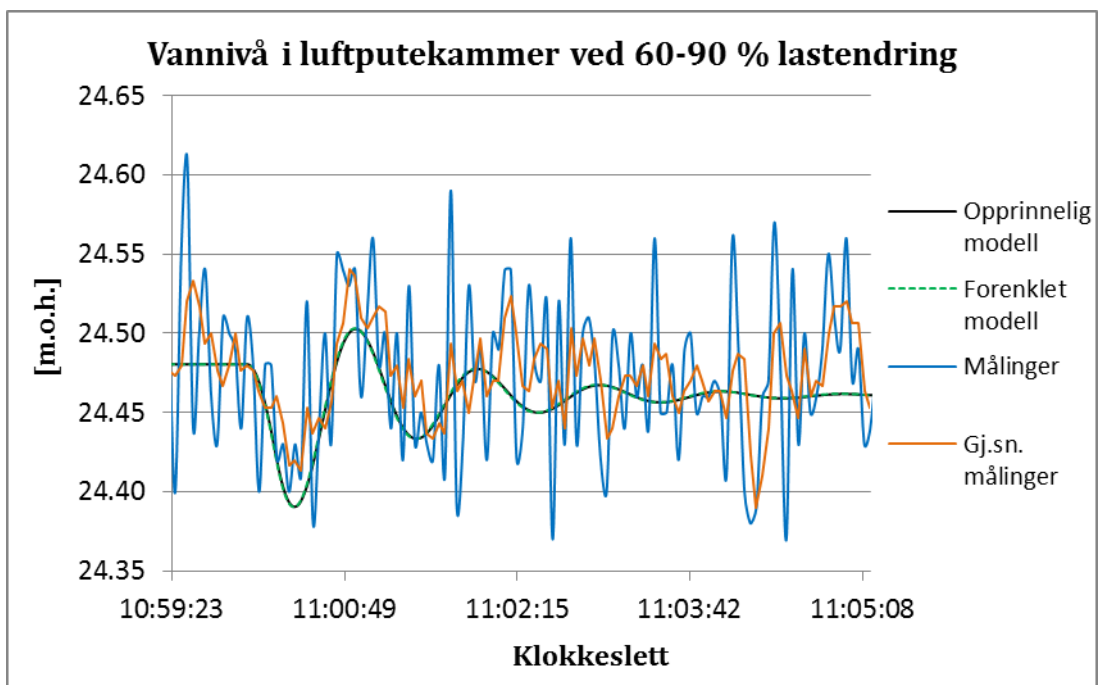
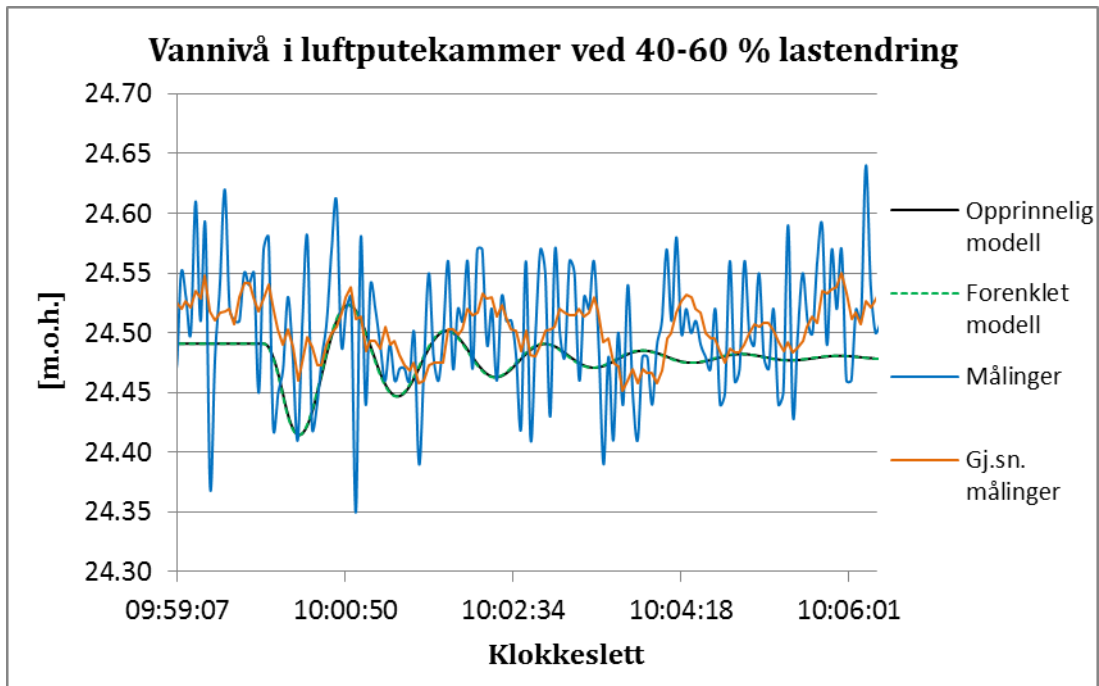
Forenklet modell

