

Demping av U-røyrsvingingar i vasskraftverk

Mons Ole Dyvik Sellevold

Master i energibruk og energiplanlegging

Innlevert: juni 2013

Hovedveileidar: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Medveileidar: Pål-Tore Storli, EPT

Noregs teknisk-naturvitskaplege universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2013-101

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Mons Ole Dyvik Sellevold

Våren 2013

Dempning av U-rørsvingninger i vannkraftverk

*Damping of U-tube oscillations in hydro power plants***Bakgrunn og målsetting**

Kraftverk med lange tuneller har som regel en eller flere svingesjakter for å bedre reguleringsstabiliteten. Dette fører til at enhver volumstrømsendring pga lastendring i kraftverket gir opphav til en masseoscillasjon mellom frie vannspeil i systemet, ofte kalt u-rørsvingninger. I motsetning til stasjonær strømning er ikke friksjonen knyttet til slike svingninger godt kjent, på tross av at dempingen av slike svingninger har stor betydning både for stabilitet og rent energimessig.

I prosjektoppgaven simulerte kandidaten u-rørsvingninger med flere kjent dempningsmodeller. For å komme videre må simuleringene sammenlignes med målinger. Et eksperiment skal gjennomføres i Vannkraftlaboratoriet. I tillegg skal det simuleres og gjennomføres målinger i Driva kraftverk.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

- 1 Finne relevante målinger for å sammenligne forskjellige dempningsmodeller
- 2 Planlegge eksperiment i Vannkraftlaboratoriet hvor transient hastighetsprofil måles under U-rørsvingningen
- 3 Lage simuleringsmodell av et vannkraftverk og gjennomføre målinger

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

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

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

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

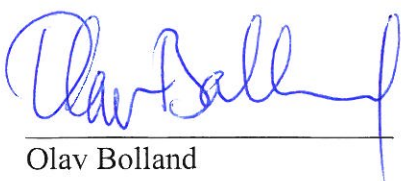
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del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

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


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

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

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 14. januar 2013



Olav Bolland
Instituttleder



Torbjørn K. Nielsen
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Pål-Tore Storlie

Forord

Arbeidet med denne masteroppgåva er gjennomført vårsemesteret 2013 ved Vannkraftlaboratoriet, NTNU.

Det unike samhaldet blant studentar, PhD-ar og tilsette på Vannkraftlaboratoriet er etter mi erfaring verdifullt, og bør takast vare på. Dette medfører saumlaus overføring av kunnskap, og at rettleiing og tips & triks er lett tilgjengeleg for studentane på lesesalen.

Oppgåva var i utgangspunktet ei delvis praktisk oppgåve, der det var tenkt å gjennomføra målingar på vasskraftverk og, viss tid, på modell i Vannkraftlaboratoriet. Det viste seg dessverre vanskeleg å få kraftverkselskap med på gjennomføring av slike målingar, som ville medført stenging av kraftverket for ein periode.

Forsøk i Vannkraftlaboratoriet vart heller ikkje gjennomført, men forslag til gjennomføring er presentert i denne rapporten.

Eg vil takka hovudrettleiar Torbjørn Nielsen, og medrettleiar Pål-Tore Storli for hjelp til oppgåva, og PhD-ane Peter Joachim Gogstad og Bjørn Winther Solemslie for generelle tips & triks.



Trondheim 10.06.2013

Samandrag

Det er i denne oppgåva sett på mulegheitene for å gjennomføra eit storskala u-røyrforsøk ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Eit slikt forsøk må kunna måla transient hastigheitsprofil til vatnet som oscillerer. Det er foreslått å bruka PIV (Particle Image Velocimetry) til måla dette. I tillegg må vassnivået i u-røyret overvakast og loggast for å visa korleis svingingane dempar seg ut. Det er ønskjeleg å finna ein samanheng mellom korleis hastigheitsprofilet ser ut, og utviklar seg, og dempinga. I tillegg er det interessant å undersøka korleis ulike svingefrekvensar og startamplitudar påverkar dempinga.

Ei muleg løysing på oppsett og målemetode er funne, og bør kunna gjennomførast i Vannkraftlaboratoriet.

I tillegg er det sett på to ulike dempemodellar for u-røyrsvingingar som er samanlikna med tidlegare målingar gjort på eit mindreskala u-røyr. Begge desse dempemodellane viser seg å gi for lite demping for større amplitudar. Det meste av teori og forsøk som er gjort på demping av u-røyrsvingingar dreiar seg om småskala oppsett med låge staramplitudar. Strøyminga får dermed relativ lågt Reynoldstal samanlikna med eit fullskala kraftverksystem. Det er usikkert om slike dempemodellar kan overførast til fullskala vasskraftsystem.

English abstract

In this thesis a study of how to do a large scale u-tube oscillation test in the Water Power Laboratory at NTNU is done. Such a test must be able to measure the transient velocity profile of the fluid during the oscillations. It is suggested that a PIV (Particle Image Velocimetry) is used for this. In addition the water level in the surge shaft must be measured and logged to show how the oscillations are damped. It is desirable to find a relation between the damping of the oscillations and the development of the velocity profile. In addition one should be able to test for different start amplitudes and frequencies of the oscillations.

A possible set-up is presented in this report, and should be able to be done in the Water Power Laboratory at NTNU.

In addition two different damping models have been studied and compared to results from measurements of the damping of u-tube oscillations in a small-scale set-up. Both models give too little damping when the amplitudes gets bigger, and are assumed to only be valid for low Reynold number situations.

Innholdsliste

Forord	i
Samandrag.....	iii
English abstract	v
Innholdsliste	vii
Figurliste	ix
Ordliste/nomenklatur.....	x
1 Innleiing	1
2 Teori.....	2
2.1 Kraftverksystemet.....	2
2.2 Tunnelsystemet	2
2.3 U-røyrsvinging.....	4
3 Systemdynamikk.....	6
3.1 Likningssystemet	6
3.2 Vasshammareffekten.....	7
3.3 Svingsjakta si rolle ved trykkstøyt.....	9
3.4 Svingsjakta si rolle ved regulering	9
3.5 U-røyrsvinging mellom magasin og svingsjakt	9
3.6 Dimensjonering av svingsjakt	11
3.7 Simuleringsmetodar for systemdynamikk.....	12
3.7.1 Karakteristikkmetoden.....	12
3.7.2 Eulermetoden	13
4 Falltap og friksjon	15
4.1 Darcy-Weisbach	15
4.2 Friksjon ved dynamisk strøyming	17
4.3 Friksjon ved transiente forhold	18
4.4 Friksjon ved u-røyrsvinging.....	20
5 Forslag til u-røyreksperiment i Vannkraftlaben	23
5.1 Forslag til riggoppsett	23
5.1.1 U-røyroppsett 1.....	24
5.1.2 U-røyroppsett 2.....	25

5.1.3 U-røroppsett 3.....	26
5.2 Målemetodar	28
5.2.1 Transient hastigheitsprofil	28
5.2.2 Nivå svingesjakt.....	29
6 Resultat og diskusjon.....	30
7 Konklusjon	33
8 Vidare arbeid	34
9 Referansar	35
Vedlegg.....	36
Vedlegg A.....	37
Vedlegg B.....	39

Figurliste

Figur 1 - Prinsippskisse av eit kraftverksystem (Norconsult Engineering Geology, u.d.).....	2
Figur 2 - Standard u-røyrsvinging	4
Figur 3 - Trykkstøyt ved ventil	8
Figur 4 - U-røyr	10
Figur 5 - Enkelt vasskraftsystem.....	14
Figur 6 - Moody diagram (Beck & Collins, u.d.).....	16
Figur 7 - Falltap ved varierende vassføring	17
Figur 8 - Kvasistasjonær D-W friksjonsfaktor	18
Figur 9 - Laminært hastigheitsprofil	19
Figur 10 - Transient hastigheitsprofil	20
Figur 11 - Skisse av Vannkraftlaboratoriet (Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2005).....	23
Figur 12 - Prinsippskisse av eit tenkt u-røyrroppsett	24
Figur 13 - Prinsippskisse av toppen svingesjakt med luftkompressor	25
Figur 14 - Vassrenna sett ovanfrå med sperre	26
Figur 15 - Prinsippskisse u-røyrroppsett 3.....	27
Figur 16 – Måling av hastigheitsprofil ved hjelp av PIV (Dantec Dynamics, u.d.)	29
Figur 17 - Demping av u-røyrsvinging, Amp=50cm	31
Figur 18 - Demping av u-røyrsvinging, Amp=100cm	32

Ordliste/nomenklatur

H	trykkehøge	[mVs]
t	tidsvariabel	[s]
g	tyngdeakselerasjon	[m/s ²]
v og V	gjennomsnittsfart for fluidet	[m/s]
h _f	falltap ved friksjon	[mVs/m]
a	lydfarten i vatn	[m/s]
f og f _D	Darcy-Weisbach friksjonsfaktor	[-]
D _h	hydraulisk diameter	[m]
x	lengde røyrsegment	[m]
Δh	trykkauke	[mVs]
Δc	fartsending	[m/s]
Q	volumstraum	[m ³ /s]
A og A _T	tverrsnittsareal tunnel	[m ²]
A _S	tverrsnittsareal svingesjakt	[m ²]
A _{th}	thomatverrsnitt	[m ²]
T _r	refleksjonstid trykkbølge	[s]
T _L	lukketid ventil/turbin	[s]
L	lengde tunnel	[m]
ω	svingefrekvens	[rad/s]
T	svingeperiode	[s]
T _w	tillaupstid vatn	[s]
Δz og ΔZ	vasstandsending svingesjakt	[m]
α	falltapskoeffisient	
M	mannings tal	
h _{f, q}	kvassistasjonært falltap	[mVs]
f _q	kvassistasjonær friksjonsfaktor	[-]
Z	vasshøge i svingesjakt	[m]
Re	Reynoldstal	[-]
ν	kinematisk viskositet	[s/m ²]
ε	ruheit	[m]
h _{f, u}	ikkje-stasjonært falltap	[mVs]
K _v	fartsfaktor	[-]
Re _i	imaginært Reynoldstal	[-]

1 Innleiing

Svingesjakter, svingekammer/luftputekammer eller fordelingsbasseng er alle ulike innretningar i eit vasskraftsystem som har som funksjon å hjelpa på stabiliteten i systemet. Spesielt ved kraftverk med lange tunnelar kan det oppstå systemdynamiske situasjonar som krev at det vert bygd svingesjakt som kan dempa desse.

Når reguleringsapparatet endrar volumstraumen gjennom turbinen vil dette føra til massesvingingar mellom frie vasspegel i systemet, ei såkalla u-rørsvinging. Ei svingesjakt representerer ein slik vasspegel, saman med inntaksmagasin og eventuelt andre svingesjakter, bekkeinntak, lukesjakter eller undervatn (for fullturbinar). For eit komplisert vasskraftsystem kan det dermed oppstå ganske mange ulike u-rørsvingingar med ulike svingefrekvensar samstundes. Det kan derfor vera viktig å gjennomføra ei simulering av kraftverksystemet for å finna fram til dimensjonerande krav for svingesjakt(ene).

Når massesvingingar er sette i gang i kraftverksystemet vil dei gradvis verta dempa ut på grunn av friksjonen i tunnel- og rørsystemet. Ved stasjonær strøyming er friksjonen lett å implementera i dempingsmodellane. Friksjonen ved ikkje-stasjonære forhold, slik som u-rørsvingingar, er derimot ikkje så godt kjend. Dette trass i at demping av slike svingingar kan vera av stor betydning både for stabilitet og energi.

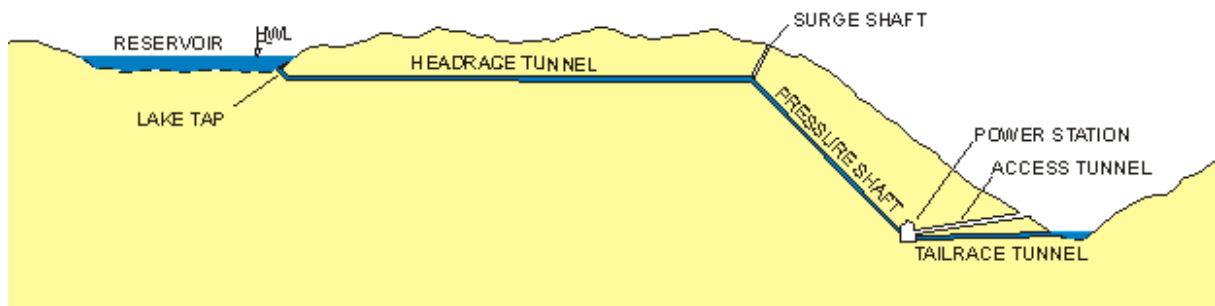
Det er derfor interessant å gjennomføra målingar på anten kraftverk eller eit forsøksoppsett i stor skala i Vannkraftlaboratoriet for å sjå korleis slike svingingar dempar seg ut, og dermed kunna testa eksisterande, eller utvikla nye, dempemodellar.

2 Teori

2.1 Kraftverkssystemet

Eit vasskraftverk kan ha mange ulike utformingar. Ein skil vanlegvis mellom høgtrykksanlegg og lågtrykksanlegg. Høgtrykksanlegga har vanlegvis låg vassføring men stor høgdeskilnad mellom magasin og turbin. I område med høge fjell er det ofte gode mulegheiter for å bygga store dammar/magasin slik at desse kraftverka kan kjørast med meir eller mindre konstant produksjon året gjennom. Lågtrykksanlegga er karakterisert ved stor vassføring og låg fallhøgde. Eit elvekraftverk er eit typisk lågtrykksanlegg. Slike kraftverk har vanlegvis lita eller ingen mulegheit for magasinering av vatn, noko som medfører at produksjonen i stor grad varierer med det aktuelle tilsiget.

Denne rapporten vil i hovudsak ta for seg forhold ved eit typisk høgtrykksanlegg med lange tunnelar og svingesjakt. Eit slikt anlegg kan generelt illustrerast med figuren under:



Figur 1 - Prinsippkisse av eit kraftverkssystem (Norconsult Engineering Geology, u.d.)

Dei ulike delane av eit slikt kraftverk kan generelt oppsummerast med 1) Magasin, 2) Tillaupstunnel, 3) Svingesjakt eller -kammer, 4) Trykksjakt, 5) Turbin og 6) Avlaupstunnel og nedre reservoar.