Tilløpstunnel

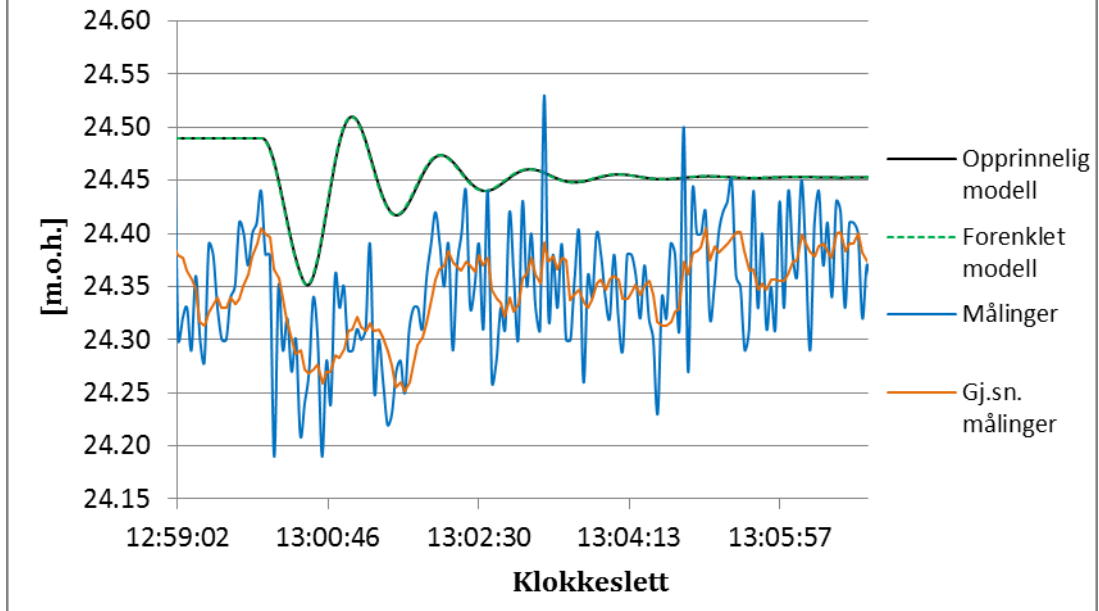




Luftputekammer



Vannivå i luftputekammer ved 50-100 % lastendring



Vedlegg 9

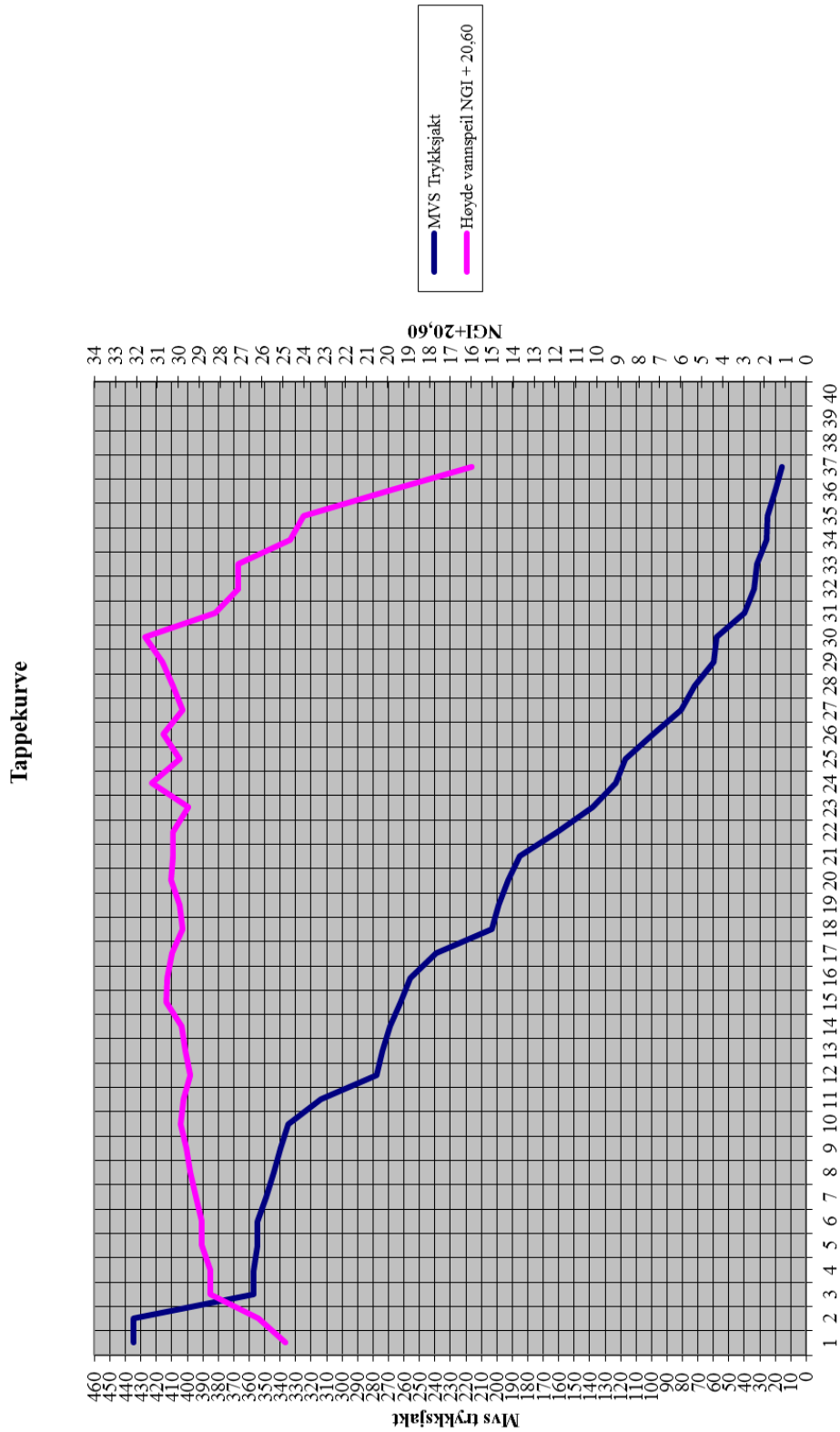
Lastendringer for regulatoren i LVTrans for forenklet modell

Lastendring	PVP_{før}	SPP_{før}	PVP_{etter}	SPP_{etter}
[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]
40-60 %	86.5	91.38	135.2	137.1
60-90 %	131.4	133.5	188.0	188.4
90-50 %	184.4	184.7	92.6	97.0
50-100 %	93.9	98.17	205.9	206.4
100-0 %	203.6	204	0.0	0.0