Høgtrykksanlegg kan byggjast både med francis- og pelton turbinar, avhengig av fallhøgda og vassføringa. Francisturbin kan nyttast ved fallhøgder opp mot 700 m og større vassføring. Pelton turbin kan nyttast ved fallhøgder mellom 600 og 2000 m og lågare vassføring. Ved bruk av francisturbin må turbinen dykkast, og er dermed i kontakt med vatnet i avlaupstunnelen og nedre reservoar. Desse må derfor inkluderast når ein ser på dynamiske forhold for eit slikt system. Ved bruk av pelton turbin er det ingen hydraulisk kontakt mellom turbin og avlaupstunnelen, og dermed kan ein setja nedre grensesjikt til utlaupet av dysa. (Brekke, 2000) (Brekke, 2003)

2.2 Tunnelsystemet

Tillaupstunnelen har som oppgåve å frakta vatnet frå magasinet til trykksjakta. Trykksjakta bør koma så nærme kraftstasjonen som muleg, for at minst muleg av vassvegen skal vera trykksett. Tillaupstunnelar er derfor ofte veldig lange, og tilnærma vassrette, eller svakt hellande. Det er eit poeng at så stor del som muleg av vassstunnelane i eit vasskraftsystem er bygde horisontalt. Dette fordi det er mykje billegare og enklare å bygga/driva slike tunnelar.

Vatnet i ein horisontal tunnel på høgde med magasinet får lågt trykk, som gjer at ein ikkje treng å føra tunnelen med til dømes stålørør eller betong viss fjellkvaliteten er dårleg.

Sidan tillaupstunnelane ofte er veldig lange vert dei ofte drivne med eit stort tverrsnittsareal for å minka falltapet som følgje av friksjon. Det totale friksjonstapet er ein funksjon av lengda på tunnelen og farten til vatnet. Ved å auka tverrsnittsarealet får ein dermed ein lågare fart på vatnet ved same volumstraum. Det er naudsynt å gjennomføra ei kost-nyttevurdering for å finna det optimale tverrsnittet på tunnelen. Lengda til tunnelen er det sjeldan ein kan gjera noko med. Det er òg muleg å gjera tiltak på sjølve tunnelveggen for å minka friksjonstapet. Til dømes kan det påførast sprøytebetong for å jamna ut skarpe kantar, og dermed minka ruheita til tunnelveggane. Drivemetoden kan òg vera avgjerande for friksjonsfaktoren til tunnelen; råsprengte tunnelar har større friksjon enn til dømes ein tunnel driven med TBM. (Guttormsen, 2006)

Svingesjakt er ein installasjon i vassvegen som dannar eit nytt friskeilsareal nærme turbinen, ofte bygd som ei forgreining opp til friluft der tillaupstunnelen går over til trykksjakt. Funksjonen til svingesjakta er å bedra reguleringa av kraftverket, og å dempa trykkstigingar ved hurtige avslag. Det er viktig at svingesjakter vert dimensjonert med riktig areal for å unngå ustabile u-rørsvingingar i systemet ved regulering.

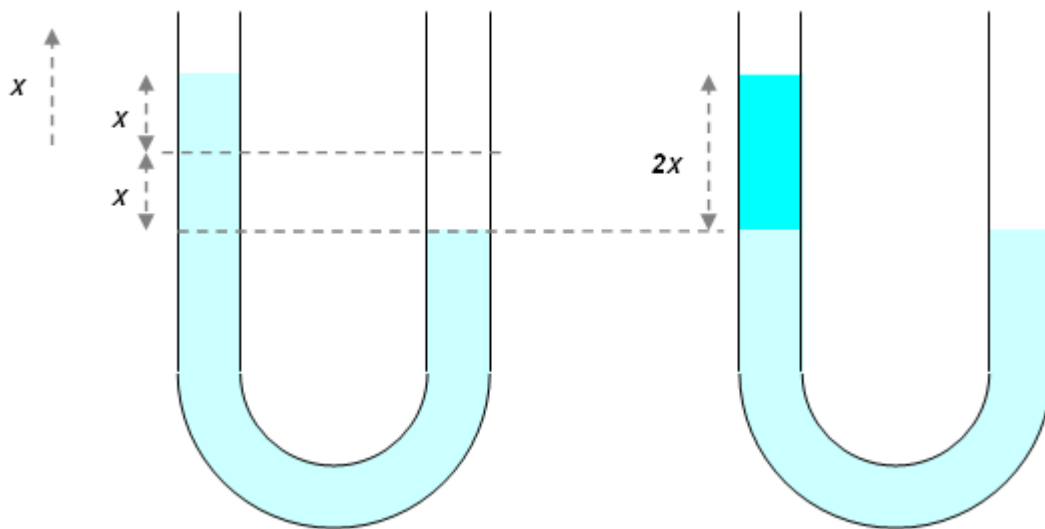
Fordelingsbasseng og svingekammer er andre konstruksjonar som tener same oppgåve som ei svingesjakt. Eit svingekammer, eller luftputekammer, er eit stort rom som er sprengt ut i fjellet like over tunnelen. Dette rommet er trykksett med ei luftpute, og kan dermed danna eit friskeilsareal som ligg under trykklinja til vatnet. Dette gjer at ein kan byggja tillaupstunnel/trykksjakt diagonalt mellom magasin og kraftstasjon, som er kortaste veg, og dermed gir mindre falltap.

2.3 U-rørsvinging

Ved regulering av kraftverk vil det kunna oppstå masseoscillasjonar mellom frie vasspeglar i vasskraftsystemet, til dømes mellom magasin og svingesjakt. Dette vert kalla u-rørsvingingar.

Matematisk analyse av standard u-rørsvinging.

Eit væskefylt u-rør der væskesøylen er flytta ut av likevektspunktet kan analyserast ved å sjå på kraftbalansen (Newtons 2. lov) på væska:



Figur 2 - Standard u-rørsvinging

Viss væskesøylen blir flytta distansen x ut av likevektspunktet vil ei væskesøylen med høgde $2x$ (mørk blå) utøva ei kraft på resten av væskestrengen $F = \rho g 2xA$. Sett ein dette inn i kraftbalansen $F = -m * a$, der m er massen, og a er akselerasjonen til massen, får ein tapsfritt

$$\rho g 2xA = -m * a = -\rho LA * \frac{d^2x}{dt^2} \quad (1)$$

Etter omorganisering

$$\rho LA * \frac{d^2x}{dt^2} + 2\rho gAx = 0 \quad (2)$$

Dette er på forma til differensiallikninga til ei enkel harmonisk svinging

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3)$$

Der m er massen, k vert kalla fjørkonstanten og x er forskyvinga bort frå likevektspunktet. Denne likninga har den generelle løysinga

$$x = A * \cos(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

Der A er amplituden, ω vinkelhastigheita $\left[\frac{rad}{s}\right]$ og φ eventuell faseforskyving til ein sinus-/cosinusforma bevegelse.

Vinkelhastigheita for eit u-røyr kan finnast ved

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{\rho g A^2}{\rho L A}} = \sqrt{\frac{2g}{L}} \left[\frac{rad}{s}\right] \quad (5)$$

Og perioden, T vert

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{L}{2g}} \text{ [s]} \quad (6)$$

Inkluderer ein tap i likninga kan den uttrykkjast slik:

$$\rho L A * \frac{d^2 x}{dt^2} + f * \frac{\rho L A}{2D} * \frac{dx}{dt} * \left|\frac{dx}{dt}\right| + 2\rho g A x = 0 \quad (7)$$

Der f er ein friksjonsfaktor.

3 Systemdynamikk

I eit vasskraftverk er det mange forhold som endrar seg med tid; dynamiske forhold. Eit kraftverk som er koplta til eit nett har strenge krav til turtalet på maskina for å kunna levera riktig frekvens til nettet. Regulatoren til turbinen skal sørge for at maskina alltid går med synkront turtal. Dette gjer den ved å endra pådraget (opninga til ledeapparatet/ventilen), for dermed å endra volumstraumen inn på turbinen. Ei slik reguleringa påverkar heile kraftverksystemet, og det er viktig å kunna simulera effektane dette kan få.

Den kontinuerlege reguleringa av eit kraftverk frå time til time, eller minutt til minutt, representerer ei "snill" endring av systemet. Reguleringa skjer sakte, slik at vatnet og ulike komponentar får tid til å tilpassa seg den nye situasjonen. I den andre enden av systemdynamikken finn me dei hurtige reguleringane, som ikkje er fullt så "snille". Slike forhold kan ein til dømes oppleve ved oppstart eller nedstenging eit kraftverk, eller i verste fall ved ei hurtig naudstenging av kraftverket.

Særleg viss vasskraftsystemet består av lange tunnelar og stor fallhøgde er det særskild viktig å ta omsyn til dei dynamiske effektane som kan oppstå. Vatn vert i nesten alle samanhengar rekna som eit inkompressibelt fluid, men i røynda er det ikkje det. Kompressibiliteten til vatn er riktig nok veldig låg, men kan få ein viktig innverknad når vassmengdene er så store som dei ofte er i eit slikt vasskraftsystem.

3.1 Likningssystemet

Ved stasjonære strøymingsforhold i eit vasskraftsystem kan ein komma langt med stasjonære likningar, som til dømes Bernoullis likning. Ved dynamiske forhold er ikkje slike likningar gyldige, og ein må ha ei litt anna tilnærming.

For ein vasstreng kan ein setja opp kontinuitets- og rørslelikningane for eit væskeelement. Kontinuitetslikninga skildrar volumstraumen, og held kontroll på kor mykje som går inn og ut av eit kontrollvolum. Her inngår lydfarten i vatn, a , noko som dermed tillèt at væska kan verta komprimert eller ekspandert i kontrollvolumet.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} * \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

Rørslelikninga skildrar kraftbalansen over kontrollvolumet, og tek omsyn til falltapet, h_f :

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g} * \frac{\partial v}{\partial t} + h_f = 0 \quad (9)$$

Trykka, H , er uttrykt i *meter væskesøyle [mVs]*, noko som er gunstig i ein vasskraftsamanheng. Falltapet, h_f [*mVs/m*], vil verta handsama nærare seinare i denne rapporten.

(Nielsen, 1990)

3.2 Vasshammareffekten

Om ventilen som leiar vatnet inn på turbinen plutselig vert stengd vil det ta ei viss tid før alt vatnet som er på veg frå magasinet til turbinen stoppar opp. Ved hurtig avstenging av ein turbin, vil det dermed byggja seg opp eit enormt retardasjonstrykk framfor turbinen/ledeapparatet. Joukowsky viste at trykkstiging, Δh , ved momentan avstenging kan uttrykkjast i meter vassøyle [mVs] slik:

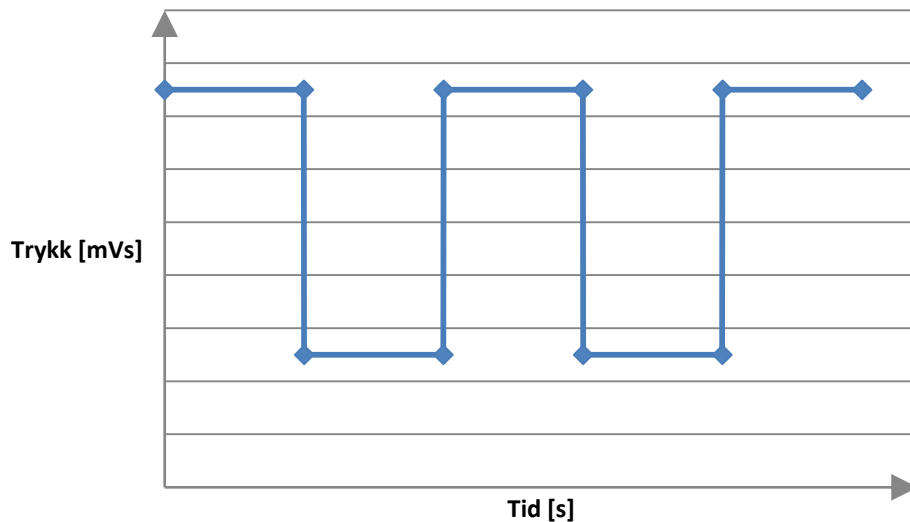
$$\Delta h = \frac{a * \Delta c}{g} = \frac{a * \Delta Q}{g * A} \text{ [mVs]} \quad (10)$$

Denne effekten vert kalla for vasshammareffekten. Dette trykket påfører enorme krefter på installasjonen, og må kalkulerast tidleg i planleggingsfasen for eit nytt kraftverk for å dimensjonera installasjonane riktig.

Grunnen til denne trykkoppbygginga er at vassmassane som er på veg frå magasinet til turbinen har ein treigleik som gjer at det ikkje vil stansa med éin gong ventilen vert stengd. «Signalet» om at ventilen er vorte stengd forplantar seg frå ventilen mot magasinet med lydfarten, a , i vatn (om lag 1200 m/s i tunnel). Dette medfører at vatnet oppstrams signalet ikkje veit om endringa ved ventilen, og framleis held farten V_0 . Vatnet nedstrams signalet har farten $V = 0$ og eit trykk Δh . Dette medfører at vatnet i tunnelen vert litt komprimert, og denne komprimeringa medfører eit tilleggstrykk i tillegg til det stasjonære trykket.

Dette er altså eit dynamisk, eller transient, fenomen som skuldast kompressibiliteten til vatnet. Lydfarten i vatn spelar derfor ei vesentleg rolle, og må takast med i kontinuitets- og rørslelikninga for å få med dei elastiske effektane.

Når signalet har forplanta seg heilt opp til magasinet vil heile vassstrengen stå i ro. Den har då eit overtrykk i forhold til magasinet, og vatnet vil dermed strøyma tilbake frå tunnelen til magasinet. På grunn av treigleik, igjen, vil ikkje vassstraumen stansa i det trykket er utlikna, men halda fram litt til, slik at det no vert eit undertrykk i tunnelen. Dette medfører at installasjonane i vasskraftsystemet òg kan måtta dimensjonera for undertrykk. Denne trykkbølgja, eller "vasshammaren", vil så halda fram med å svinga fram og tilbake mellom magasin og ventil heilt til den vert dempa ut på grunn av friksjon. Figuren under viser trykkutviklinga ved ventilen i eit tilfelle utan demping.



Figur 3 - Trykkstøyt ved ventil

Det er aldri slik at ein turbin vert avstengd på eitt sekund. Sjølv ei naudavstenging tar litt tid, og denne lukketida er vesentleg. Om lukketida, T_L , er raskare enn refleksjonstida, T_r , til trykkbølgja vil ein kunna oppleve maksimalt retardasjonstrykk ved ventilen, og likning (10) gjeld. Om lukketida er lengre enn refleksjonstida vil maksimaltrykket verta redusert, og likning (10) kan omformulerast til:

$$\Delta h = \frac{a * \Delta Q}{g * A} * \frac{T_r}{T_L} [mVs] \quad \text{når } T_L < T_r \quad (11)$$

Lukketida ved ein naudsituasjon bør ikkje aukast, så då er det om å gjera å endra refleksjonstida til trykkbølgja. Refleksjonstida er den tida det tek for trykkbølgja å gå fram og tilbake mellom ventilen og næraste frie vasspegel éin gong. Denne tida er ein funksjon av lydfarten i vatn, og lengda på vasstrengen, L :

$$T_r = \frac{2L}{a} [s] \quad (12)$$

Likninga for trykkstiginga kan då omformulerast, og vert ein funksjon av lengda, L :

$$\Delta h = 2 * \frac{\Delta Q * L}{A * T_L} [mVs] \quad (13)$$

Magasinet, med sin frie vasspegel, ligg ofte mange kilometer frå turbinen, og er ikkje eigna til å representera denne lengda.

3.3 Svingsjakta si rolle ved trykkstøyt

For å dempa effektane av trykkstøyt er det derfor vanleg å installera ei svingsjakt så nærme turbinen som muleg, ofte bygd like før trykksjakta. Slike sjakter fungerer som eit slags luftehøl mellom friluft og vassvegen, og representerer dermed ei ny fri overflate i systemet med ein kortare avstand, L . På den måten får ein redusert refleksjonstida til trykkbølgja, og dermed redusert dei trykkreftene som oppstår ved hurtig avstenging.

3.4 Svingsjakta si rolle ved regulering

Svingsjakta har òg ein annan viktig funksjon i kraftverksystemet, i tillegg til det at den representerer ei ny fri overflate, nemleg ved oppstart og ved regulering av kraftverk under drift. Ei kvar endring/regulering av volumstraumen gjennom ventilen tar tid å "formidla" til resten av vassstrengen. Denne reaksjonstida kan vera uakseptabel lang, og må forkortast. Svingsjakta verkar slik at ved oppregulering av kraftverket tar turbinen først og fremst vatn frå svingsjakta, og oppnår ønska nytt pådrag ganske fort. Vatnet i resten av tillaupstunnelen får dermed tid på seg til å akselerera opp mot ny volumstraum medan svingsjakta vert tømmd. Ved nedregulering opplever ein ein mild variant av vasshammareffekten. I staden for å venta på at heile vassstrengen har bremsa opp til ny ønska volumstraum, så bremsar ein berre opp trykksjakta, og let overskotsvatnet frå tillapstunnelen gå opp i svingsjakta.

Tillaupstida, T_W , til vatnet er den tida det tek vatnet å akselerera opp frå 0 til ønska volumstraum ved fallhøgde H :

$$T_W = \frac{Q}{g * H} * \sum \frac{L}{A} \quad (14)$$

Der $\sum L/A$ er summen av alle lengde-areal-forholda frå nærmaste frie overflate oppstraums turbinen til nærmaste frie overflate nedstraums turbinen. For ein peltonturbin vil den "nedste" frie overflata vera ved ventilen like før turbinen.

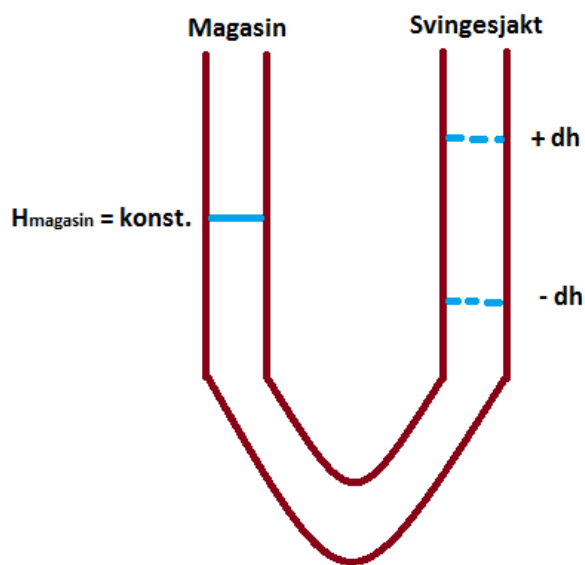
T_W seier noko om kor stor tregleik det er i vassmassane som deltek i reguleringa. Denne tidskonstanten bør ikkje vera større enn eitt sekund for å oppnå god regulering. Som ein ser av likninga vil ei trykksjakt plassert nærme turbinen gje ein mindre L , og dermed eit betre reguleringssystem.

3.5 U-rørsvinging mellom magasin og svingsjakt

Både ved hurtig avstenging (vasshammareffekt) og regulering vil det oppstå masseoscillasjonar mellom magasin og svingsjakt. Når trykkbølgja, som oppstår ved hurtig avstenging, har forplanta seg opp til svingsjakta vil ikkje vatnet som kjem frå tillaupstunnelen stansa, men heller strøyma opp i svingsjakta. Vatnet kvittar seg på den måten med kinetisk energi (bremsar opp) ved å byggja opp potensiell energi i svingsjakta. På grunn av treigheita til vatnet vert denne nivåoppbygginga høgare enn vassnivået i magasinet som vatnet kom frå. Dette fører til ein nivåskilnad som vil driva vatnet frå

svingesjakta og tilbake mot magasinet; vasstraumen snur og tømmer svingesjakta. På grunn av treigheita, igjen, vert svingesjakta tømmd lågare enn vassnivået i magasinet. Den nye nivåskilnaden vil så driva vatnet tilbake frå magasinet til svingesjakta. Slik vil det fortsetja å svinga fram og tilbake mellom magasin og svingesjakt, heilt til friksjonen har dempa svingingane ut. Det er dette som har gjeve namn til sjølve svingesjakta.

Eit magasin kan i mange tilfelle sjåast på som "uendeleg" stort, og opplever dermed inga vesentleg nivåendring ved desse svingingane. Det er altså berre nivåendringa i svingesjakta som driv svingingane, åleine. Det kan sjåast på som ei u-rørsvinging med konstant vassnivå på den eine sida av u-røyrret.



Figur 4 - U-røyr

Dette medfører ei lita endring i den generelle formelen for svingefrekvensen og -perioden til ei u-rørsvinging:

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L}} [s^{-1}] \text{ for generell u - rørsvinging} \quad (15)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{L}} [s^{-1}] \text{ for magasin - sjakt - svinging, for } A_s = A_T \quad (16)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{A_s * \sum L/A_T}} [s^{-1}] \text{ for magasin - sjakt - svinging, for } A_s \neq A_T \quad (17)$$

Perioden til svingingane kan då uttrykkjast som:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (18)$$

Når ein skal simulera u-røyrsvingingar mellom magasin og svingesjakt kan ein gjera ei forenkling i kontinuitetslikninga. Massesvingingane skjer såpass treigt i forhold til lydfarten at dei elastiske effektane ikkje får nokon innverknad. Lydfarten i vatnet kan dermed reknast som uendeleg stor, $a \sim \infty$. Med det seier ein at ei fartsending i eine enden av vasstrengen forplantar seg uendeleg raskt til resten av strengen, slik at alt vatnet på ein kvar stad held same fart; $\partial v / \partial x = 0$. Ein kallar dette for ei *stiv lekam*-tilnærming, og dette forenkler simuleringa av u-røyrsvingingar ein heil del.

3.6 Dimensjonering av svingesjakt

Til no er det sett på svingesjakta si rolle som trykkreduserar ved vasshammareffekten, og som reguleringsstabilisator. Begge desse forholda medfører massesvingingar i svingesjakta, som på kvar sin måte stiller krav til dimensjonering av sjakta.

For dei kraftige reguleringane av kraftverket er dei viktigaste dimensjoneringskriteria at vatnet ikkje må fløyma over ved maksimalt oppsving, og at det ikkje vert trekt ned luft i tunnelen ved maksimalt nedsving. Maksimalt oppsving i svingesjakta kan ein oppleva ved hurtig avstenging av turbin. Om svingesjakta er underdimensjonert kan ein risikera at vatnet fløymer ut av toppen og gjer skadar på omgjevnadane rundt. Maksimalt nedsving kan ein oppleva ved hurtig oppstart av kraftverket. Om vassnivået kjem ned på nivå med tunneltaket i tillaupstunnelen kan ein risikera at det kjem luft inn i tunnelsystemet. Ei slik luftboble kan vera opphav til skadelege utblåsingar, kapasitetsreduksjon og andre driftsforstyrningar. (Guttormsen, 2006)

Ut frå rørslelikninga for u-røyrret mellom magasin og svingesjakt, og kontinuitetslikninga for forgreininga mellom tunnel og sjakt kan ein utleia ein overslagsformel for tapsfritt maksimalt opp- og nedsving ved ein volumstraumending på $\pm\Delta Q$:

$$\pm\Delta z = \pm\Delta Q \sqrt{\frac{L/A_T}{g * A_S}} \quad (19)$$

Der A_T og A_S står for høvesvis arealet i tillaupstunnelen og arealet i svingesjakta.

Ved vanleg regulering av kraftverket vil Δz -utslaget i svingesjakta i utgangspunktet vera moderat. Derimot kan ein oppleva at desse svingingane kan komma i resonans. Det er viktig å undersøkje om slike resonanssvingingar er stabile. Om dei ikkje er stabile kan ein risikera at svingeamplituden teoretisk sett går mot uendeleg.

Thoma var den første som undersøkte dette fenomenet, og utvikla ein formel som gjev eit minstekrav til tverrsnittareal på vassoverflata i svingesjakta for at svingingane skal vera stabile; thoma-tverrsnittet, A_{th} .

$$A_{th} = \frac{L * A_T}{2g * \alpha * H} \quad (20)$$

Der L og A_T er lengda og arealet til tunnelen mellom magasin og svingesjakt, og H er effektiv fallhøgde. α er falltapskoeffisienten. I vasskraftsamheng er det ofte vanleg å uttrykkja falltap ved hjelp av Mannings friksjonsformel, og thoma-tverrsnittet kan omformulerast slik:

$$A_{th} = 0,0085 * \frac{M^2 * A_T^{5/3}}{H} \quad (21)$$

Der M er manningstalet til tunnelen, ofte sett til 32.

Som ein sikkerheitsfaktor er det vanleg å dimensjonera svingesjakta slik at $A_s = 1,5 * A_{th}$.

3.7 Simuleringsmetodar for systemdynamikk

Til no er det vist ein del overslagsformlar som gjev maksimalverdiar for ulike situasjonar. For å få ei forståing for heilheita i eit vasskraftsystem kan det vera lurt å gjera simuleringar over tid. På den måten får ein visualisert korleis ulike prosessar utviklar seg med tida.

Det finst mange ulike simuleringsmetodar for fluidstraum. Dei varierer veldig mykje i kompleksitet og nøyaktigheit. Det går an å simulera ein fluidstraum tilnærma heilt nøyaktig om ein løysar Navier-Stokes likningane fullt ut i tre dimensjonar, 3D. Dette krev til gjengjeld enorme datakrefter, datalagringskapasitet og, ikkje minst, tid. For alle praktiske forhold er dette heilt unødvendig. Det er derfor om å gjera å finna simuleringsmodellar som er enkle og raske, men likevel gjev resultat som er nøyaktige nok.

Val av modell er òg avhengig av kva ein spesifikt ser etter, og kva forenklingar som er rimelege å gjera. Til dømes er ein turbulent modell mykje meir kompleks enn ein laminær modell. For veldig mange tilfelle er det ei akseptabel tilnærming å berre simulera i 1D. Ved dynamiske forhold som skjer veldig raskt, er det viktig å velja ein modell som inkluderer lydfarten i vatn.

3.7.1 Karakteristikkmetoden

Karakteristikkmetoden er ein numerisk metode som er mykje brukt når det er naudsynt å formulera kontinuitets- og rørslelikninga fullt ut. Den er derfor god til å simulera trykkstøyt/vasshammar i røyr og tunnelar. Denne metoden tek omsyn til hurtige endringar i røyrstraumen, og aksepterer at farten til fluidet kan vera ulik på ulike stadar i røyrret; $\frac{\partial v}{\partial x} \neq 0$, altså er kompressibiliteten til vatnet med.

Sidan denne rapporten hovudsakleg handlar om u-røyrsvingingar vil ikkje karakteristikkmetoden verta gjennomgått nærmare her.

3.7.2 Eulermetoden

Når ein skal rekna på u-rørsvingingar kan, som tidlegare nemnd, kontinuitetslikninga for rørstrøyming forenklast slik at $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$. Då står ein att med rørslelikninga for rørstrøyming:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g} * \frac{\partial v}{\partial t} + h_f = 0 \quad (22)$$

Innfører at $v = \frac{Q}{A}$ og $\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{H_2 - H_1}{L}$ slik at likninga kan formulerast som eit uttrykk for volumstraumsendringa over tid. Falltapet er ein funksjon av farten, og dermed volumstraumen.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{g * A}{L} * (H_1 - H_2 - L * h_f(Q)) \quad (23)$$

For forgreininga mellom tunnel og svingesjakt kan ein setja opp kontinuitetslikninga:

$$Q_s = Q_1 - Q_2 \quad (24)$$

Der Q_1 og Q_2 er vassføringa i høvesvis tillaupstunnelen og trykksjakta.