Vedlegg 10

Fylling og tapping av luftputekammeret på Oksla kraftverk

Tappekurve for tunnelsystem



Skjema for fylling av trykksjakt

		 Statkraft		Fylling av trykksjakt i Oksla 1980						
Dato	kl.	Målt trykk tunnel	Målt vammstand kammer	Utregnet volum kammer	Utregnet trykk kammer	Utregnet Nm ³ i kammer	Utregnet innpumpet luft + 21280m ³	Volum økning p.g.a temp Nm ³	Merknad	
1.8.	07:00	70.00	26.88	8849.00	5.31	46988	47100		Lekasje i luke.1,28m ³ /s = 14,05m ³ /t	
2.8.	07:00	90.00	25.49	10749.00	7.45	80415	75280	5135	Fylleventil åpnet 1tørn kl.11:00	
2.8.	14:00	94.00	25.13	11298.00	7.89	89141	83680	5461		
2.8.	22:00	100.00	24.70	11900.00	8.53	101507	93290	8217	Usikker p.g.a Hg utenfor skala. Trykk målt ved kompressor = 9bar	
3.8.	07:30	108.00	24.80	11760.00	9.32	109603	104690	4913	Scan instrument litt usikker	
3.8.	14:00	115.00	24.70	11900.00	10.03	119357	112490	6867	Åpnet fylleventil 3 tørn kl. 10:30	
3.8.	22:00	126.00	24.75	11830.00	11.13	131668	122080	9588	Åpnet fylleventil 3 tørn	
4.8.	07:00	136.00	24.70	11900.00	12.13	144347	132880	11467		
4.8.	14:20	145.00	24.65		13.00				Åpnet fylleventil 1tørn	
5.8.	07:00	178.00	25.60	10640.00	16.20	173368	159880	13488		
5.8.	14:00	186.00	25.60						Stengt fylleventil kl.09:45	
6.8.	07:00	187.00	25.00	11480.00	17.20	197456	188680	8776	Trykkøkning p.g.a. Lekasje ca.3,1m	
7.8.	07:00	201.00	24.30	12460.00	18.67	232628	217480	15148	Åpnet 1 tørn kl.11:10	
8.8.	07:00	210.00	23.65	13370.00	20.44	273283	246280	2700	Stengt 1/2 tørn kl.12:30	
8.8.	09:00	211.00	23.60							
9.8.	07:00	222.00	23.06	14196.00	21.69	307911	275080	32831	Åpnet til 3/4 tørn	
10.8.	07:00	232.00	22.50	14980.00	22.75	340795	303880	36915		
11.8.	07:00	238.00	21.85	15890.00	23.42	372144	332680	39464	Åpnet til 1 1/4 tørn	
12.8.	07:00	270.00	22.40	15120.00	25.76	389491	361480	28011		
13.8.	07:00	291.00	22.45	15050.00	27.86	419293	390280	29013		
14.8.	07:00	295.00	21.90	15820.00	28.31	447864	419080	28784		
15.8.	07:00	300.00	21.36	16576.00	28.86	478383	447880	30503		
15.8.	14:30	301.00	21.12	16786.00	28.98	486441	456880	29561		
15.8.	22:00	301.00	21.21	16786.00	28.98	486441	474880	11561	Kompressor stoppet kl.22:00	
19.8.	07:00	310.00	21.45	16450.00	30.66	504357	474880	29477	Åpnet 1 tørn, startet kompressor kl.12:10	
20.8.	07:00	319.00								
21.8.	07:00	323.00	21.70	16100.00	31.13	501193	477760	23433		
22.8.	07:00	344.00	22.32	15232.00	33.17	505215	481260	23955		
22.8.	08:00	346.00	22.32	15232.00	33.37	508261				
25.8.	07:00	436.00	24.60	12040.00	42.14	507365	482540	24825		
26.8.	07:00	438.94	24.60	12040.00	42.43	510905	483660	27245		
28.8.	07:00	438.77	24.65	11970.00	42.41	507672	483660	24011		
11.9.	07:00	438.50	24.45	12250.00	42.40	519461				