Endring i vasshøgda i svingesjakta kan uttrykkjast ved

$$\frac{dZ}{dt} = \frac{Q_s}{A_s} \quad (25)$$

Volumstraumen i trykksjakta er styrt av opninga til ventilen/leieapparatet inn på turbinen. Om ein antar pelton turbin kan denne volumstraumen tilnærma uttrykkjast ved ein enkel ventilkarakteristikk

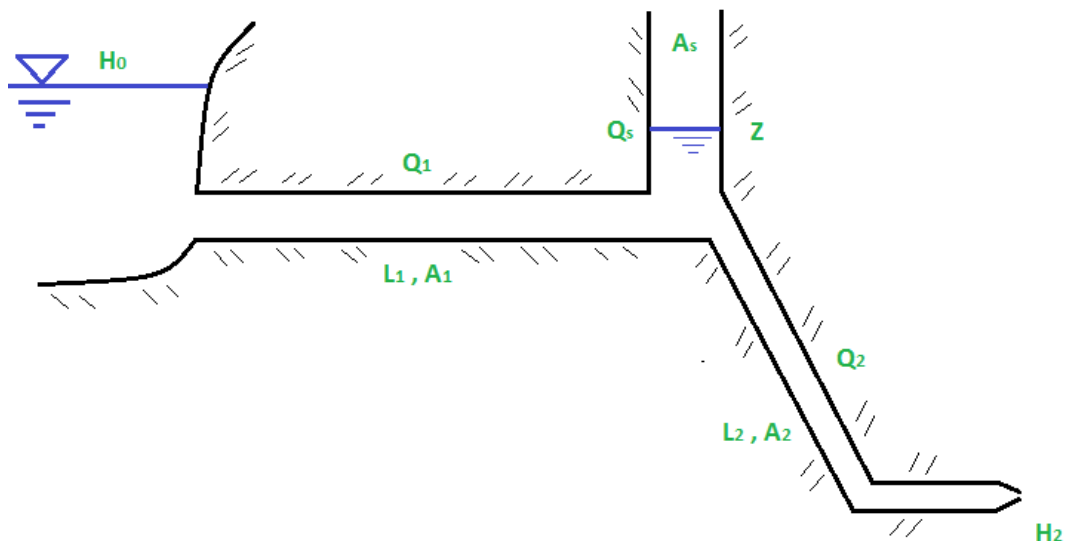
$$Q_2 = Q_{turbin} = v_2 * k * A_{ventil,maks} = v_2 * k * \frac{Q_n}{v_n} \quad (26)$$

Der k er opningsgraden (0-1), Q_n er nominell volumstrøm og v_n er farten basert på nominell fallhøgde, H_n . Løysar for v_2 og finn trykkehøgda over turbinen, H_t , ved å innføra $v = \sqrt{2gH}$:

$$v_2 = \frac{Q_2}{k} * \frac{v_n}{Q_n} \quad (27)$$

$$\Rightarrow H_t = H_n * \left(\frac{Q_2}{k * Q_n} \right)^2 \quad (28)$$

Eit enkelt vasskraftsystem med magasin, tillaupstunnel, svingesjakt, trykksjakt og ventil/turbin kan til dømes sjå slik ut:



Figur 5 - Enkelt vasskraftsystem

For eit slikt system kan ein setja opp desse likningane:

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{g * A_1}{L_1} * (H_0 - Z - L_1 * h_f(Q_1)) \quad (29)$$

$$Q_s = Q_1 - Q_2 \quad (30)$$

$$\frac{dZ}{dt} = \frac{Q_s}{A_s} \quad (31)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{g * A_2}{L_2} * (Z - H_2 - H_n * \left(\frac{Q_2}{k * Q_n}\right)^2 - L_2 * h_f(Q_2)) \quad (32)$$

Ved å diskretisera desse likningane kan ein setja opp ei euler-løkke i til dømes Matlab som simulerer situasjonen.

$$Q_{n+1} = Q_n + \Delta t * f(Q_n) \quad (33)$$

Denne metoden krev ein del initialverdiar, som vassføringa ved oppstart, og eit definert tidsinkrement. Ein slik eulermetode er i utgangspunktet ganske ustabil, og kan gje feilaktige resultat. Derfor er der særst viktig å ha ein liten nok Δt slik at ein får dekkja alle hendingane som oppstår. Sidan u-rørsvingingar skjer såpass seint, kan denne metoden likevel vera nøyaktig nok.

4 Falltap og friksjon

Til no er falltapet konsekvent gjeve ved notasjonen $h_f \left[\frac{mVs}{m} \right]$. h_f kan i nokre formlar òg stå for det totale falltapet i heile vasstrengen, altså $h_f * L \text{ [mVs]}$. I dette kapitlet vert det sett på ulike måtar å sjå på friksjon og falltap på.

4.1 Darcy-Weisbach

Ein vanleg måte å rekna trykk-/falltapet på blant fluidingeniørar er ved hjelp av Darcy-Weisbach friksjonsfaktor, f_D .

$$h_f = f_D * \frac{L * v^2}{D_h * 2g} = f_D * \frac{L * Q * |Q|}{D_h * A^2 * 2g} \text{ [mVs]} \quad (34)$$

Der D_h er den hydrauliske diameteren.

Her er det totale falltapet for heile røyret, eller tunnelen, ein funksjon av den geometriske utforminga til røyret/tunnelen, farten til fluidet og friksjonsfaktoren. Farten her er gjennomsnittsfarten til fluidet, uttrykt som $\frac{Q}{A}$. Grunnen til at Q^2 vert skreve som $Q * |Q|$ er for at falltapet alltid skal verka mot straumretninga, sjølv om Q er negativ.

For eit konkret kraftverksystem kan falltapet estimerast ved å sjå på teoretisk tilgjengeleg trykk og faktisk trykk inn på turbinen under drift. Om ein antar at differansen skuldast friksjonstap i tunnelsystemet, kan friksjonsfaktoren for det konkrete tilfellet reknast ut. Denne friksjonsfaktoren vil berre vera gyldig ved den konkrete driftssituasjonen (volumstraumen), og kan ikkje ukritisk nyttast ved andre driftssituasjonar. Det går sjølvsgatt an å måla falltapet ved alle mulege driftspunkt, og dermed laga ein dataserie over friksjonsfaktoren. Det går òg an å finna friksjonsfaktoren ved ei meir teoretisk tilnærming.

Ved laminær strøyming ($Re < 2300$) er friksjonen i hovudsak eit resultat av viskøse krefter i fluidet. Friksjonsfaktoren kan då framstillast som ein enkel lineær funksjon av Reynoldstalet, Re :

$$f_D = \frac{64}{Re} [-] \text{ for } Re < 2300 \quad (35)$$

Reynoldstalet er ein funksjon av hydraulisk diameter og farten og viskositeten, ν , til fluidet. Reynoldstalet seier noko om forholdet mellom tregleiskrefter og viskøse krefter.

$$Re = \frac{D_h * v}{\nu} = \frac{D_h * Q}{\nu * A} [-] \quad (36)$$

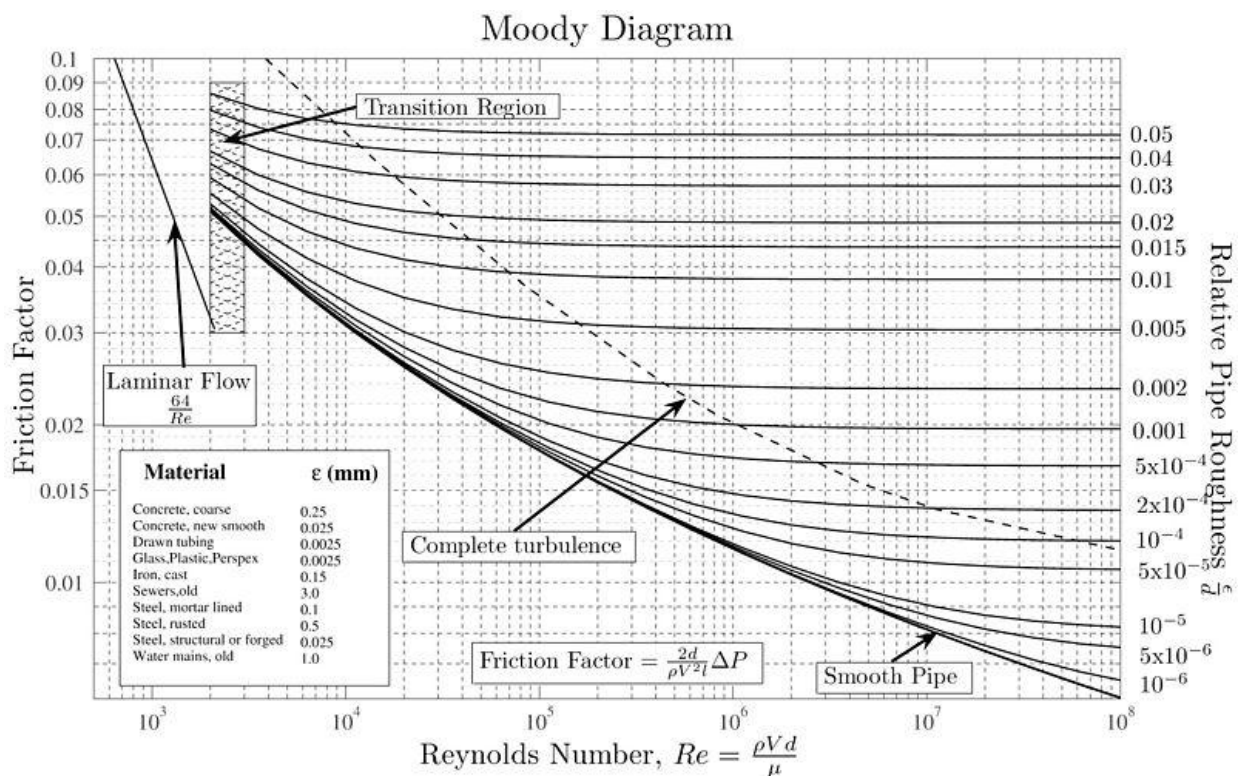
Og falltapet vert

$$h_f = \frac{32 * L * \nu * Q}{g * A * D_h^2} \text{ [mVs]} \quad (37)$$

Ved $2300 < Re < 3000$ skjer overgangen mellom laminær og turbulent strøyming. Her er strøyminga vanskeleg å beskriva, og det er dermed vanskeleg å finna gode representasjonar for friksjonsfaktoren. I ulike Moody-diagram er dette overgangsområdet ofte skravert, og det vert antatt at likninga for turbulent friksjonsfaktor er gyldig i det skraverte området. Bratland (Bratland, 2009) har derimot utvikla nye Moody-diagram med nye likningar for friksjonsfaktoren i overgangsområdet. Det er likevel valt å bruka turbulent friksjonsformel i dette området i denne rapporten, som figur 6 viser.

Ved turbulent strøyming ($Re > 3000$) vil friksjonsfaktoren verta ein funksjon av ruheita, ϵ , til overflata fluidet strøymar over, i tillegg til Reynoldstalet. Ruheita til overflata er avhengig av kva materiale det er laga av, og kor glatt det er. Røyr av metall, betong, plast o.a. som er maskinelt framtilte i kontrollerte prosessar, har ei føreseieleg ruheit oppgitt av produsent. Ruheita til ein tunnel sprengt i fjell er derimot litt vanskelegare å finna. Fjellkvaliteten kan variera langs med tunnelen, og ha ulik ruheit av den grunn. Drivingsmetoden kan òg i stor grad påverka ruheita. (Guttormsen, 2006)

Eit Moody-diagram viser friksjonsfaktoren for ulike Reynoldstal og relative ruheiter, både for laminær og turbulent strøyming:



Figur 6 - Moody diagram (Beck & Collins, u.d.)

Det er gjort mange forsøk på å utvikla formalar for friksjonsfaktoren i det turbulente området. Mange er nøyaktige, men lèt seg ikkje løysa analytisk. Den mest kjende er kanskje Colebrook-likninga, som er ei iterativ likning (Bratland, 2009):

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D_h} + \frac{2,51}{Re * \sqrt{f_D}} \right) \quad (38)$$

Ein formel som prøver å løysa friksjonsfaktoren eksplisitt er Swamee-Jain-likninga:

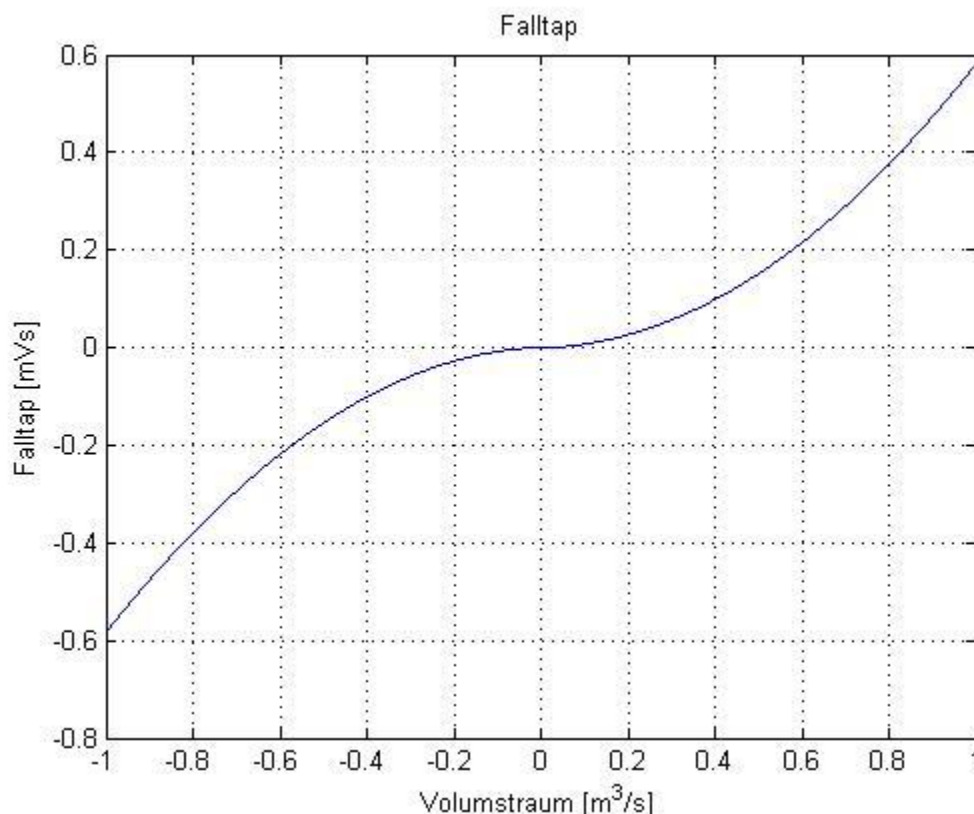
$$f_D = \frac{0,25}{\left(\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^2} \quad (39)$$

Denne tilnærminga gjev resultat som samsvarar bra med Moody-diagrammet, og vert nytta vidare i denne rapporten.

Darcy-Weisbach friksjonsfaktor og Moody-diagrammet er berre gyldig ved fullt utvikla stasjonær strøyming, med sin karakteristiske strøymingsprofil. Det kan derfor ikkje umiddelbart overførast til dynamisk og transient strøyming. I eit vasskraftverk har ein ofte dynamiske forhold det hadde vore interessant å vita friksjonsfaktoren til.

4.2 Friksjon ved dynamisk strøyming

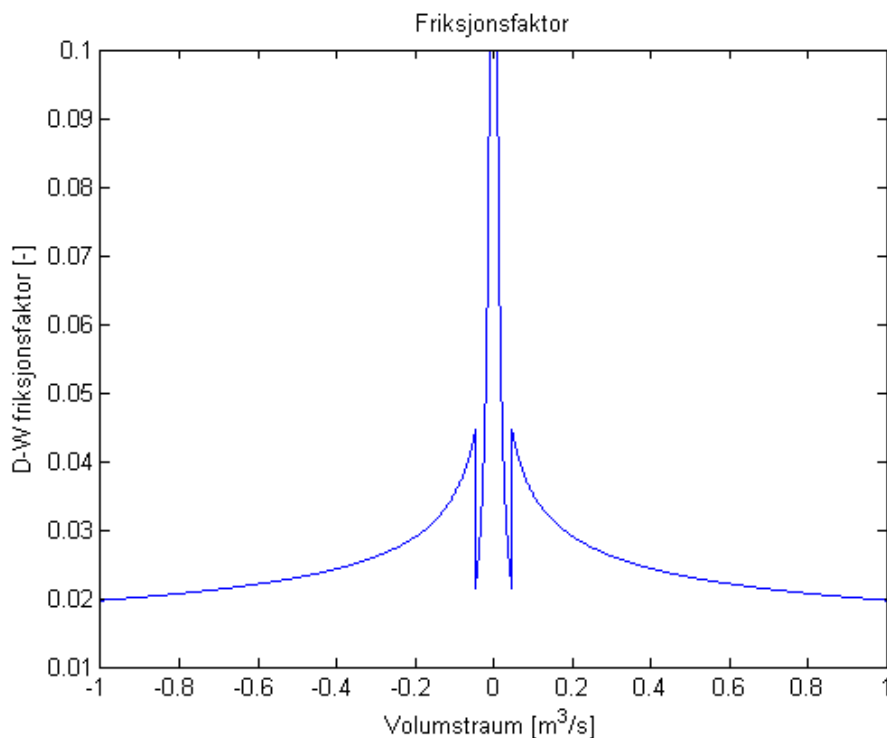
Ut frå likning (34) er det lett å sjå at falltapet endrar seg med volumstraumen i andre potens. Under er samanhengen mellom vassføring og falltap illustrert.



Figur 7 - Falltap ved varierende vassføring

I tillegg er det vist i likning (35) og (39) at òg friksjonsfaktoren vert ulik ved ulik volumstrøm, gjennom at Reynoldstalet endrar seg.

Ein måte å ta omsyn til dette på ved systemsimulering er å oppdatere friksjonsfaktoren og falltapet for den nye volumstrømmen for kvart tidssteg. Ved denne metoden vert friksjonsfaktoren kalla for ein *kvastasjonær friksjonsfaktor*, f_q . Ut frå Moody-diagrammet ser ein at det er først ved svært låge Reynoldstal at friksjonsfaktoren endrar seg vesentleg. Til høgre for den stipla linja i diagrammet kan ein langt på veg anta at friksjonsfaktoren er konstant ved aukande Reynoldstal, og er såleis berre ein funksjon av ruheita. Figur 8 viser korleis den kvastasjonære friksjonsfaktoren endrar seg når vassføringa vert redusert mot null, og deretter auka igjen når vasstrømmen går andre vegen.



Figur 8 - Kvasistasjonær D-W friksjonsfaktor

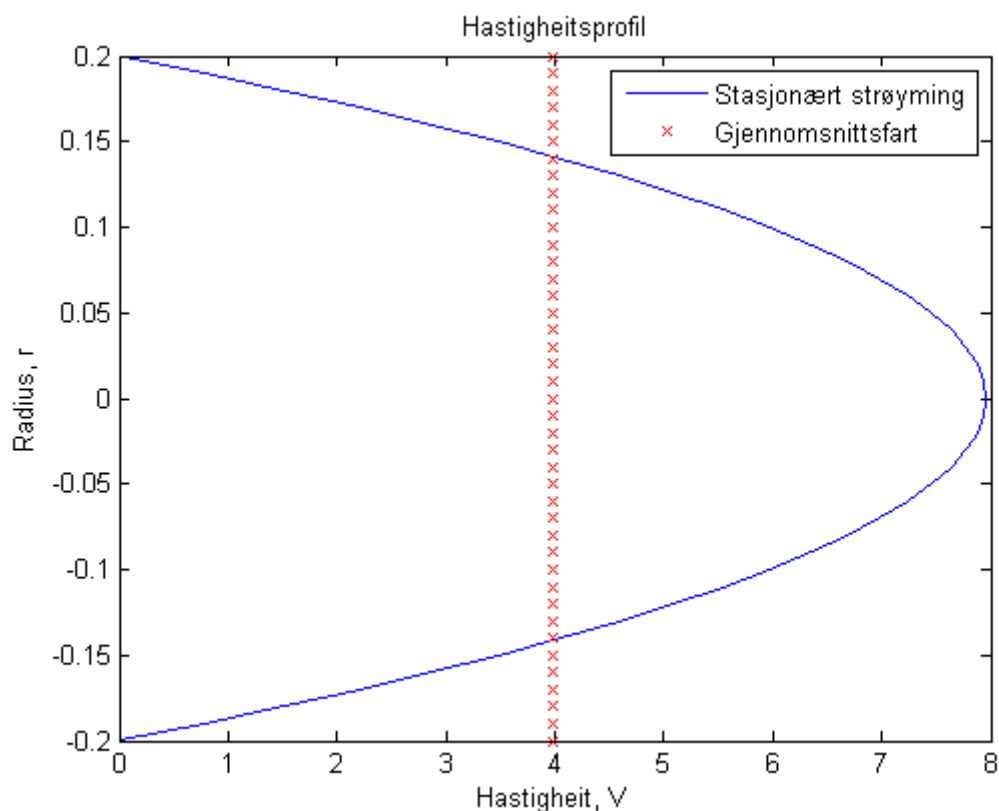
Når farten, og dermed Reynoldstalet, går mot null ser ein at friksjonsfaktoren aukar. Ved $Re = 2300$ går strøyminga over frå å vera turbulent til å verta laminær, og friksjonen droppar raskt før den aukar kraftig igjen mot $Q = 0$.

For dynamiske forhold der volumstrømsendringa skjer over lang tid, og hastighetsprofilen får tid å oppdatere/utvikle seg, kan den kvastasjonære friksjonsfaktoren vera ei grei tilnærming til problemet.

4.3 Friksjon ved transiente forhold

Transiente forhold får ein når volumstrømmen endrar seg raskt, slik at fartsgradienten vert stor i tverrsnittprofilen. Eit døme på ein veldig transient situasjon er når ein ventil vert lukka veldig hurtig, slik at volumstrømmen går raskt/umiddelbart mot null. Dette er opphavet til vasshammareffekten som er omtala tidlegare i denne rapporten.

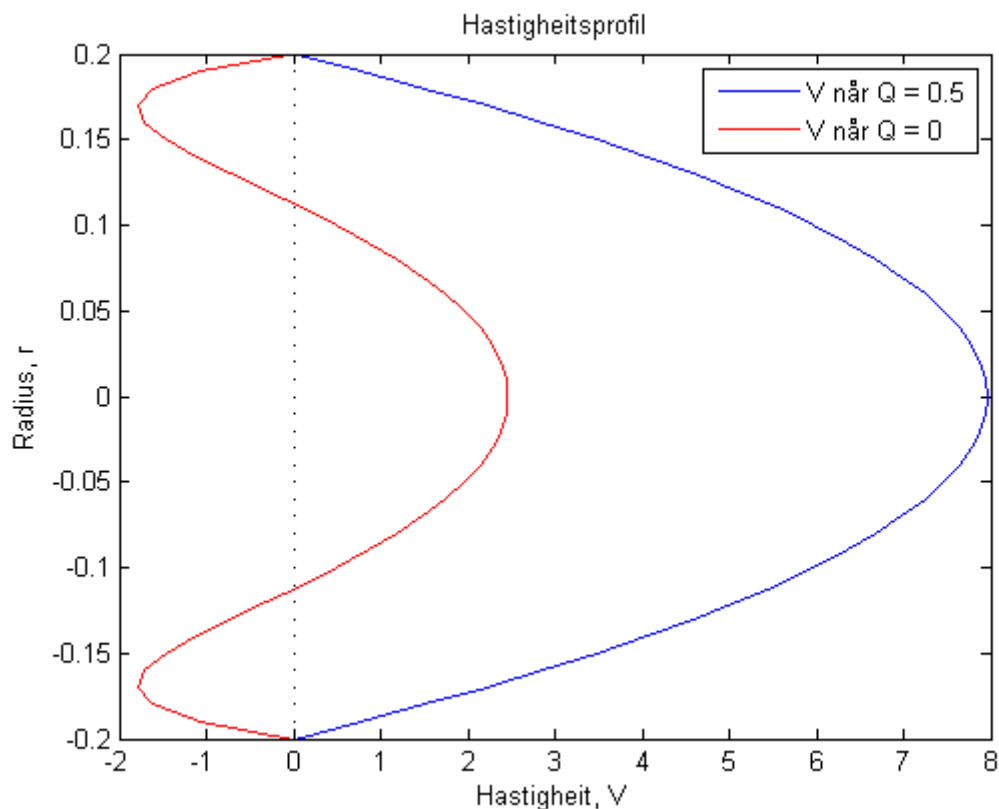
Når væske strøyer stasjonært gjennom eit røyr eller ein tunnel er ikkje farten lik over heile tverrsnittprofilen. Væska i midten har høgare fart enn væska ved veggane. Ein vanleg tankegang er at ein kan anta at væska som ligg heilt inntil veggane står i ro (*no slip*), og at farten aukar med ein fartsgradient $\frac{\partial v}{\partial y}$ inn mot midten av tverrsnittet. Når ein likevel nyttar farten til væska i ulike likningar er det gjennomsnittsfarten i tverrsnittet ein meiner. Volumstraumen gjennom eit tverrsnitt er ofte kjend, og ein finn dermed gjennomsnittleg hastighet gjennom tverrsnittet som $v = \frac{Q}{A}$. Eit typisk stasjonært laminært hastighetsprofil er vist i figuren under:



Figur 9 - Laminært hastighetsprofil

For eit slikt laminært stasjonært profil er maksimalhastigheita i midten av tverrsnittet dobbelt så stor som gjennomsnittsfarten gjennom heile tverrsnittet.

Ved til dømes hurtig stenging av ventil vil heile tverrsnittsarealet oppleva same trykksteg, og dermed same fartsending. Sidan farten er mykje større i senter enn ved veggane, vil ein framleis ha eit hastighetsprofil etter stenginga. Volumstraumen er heilt klart null, sidan ventilen er stengd, og dermed er den gjennomsnittlege farten òg null. Det som skjer er at vatnet nærmast veggane startar å strøyma bakover, medan farten i midten framleis går framover. Dette kan illustrerast med figuren under (laminært):



Figur 10 - Transient hastighetsprofil

Det betyr at sjølv om gjennomsnittfarten er null i falltapsformelen for h_f , har ein likevel ein fart i tverrsnittprofilen som vil gje eit falltap. Denne hastighetsgradienten kan vera så skarp at den gjev ein friksjonsfaktor mange gonger større enn den stasjonære (Bratland, 2009). Dette vert det ikkje tatt omsyn til i dei tradisjonelle falltapsformlane, og kan derfor gje feilaktige resultat ved transiente forhold. Det er derfor ønskeleg å finna eit ikkjestasjonær falltapsledd, $h_{f,w}$, som kan brukast i tillegg til det kvasistasjonære falltapsleddet ved transiente forhold.

4.4 Friksjon ved u-rørsvinging

U-rørsvingingar er treige, og, som tidlegare nemnt, kan løysast utan å ta omsyn til lydfarten i vatn. Det er lite tilgjengeleg litteratur på demping av reine u-rørsvingingar, samanlikna med demping av vasshammareffekten ved hurtig stenging. Det er usikkert om hastighetsprofilen vil verta deformert på same måte som ved hurtig stenging av ventil, som dei vart nemnt i førre avsnitt. Nettopp korleis hastighetsprofilen utviklar/oppfører seg ved u-rørsvingingar er interessant å undersøka i eit forsøk på Vannkraftlaboratoriet. Seinare i denne rapporten vert det føreslått ulike måtar dette kan gjerast på.

Hermod Brekke (Brekke, 1984) viser at dempinga av oscillerande strøyming i vasskraftverk er avhengig av frekvensen til svinginga.

Pingju Li (Li, 2004) gjennomførte sin doktorgradsavhandling ved Vannkraftlaboratoriet der Li blant anna såg på nettopp hastighetsprofil til vatn i ein lukka kanal som oscillerte. Det vart

brukt pumpe som sirkulerte vasstraumen i kanalen fram og tilbake, slik at oscillasjonen aldri vart dempa ut. Det var likevel målt falltap under forsøket. Ved hjelp av eit PIV-oppsett vart hastigheitsprofilen målt for mange ulike frekvensar og amplitudar på oscillasjonane. Noko av det Li fann ut var at hastigheitsprofilen fekk forma til typisk turbulent strøyming, men vart ikkje deformert under skifting av retning på vasstraumen (oscillasjonen). Sjølv då Reynoldstalet passerte gjennom laminært område, og vasstraumen gjekk gjennom nullvassføringspunktet, var hastigheitsprofilen forma som om strøyminga var turbulent. 80 % av tverrsnittet hadde eit typisk flatt hastigheitsprofil, som medfører at maksimalfarten i tverrsnittet låg nær gjennomsnittsfarten til vatnet. Falltapsmålingane viste at falltapedet var avhengig av frekvensen på svingingane, slik som Brekke foreslår.

Akira Ogawa et al. (Ogawa et al., 2007) har utvikla ein dempemodell for u-røyrsvingning basert på at hastigheitsprofilen er veldig flatt omtrent 80 % av tverrsnittet, omtrent som Bingham fartsmodell. Det er derfor interessant å testa denne dempemodellen.

I følgje Ogawa et al. kan dempinga simulerast ved følgjande modell:

$$\rho AL \frac{dV}{dt} = -2 * \rho gAZ - \pi DL\rho v \frac{dV}{dy} \quad (40)$$

Der Z er avstanden til væskesøylen frå likevektspunktet, og $\frac{dV}{dy}$ er gradienten på hastigheitsprofilen viss y er avstanden frå veggene av røyrret inn mot sentrum, og kan uttrykkjast ved:

$$\frac{dV}{dy} = K_v * \frac{V}{R} \quad (41)$$

Der K_v er ein fartsfaktor som er avhengig av det imaginære Reynoldstalet, Re_i definert ved den imaginært største hastigheita til væska i u-røyrret:

$$Re_i = \frac{V_{maks} * D}{\nu} = \sqrt{\frac{2g}{L}} * \frac{Z_0 * D}{\nu} \quad (42)$$

Ogawa et al. har empirisk funne ein samanheng mellom K_v og Re_i for vatn

$$K_v' = \frac{Re_i}{8,75 + 0,0233 * Re_i} \quad (43)$$

$$K_v = 25 * D * \left(1 + \frac{4,5 * 10^{-9}}{D^4}\right) * K_v' \quad (44)$$

Innsett i formel (40) får ein følgjande differensiallikning for bevegelsen til væska i eit u-røyr:

$$\frac{d^2Z}{dt^2} = -\frac{2g}{L} * Z - \frac{2\nu * K_v}{R^2} * \frac{dZ}{dt} \quad (45)$$

I arbeidet med denne rapporten er det laga eit Matlab-script som simulerer u-røyrsvinging.

5 Forslag til u-røyreksperiment i Vannkraftlaben

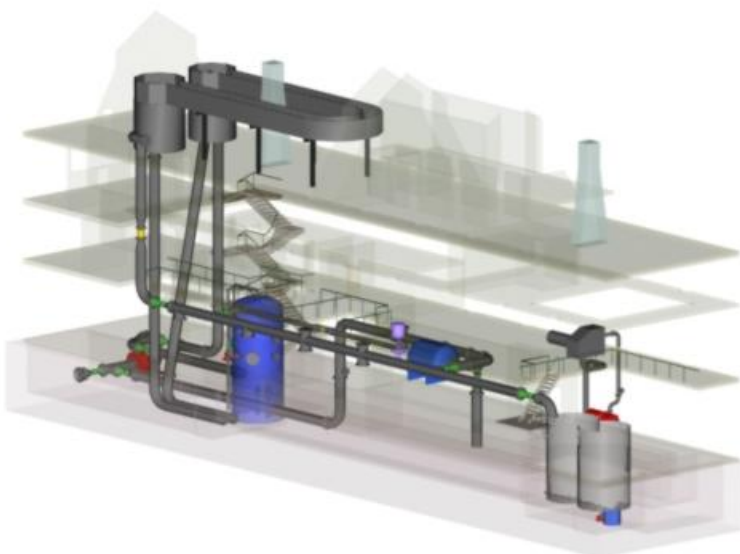
Eitt punkt i denne masteroppgåva er å planleggja eit eksperiment i Vannkraftlaboratoriet der transient hastigheitsprofil kan målast ved u-røyrsvingingar.

I starten av semesteret vart det sett på mulegheitene for òg å gjennomføra eit slikt eksperiment som ein del av masteroppgåva, men det viste seg vanskeleg å gjennomføra på den måten som fyrst var tenkt, så gjennomføringa vart sett bort frå. Det vert likevel presentert ein grunnleggjande framgangsmåte for korleis eit slikt eksperiment kunne vorte gjennomført.

Det interessante ved eit slikt oppsett er å sjå korleis hastigheitsprofilet oppfører seg ved u-røyrsvingingar. Teorien går ut på at svingingane påverkar profilet slik at det vert u-typisk for stasjonær strøyming på ein slik måte at ein til tider kan oppleva strøyming i både positiv og negativ retning i same tverrsnitt. Til dømes kan den samla volumstraumen vera null, sjølv om ein har strøyming, ved at det strøymar like mykje vatn fram som tilbake i tverrsnittet. Dette vil sjølvstøtt påverka dempinga av u-røyrsvingingane ved at det verkar ein friksjon på straumane. Dei vanlege friksjonsmodellane fangar ikkje opp dette sidan dei er basterte på samla volumstrøm, som her vil vera null.

5.1 Forslag til riggoppsett

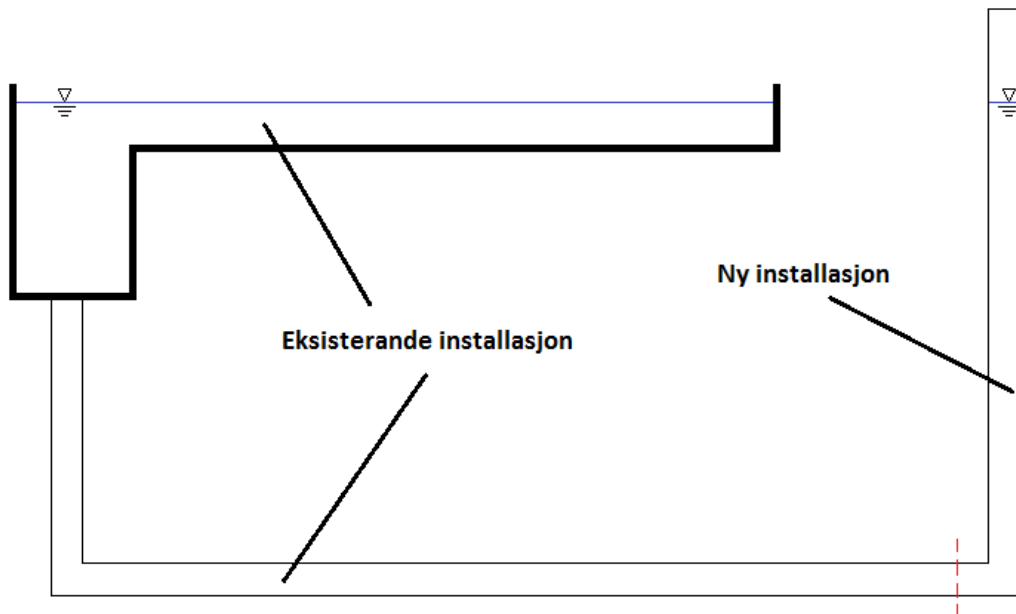
På Vannkraftlaboratoriet er det fleire måtar ein kan tenkja seg eit oppsett av eit u-røyreksperiment. Poenget med å nytta seg av dei fasilitetane som er der er for å få litt større dimensjon på eksperimentet enn det som tidlegare er vorte utført. Dei aller fleste u-røyroppsett som det finst tilgjengelege data frå har relativt små dimensjonar; typisk røyrdiameter rundt 5 cm, og total lengde rundt eit par meter. For at eit slikt forsøk skal verta litt meir realistisk i ein vasskraftsamheng er det derfor ønskjeleg å gjennomføra eit eksperiment med litt større dimensjonar.



Figur 11 - Skisse av Vannkraftlaboratoriet (Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2005)

5.1.1 U-røyroppsett 1

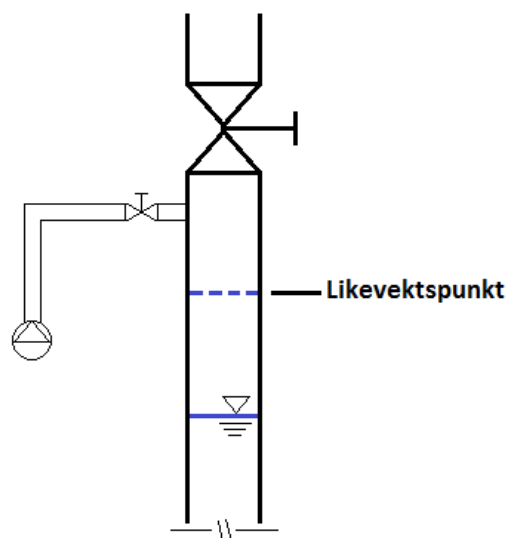
I planlegginga av oppgåva var det først tenkt å nytta vassrenna på loftet av Vannkraftlaboratoriet som øvre magasin. For så å byggja eit høgt røyr i andre enden inne i sjølve laboratoriet som skulle virka som svingesjakt. Etter ei synfaring i laboratoriet viste det seg raskt at vassrenna på loftet ligg høgare enn taket i laboratoriet, som umuleggjer eit slikt oppsett sidan vatnet då vil renna over "svingesjakta". Ei enkel prinsippskisse av eit slikt oppsett er likevel vist under i Figur 12.



Figur 12 - Prinsippskisse av eit tenkt u-røyroppsett

Fordelen med eit slikt oppsett er at det er lett å simulera i eit dataprogram på grunn av den enkle geometrien. Det kan derimot tenkjast at sjølve bygginga av eit slikt høgt røyr kunne bydd på ein del utfordringar.

For å setja i gang u-røyrsvingingane kan ein montera ein luftkompressor i toppen av svingesjakta som pumper inn luft som presser vatnet lågare enn likevektspunktet. Når ønska maksimal amplitude er nådd, kan kompressoren stoppast og isolerast frå systemet ved hjelp av ein ventil. Ein annan ventil med direkte kontakt med friluft kan så opnast for utlikna trykket, og setja i gang svingingane. Det kan vera viktig at tverrsnittsarealet på denne ventilen er like stort som arealet på svingesjakta for å minimera friksjonsbidraget frå lufta som strøymar inn og ut av svingesjakta. Det er òg viktig at maksimalt tverrsnittsareal i ventilen vert oppnådd fort etter opninga har starta for ikkje å dempa systemet utilsikta. Ei prinsippskisse av eit slikt oppsett er vist under i Figur 13.



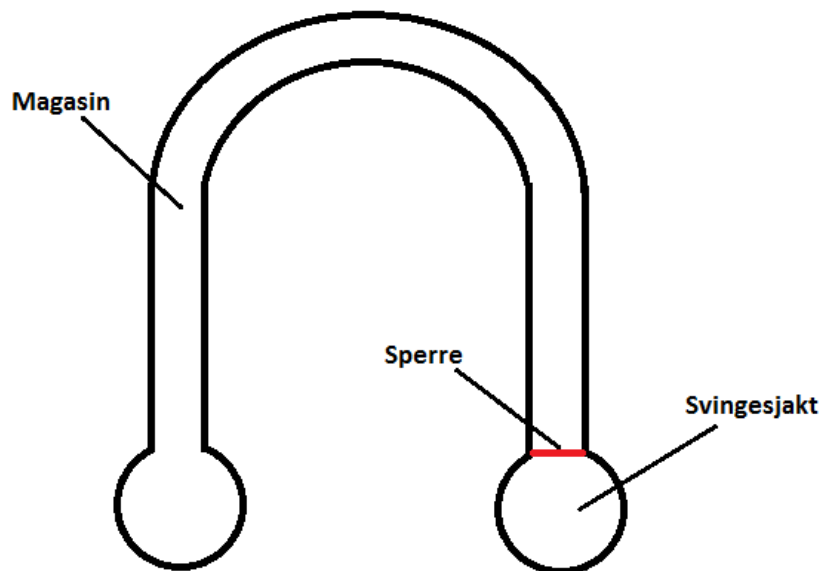
Figur 13 - Prinsippskisse av toppen svingesjakt med luftkompressor

5.1.2 U-røyroppsett 2

Eit anna alternativ til oppsett i Vannkraftlaboratoriet er å bruka den eksisterande trykktanken som luftputekammer i staden for å byggja svingesjakt. Denne trykktanken står på golvet inne i laben, og er allereie kopla til vassrenna (magasinet) på loftet. Utfordringa her blir korleis ein skal setja i gang svingingane, for ein kan ikkje sleppa lufttrykket ut av tanken, slik som det vert føreslått i det førre oppsettet. Ei anna utfordring med ei slik løysing er at vassveggeometrien er litt meir komplisert, og at det vert snakk om eit luftputekammer i staden for ei svingesjakt. Dette er begge faktorar som gjer det litt meir komplisert å simulera svingingane i dataverktøy.

5.1.3 U-røroppsett 3

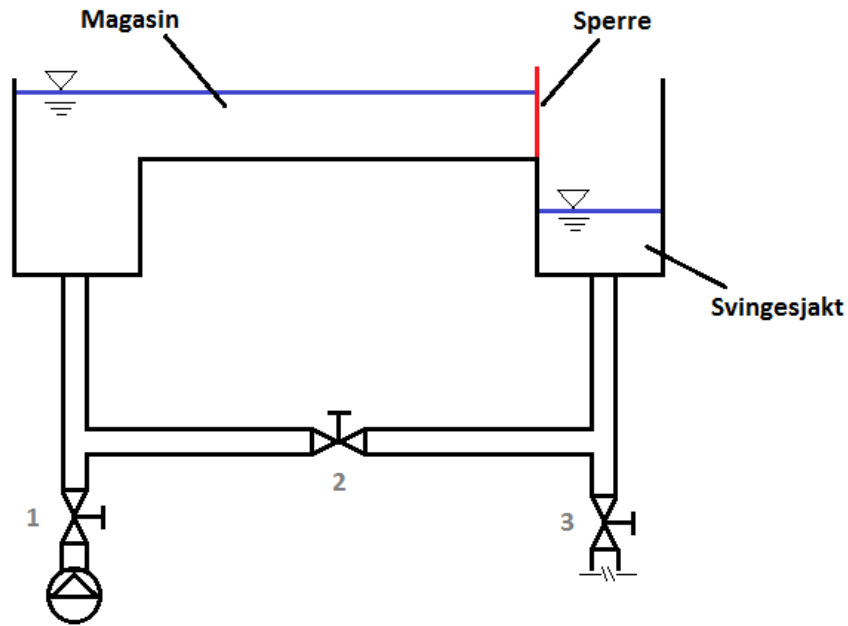
Eit tredje forslag til oppsett kan vera å nytta den eine tanken til vassrenna på loftet som svingesjakt. Viss ein stengjer av i eine enden av vassrenna, kan "hesteskoen" fungera som magasin, og tanken som svingesjakt. Sjå Figur 14.



Figur 14 - Vassrenna sett ovanfrå med sperre

Problemet her er at dei to tankane ikkje er samankopla på undersida i dag. Figur 15 viser korleis desse tankane kan koplast saman med eit røyr med ein ventil (2). Hovudproblemet vil likevel vera korleis å få sett i gang svingeprosessen. Eit forslag kan vera denne framgangsmåten:

1. Ventil 1 open. Ventil 2 og 3 stengt.
2. Bruk pumpa til å fylla opp svingesjakta til ønska nivå (nedre svingeamplitude).
3. Sett opp sperre mellom svingesjakt og magasin ("hesteskoen").
4. Bruk pumpa til å fylla opp magasinet til ønska nivå (likvektsnivået).
5. Steng ventil 1.
6. Opne ventil 2 raskt for å koplama gasinet og svingesjakta saman og starta svinginga.



Figur 15 - Prinsippskisse u-røyroppsett 3

Ei utfordring her er at magasinet på ingen måte kan reknast for å vera "uendeleg" stort, slik at ein må ta omsyn til at vasstanden vil variera i magasinet òg. I tillegg kan det tenkjast at det oppstår bølger som går fram og tilbake i hesteskoen under svinginga. Bølgetoppar og –botnar kan derfor innverka på det trykkjevande vasstandsnivået i magasinet.

5.2 Målemetodar

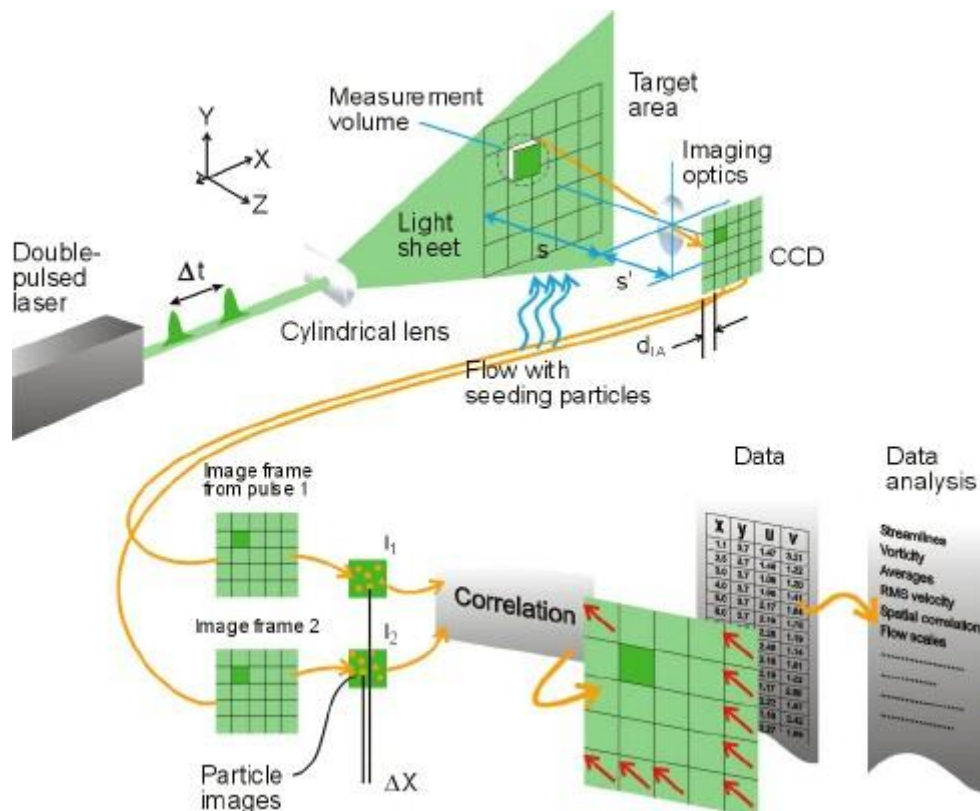
Det er i hovudsak to ulike ting som skal målast ved eit slikt oppsett; transient hastigheitsprofil og nivå i svingesjakt (eventuelt òg i magasin). I tillegg er det ønskjeleg å måla vassføringa i røyret.

5.2.1 Transient hastigheitsprofil

Det er særst interessant å få gjort målingar av hastigheitsprofil under u-røyrsvingingar. Dette for å få ei betre forståing av korleis profilet utviklar seg ved svingingane, og kva dette får å seia for dempinga. Det finst fleire måtar å måla dette på. Anten ved hjelp av punktmålingar i tverrsnittet, eller metodar der ein måler heile tverrsnittet samtidig.

Punktmålingar kan til dømes gjerast med eit pitotrøyr. Dette fungerer slik at det måler differansetrykket mellom statisk trykk og hastigheitstrykk, som igjen gir hastigheta til vatnet. Problemet med ei slik punktmåling er at ein nettopp berre kan måla eitt punkt i tverrsnittet om gangen, og soleis må gjennomføra same forsøket fleire gongar for å byggja opp måleserie for heile tverrsnittet. I tillegg må eit pitotrøyr plasserast inne i røyret, noko som i seg sjølv kan vera ei utfordring, men i tillegg kan det påverka røyrstrøyminga.

Ein annan metode for måling av hastigheitsprofil er ved bruk av eit PIV-oppsett. PIV står for Particle Image Velocimetry og er ein metode som måler hastigheita på strøyminga ved hjelp av små partiklar i væska. Desse partiklane vert opplyste av ein laser, og eit høghastigheitskamera tar seriar med to og to bilde av vatnet. Eit dataprogram analyserer bilda, og registrerer bevegelsen til partiklane mellom to bilde. Når ein veit distansen partiklane har flytta seg, og tida det tok mellom to bilde, får ein ut hastigheita til vatnet i akkurat det punktet. Dataprogrammet analyserer alle punkt i heile tverrsnittet, og dermed får ein ut eit hastigheitsprofil. Kameraet tar kontinuerleg bilde gjennom heile svingeforløpet, og viser dermed utviklinga av profilet over tid ved svinging.



Figur 16 – Måling av hastighetsprofil ved hjelp av PIV (Dantec Dynamics, u.d.)

Denne metoden påverkar ikkje røyrstraumen i det heile tatt, då alt utstyret kan plasserast utanfor røyrret. Det må setjast inn ein gjennomsiktig røyrseksjon der målinga skal gjerast (gjerne pleksiglas). Partiklane som skal tilsetjast vatnet må vera av ein type materiale, og storleik, som er eigna for det fluidet det skal gjerast målingar av. Dette for at det skal kunna antas sannsynleg at fluidet har same fart som partiklane. Små kuler av polyamid med diameter på mellom 5 og 50 μm blir anbefalt til bruk i vatn. (Dantec Dynamics, u.d.)

5.2.2 Nivå svingesjakt

For å måla nivået i svingesjakta kan det nyttast ein avstandsmålar (laser) som er festa over vasspegelen i svingesjakta. Lyset vert reflektert av vatnet i sjakta, og avstanden mellom laser og vasspegelen vert kalkulert ut frå refleksjonstida. For å gjera refleksjonen tydlegare kan det leggjast til dømes kvit isopor i svingesjakta. Ein trykksensor kan òg brukast til å estimera nivået i svingesjakta, då trykket vil vera proporsjonalt med høgda på væskesøyla over trykksensoren.

Logging av nivået vil visa korleis svingingane dempar seg ut. Ulike dempeteoriar kan dermed samanliknast med måleresultata.

6 Resultat og diskusjon

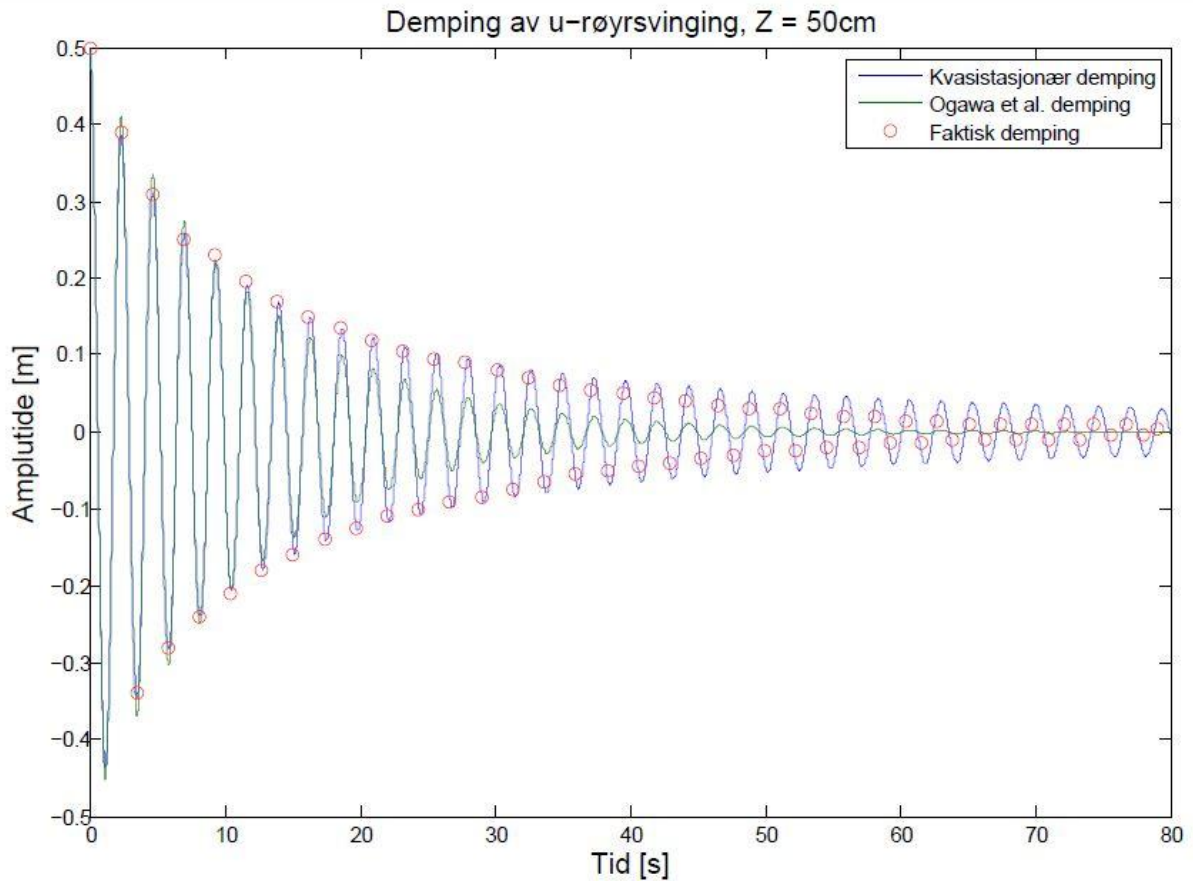
Simone Knoop har gjennomført eit forsøk ved NTNU der ho såg på dempinga av ulike væsker i eit u-rør. Ho samanlikna dempinga med laminær- og turbulent dempemodell, og kom fram til at begge modellane gav for lite demping, men at den turbulente modellen hadde minimale avvik. Det er blitt gitt tilgang til Knoop sine måledata for arbeidet med denne rapporten. (Knoop, 2004)

Ogawa et al. sin dempeteori og kvasistasjonær dempemodell er blitt samanlikna med Knoop sine måledata i denne rapporten. Knoop sitt forsøk bestod blant anna av to ulike startamplitudar for vatn. U-røret som vart brukt var tilnærma glatt med ei ruheit på $2 * 10^{-5} m$. Relevante data for forsøket er gitt under.

Forsøk nr.	1	2
Lengde væskestreng [m]	2,71	2,71
Amplitude ved start [m]	0,5	1
Diameter rør [m]	0,050	0,050

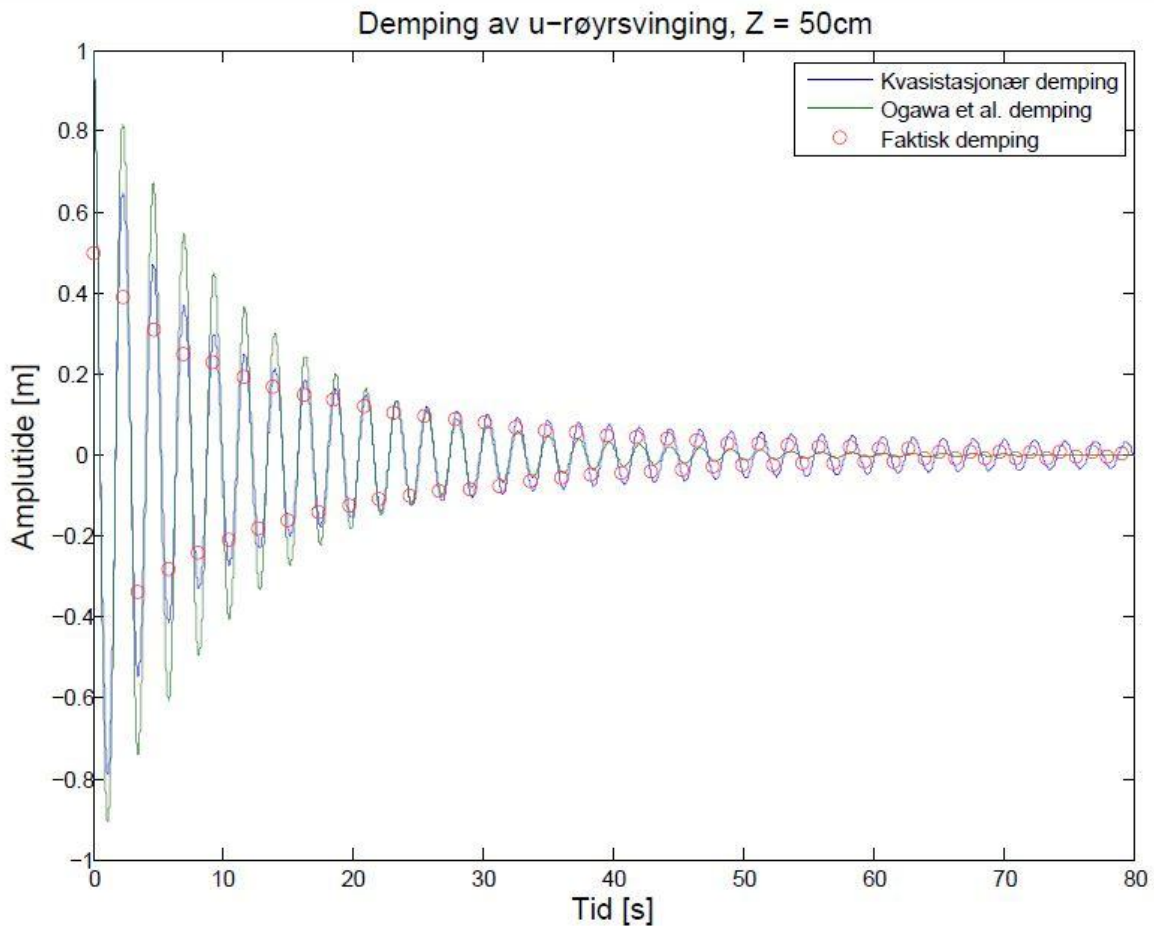
Eit Matlab-skript (Vedlegg A) simulerer dempinga med to ulike dempemodellar, og hentar inn måledataa til Knoop frå excel-fil for samanlikning (Vedlegg B).

Under vert resultatata presentert for to ulike startamplitudar; 50 cm og 100 cm.



Figur 17 - Demping av u-røyrsvinging, Amp=50cm

Resultatet viser at Ogawa et al. sin dempemodell gir litt for lite demping fram til om lag 10 s ut i svingeforløpet. Frå 10 s og utover gir dempemodellen litt for mykje demping samanlikna med Knoop sine måledata. Den kvasistasjonære dempemodellen er mykje meir samanfallande med målingane. Når det gjeld svingeperioden er det litt større avvik for den kvasistasjonære dempemodellen enn for Ogawa et al. sin dempemodell.



Figur 18 - Demping av u-røyrsvinging, Amp=100cm

Resultat av forsøket med 1 m startamplitude viser at dempemodellen til Ogawa et al. gir for liten demping fram til om lag 25 s ut i svingeforløpet. Frå 25 s og utover gir dempemodellen litt for mykje demping samanlikna med forsøket til Knoop. Kvasistasjonær dempemodell gir òg for lite demping for dei største amplitudane. Frå 25 s og utover er det relativt godt samsvar mellom målingar og kvasistasjonær dempemodell.

Sidan frekvensen er den same for begge forsøka, er det berre startamplituden som er den vesentlege forskjellen på dei. At begge dempemodellane var veldig samsvarande i starten av forsøket med startamplitude 50 cm, kan tyda på at Ogawa et al. sin dempemodell berre er gyldig for u-røyrsvingingar med låge startamplitudar, og derfor blir veldig dårleg eigna for store vasskraftsystem.

7 Konklusjon

Det er i denne rapporten laga eit Matlab-skript basert på euler-metoden som simulerer u-røyrsvingingar i eit standard u-røyr. To ulike dempemodellar er testa opp mot faktiske måledata for eit u-røyr; den tradisjonelle kvasistasjonære dempemodellen, og ein ny dempemodell utvikla av Ogawa et al. som baserer seg på at hastigheitsprofilen til strøyminga har tilnærma forma til ei Bingham plastisk strøyming.

Resultata viser at for låg startamplitude (50 cm) er det den kvasistasjonære dempemodellen som gir best samsvar. For stor startamplitude (100 cm) gir begge dempemodellane for lite damping, men det er likevel den kvasistasjonære som er nærmast. Den kvasistasjonære dempemodellen er litt faseforskove, medan dempemodellen til Ogawa et al. treff meir nøyaktig på fasen.

I tillegg er det vurdert tre ulike løysingar for gjennomføring av eit u-røyrforsøk i stor skala i Vannkraftlaboratoriet. Forslag nr. 3 med bruk av vassrenna på loftet som magasin, og eine tanken til vassrenna som svingesjakt er anbefalt. Dette oppsettet skal kunna utføra u-røyrsvingingar med ulik startamplitude. Eit slikt oppsett bør òg kunna simulera ulike frekvensar på svingingane. Frekvensen er avhengig av lengda på væskestrengen som svingar, og kan vera vanskeleg å endra viss ein skal nytta vassrenna på loftet som magasin.

Måling av u-røyrsvingingar ved kraftverk er ikkje utført, og simuleringsmodell av kraftverk er derfor heller ikkje utarbeida. Det er likevel ikkje vanskeleg å modifisera ein standard simuleringsmodell for u-røyrsvingingar til å passa for u-røyrsystemet i eit kraftverk.

8 Vidare arbeid

Det er eit stort ønske å få gjennomført målingar av demping av u-røyrsvingingar på kraftverk. Nesten all forskning som er gjort på u-røyrsvingingar er gjort på småskala u-røyroppsett med typisk røyr diameter mellom 2 og 5 cm, og u-røyrlengde rundt 3 m. I tillegg har desse røyra ofte glatt overflate, og Reynoldstalet er relativt lågt. Det er usikkert om resultatane frå slike forsøk er direkte overførbare til store kraftverksystem, og det er ting som tyder på at dei ikkje er det.

Av same årsak er det ønskeleg å få gjennomført forsøk på eit større forsøksoppsett i Vannkraftlaboratoriet der òg hastigheitsprofilen kan undersøkjast. Dette kan gjennomførast på ein av måtane som det er foreslått i denne rapporten.

9 Referansar

Beck, S. & Collins, R., u.d. *Wikipedia / University of Sheffield*. [Internett]

Available at: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Moody_diagram.jpg

[Funnen 17 Desember 2012].

Bratland, O., 2009. *Pipe Flow 1 - Single-phase Flow Assurance*. s.l.:Dr. Ove Bratland.

Brekke, H., 1984. *A Stability Study on Hydro Power Plant Governing Including the Influence from a Quasi Nonlinear Damping of Oscillatory Flow and from the Turbine Characteristics*, Trondheim: NTH.

Brekke, H., 2000. *Grunnkurs i hydrauliske strømningsmaskiner*. Trondheim:

Vannkraftlaboratoriet NTNU.

Brekke, H., 2003. *Pumper & Turbiner*. Trondheim: Vannkraftlaboratoriet NTNU.

Dantec Dynamics, u.d. [Internett]

Available at: <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=651>

[Funnen 10 Mai 2013].

Guttormsen, O., 2006. *Vassdragsteknikk II*. s.l.:Tapir akademisk forlag.

Knoop, S., 2004. *Friction in Transient Multiphase Pipe Flow*, Trondheim: NTNU.

Li, P., 2004. *An Experimental Investigation of Velocity Distribution and Head Loss of Oscillatory Flow in a Rectangular Duct with Sand Roughness*, Trondheim: NTNU.

Nielsen, T., 1990. *Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk*. Trondheim:

Vannkraftlaboratoriet NTNU.

Norconsult Engineering Geology, u.d. *Norconsult Engineering Geology*. [Internett]

Available at: <http://www.tunnelrescue.com/AirCushion.htm>

[Funnen 15 Desember 2012].

Ogawa et al., A., 2007. *Damped Oscillation of Liquid Column in Vertical U-Tube for Newtonian and non-Newtonian Liquids*, s.l.: Journal of Thermal Science.

Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2005. *PP-presentasjon av Vannkraftlaboratoriet*, Trondheim:

Vannkraftlaboratoriet NTNU.

Vedlegg

A: Matlab-skript for u-røyrsvinging inkludert dempemodell

B: Måledata for forsøk med u-røyrsvinging

Vedlegg A

Matlab-skript for simulering av u-rørsvingingar med kvasistasjonær og Ogawa et al. dempmodell.

```
%Simulering av u-rørsvingingar med både kvasistasjonær dempmodell  
%og Ogawa et al. dempmodell.
```

```
clear all  
clc
```

```
g=9.81; %Tyngdeakselerasjon [m/s^2]  
v=1e-6; %Kinematisk viskositet for vatn [m^2/s]  
R=0.025; %Radius røyr [m]  
D=2*R; %Diameter røyr [m]  
A=pi*(D^2)/4; %Areal røyr [m]  
L=2.71; %Lengde røyr [m]  
eps=2e-5; %Ruheit røyr [m]  
Z=0.5; %Startamplitude [m]  
Z1=Z;  
Z2=Z;  
Q=0; %Volumstraum ved oppstart [m^3/s]  
Q1=Q;  
Q2=Q;  
  
Rei=sqrt(2*g/L)*D*Z/v; %Imaginært Reynoldstal [-]  
Kvm=Rei/(8.75+0.0233*Rei);  
Kv=25*D*(1+(4.5e-9/D^4))*Kvm; %Hastighetsfaktor [-]  
phi=1/sqrt((2*g/L)*(R^2/(Kv*v))^2-1);
```

```
tmax=80;  
dt=0.01;
```

```
Qa = zeros(1,tmax/dt);  
Z1a = Qa;  
Z2a = Qa;  
ta = Qa;
```

```
filename = 'Knoop VS oss 50cm.xls';  
sheet = 2;  
xlRange1 = 'G5:G72';  
xlRange2 = 'H5:H72';
```

```
A1 = xlsread(filename, sheet, xlRange1);  
B = xlsread(filename, sheet, xlRange2);
```

```
%Nøyaktig løysing av Ogawa et al. dempelikning:  
t2=0:dt:tmax;  
Zeks=(Z/sqrt(1-(L/(2*g)).*(Kv*v/R^2)^2)).*exp(-  
Kv*v*t2/R^2).*cos(t2*sqrt((2*g/L)-(Kv*v/R^2)^2)-phi);
```

```
l=1;
```

```

for t=0:dt:tmax

    %Kvasistasjonær dempmodell:

    %Oppdatering av Reynoldstal:
    Re = (D*abs(Q1))/(A*v);

%Utrekning av kvasistasjonær friksjonsfaktor:
    if Re<2300
        f = 64/Re;
    else
        f = 0.25 / (log10((eps/(3.7*D))+5.74/(Re^0.9)))^2; %Swamee-Jain
        tilnærming av Colebrook-funksjonen for Darcy-Weisbach's frik.fak.
    end

    if f>0.1
        f=0.1;
    end

    %Endring i vassføring i u-røyret:
    dQ1 = dt*((g*A/L)*(2*Z1-f*(L/(2*g*(A^2)*D))*Q1*abs(Q1)));
    Q1ny = Q1 + dQ1;

    Q1 = Q1ny;

    Z1ny=Z1-dt*(Q1/A);
    Z1=Z1ny;

    %Ogawa et al. dempmodell:
    dQ2 = dt*((g*A^2*Z2/L)-2*v*Kv*Q2/(R^2));
    Q2ny = Q2 + dQ2;

    Q2=Q2ny;

    Z2ny=Z2-dt*(Q2/A);
    Z2=Z2ny;

    Qa(1)=Q;
    Z1a(1)=Z1;
    Z2a(1)=Z2;
    ta(1)=t;

    l=l+1;
end

figure(1)
plot(ta,Z1a,ta,Z2a,A1,B,'o')
title ('Demping av u-røyrsvinging, Z = 50cm', 'fontsize', 14);
xlabel ('Tid [s]', 'fontsize', 14);
ylabel ('Amplitude [m]', 'fontsize', 14);
legend ('Kvasistasjonær demping', 'Ogawa et al. demping', 'Faktisk demping');

```

Vedlegg B

Måledata frå Knoop sitt u-røyrforsøk:

a) Startamplitude: 0,50 m

Tid [s]	Amplitude [m]
0,00	0,500
2,36	0,390
3,48	-0,340
4,64	0,310
5,76	-0,280
6,96	0,250
8,08	-0,240
9,20	0,230
10,40	-0,210
11,56	0,195
12,72	-0,180
13,88	0,170
15,00	-0,160
16,20	0,150
17,36	-0,140
18,52	0,135
19,68	-0,125
20,84	0,120
22,00	-0,110
23,16	0,105
24,32	-0,100
25,48	0,095
26,64	-0,090
27,80	0,090
29,00	-0,085
30,12	0,080
31,28	-0,075
32,44	0,070
33,60	-0,065
34,76	0,060
35,96	-0,055
37,12	0,055
38,28	-0,050
39,44	0,050
40,60	-0,045
41,76	0,045
42,92	-0,040
44,08	0,040
45,28	-0,035
46,44	0,035
47,60	-0,030
48,76	0,030
49,92	-0,025
51,08	0,030
52,24	-0,025
53,44	0,025

54,56	-0,020
55,76	0,020
56,92	-0,020
58,12	0,020
59,28	-0,015
60,44	0,015
61,56	-0,015
62,72	0,015
63,88	-0,010
65,08	0,010
66,28	-0,010
67,44	0,010
68,60	-0,010
69,72	0,010
70,96	-0,010
72,08	0,010
73,24	-0,010
74,36	0,010
75,60	-0,005
76,76	0,010
77,96	-0,005
79,08	0,005

b) Startamplitude: 1,00 m

Tid [s]	Amplitude [m]
0	1
2,28	0,63
4,56	0,43
6,88	0,34
8	-0,31
9,16	0,28
10,36	-0,25
11,48	0,23
12,64	-0,21
13,76	0,21
14,92	-0,195
16,08	0,19
17,24	-0,16
18,4	0,16
19,56	-0,15
20,72	0,14
21,92	-0,13
23,08	0,125
24,28	-0,11
25,36	0,11
26,56	-0,1
27,68	0,1
28,84	-0,09
30,04	0,09
31,16	-0,085
32,36	0,085
33,52	-0,08
34,68	0,08
35,84	-0,075
37,04	0,07
38,16	-0,065
39,32	0,06
40,44	-0,055
41,68	0,05
42,84	-0,05
44,04	0,045
45,16	-0,045
46,32	0,04
47,48	-0,04
48,64	0,04
49,8	-0,035
51	0,035
52,16	-0,03
53,36	0,03

54,48	-0,025
55,64	0,025
56,84	-0,02
57,92	0,025
59,12	-0,015
60,32	0,02
61,48	-0,015
62,64	0,02
63,8	-0,015
64,96	0,015
66,16	-0,01
67,32	0,015
68,48	-0,01
69,68	0,015
70,8	-0,01
72	0,01
73,16	-0,005
74,32	0,01
75,52	-0,005
76,64	0,01

