

Design av kontraroterende aksialturbin

Rasmus Næss Haugli

Master i produktutvikling og produksjon
Oppgaven levert: Juni 2010
Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Oppgavetekst

Bakgrunn

Ved Vannkraftlaboratoriet er det utviklet en aksialturbin med to kontraroterende turbinhjul. Under prosjektoppgaven laget kandidaten et verktøy for hydraulisk design av den kontraroterende turbinen. Det skal nå brukes til design av en aktuell turbin som skal plasseres i et nedlagt vannverk i Førde. Det var meningen å gjennomføre målinger for å fastlegge tilgjengelig fallhøyde. Pga forsinkelser i konsesjonssøknaden ble dette ikke gjennomført

Den opprinnelige prototypen har oljefyllt generator av hensyn til kjøling og tetning. Dette fører til redusert virkningsgrad. Det er derfor ønskelig å utrede mulighetene for å kjøre turbinen uten denne oljefyllingen.

Mål

Gjennomføre mekanisk og hydraulisk design av turbin for vannverket i Førde

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Planlegge målinger ved vannverket i Førde
2. Gjennomføre målingene og fastlegge designkriteriene
3. Ferdiggjøre hydraulisk designverktøy på begynt under prosjektet
4. Utrede kjølebehovet og foreslå løsninger for kjølesystem gjennom turbinens aksling.
5. Teste akselpakninger i testtriggen som er laget for formålet
6. Foreslå en drenasje av eventuell lekkasjevann
7. I samarbeid med bedriften Lycro, utføre mekanisk design

Oppgaven gitt: 19. januar 2010

Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Rasmus Haugli

Våren 2010

Design av kontraroterende aksialturbin

Design of contra rotating axial turbine

Bakgrunn

Ved Vannkraftlaboratoriet er det utviklet en aksialturbin med to kontraroterende turbinhjul. Under prosjektoppgaven laget kandidaten et verktøy for hydraulisk design av den kontraroterende turbinen. Det skal nå brukes til design av en aktuell turbin som skal plasseres i et nedlagt vannverk i Førde. Det var meningen å gjennomføre målinger for å fastlegge tilgjengelig fallhøyde. Pga forsinkelser i konsesjonssøknaden ble dette ikke gjennomført

Den opprinnelige prototypen har oljefyllt generator av hensyn til kjøling og tetning. Dette fører til redusert virkningsgrad. Det er derfor ønskelig å utrede mulighetene for å kjøre turbinen uten denne oljefyllingen.

Mål

Gjennomføre mekanisk og hydraulisk design av turbin for vannverket i Førde

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Planlegge målinger ved vannverket i Førde
2. Gjennomføre målingene og fastlegge designkriteriene
3. Ferdiggjøre hydraulisk designverktøy på begynt under prosjektet
4. Utrede kjølebehovet og foreslå løsninger for kjølesystem gjennom turbinens aksling.
5. Teste akselpakninger i testtriggen som er laget for formålet
6. Foreslå en drenering av eventuell lekkasjevann
7. I samarbeid med bedriften Lycro, utføre mekanisk design

Belastningen på prosjektet utgjør 15 studiepoeng.

En fremdriftsplan (*Planlagte aktiviteter med tidsplan for fremdrift*) for hele oppgaven skal forelegges faglærer/veileder(e) for kommentarer innen 14 dager etter utlevering av oppgaveteksten.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med innholdsfortegnelse, et sammendrag på norsk, konklusjon, litteraturliste, etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesing 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, og at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte og diskuteres utførlig.

Det forutsettes at kandidaten på eget initiativ etablerer et tilfredsstillende kontaktforhold med faglærer og eventuelle veileder(e).

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

Sluttrapport for oppgaven skal leveres innbundet i 3 komplette eksemplarer med et "løsblad" med konsentrert sammendrag med forfatternavn og oppgavetittel for eventuell referering i tidsskrifter (maksimalt en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand). Ytterligere kopier av rapporten til evt. medveileder(e)/kontaktpersoner skal avtales med, og evt. leveres direkte til, de respektive. Til faglærer/instituttet innleveres også en komplett kopi på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende. Sammendraget ("løsblad") vil bli lagt ut på våre hjemmesider og dette skal lagres som egen fil på samme CD-ROM.

Sluttrapporten skal innleveres til Instituttet *innen 18. desember 2009*.

Institutt for energi- og prosess-teknikk, 20. august 2009


Olav Bolland
Instituttleder


Torbjørn Nielsen
Faglærer/veileder

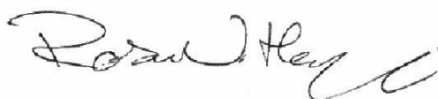
Forord

Dette er en masteroppgave gjennomført ved Vannkraftlaboratoriet, NTNU, våren 2010 av Rasmus Næss Haugli. Oppgaven er en videreutvikling av et konseptprosjekt av Torbjørn Nielsen og Johnny Røyrvik, samt løpehjuldesign gjennomført av stud. tech. Jørgen Ramdal i hans prosjekt- og masteroppgave. Det ble i prosjektoppgaven jobbet med design av ledeskovler for en kontraroterende aksialturbin, hvor de endelige designkriteriene i utgangspunktet skulle bestemmes gjennom denne masteroppgaven.

Oppgaven bærer preg av forsinkelser knyttet til Førde-prosjektet, noe som har ført til at deler av oppgaven har utgått. Samarbeidet med Lycro A/S om endelig mekanisk design har dermed også denne gangen blitt lagt på is. Dette gjelder også forsøk som skulle gjennomføres på Vannkraftlaboratoriet, noe som har resultert i en teoretisk rapport basert på antakelser for å dra noen resultater i havn.

Til tross for en noe redusert master har jeg uansett fått mange dytt i riktig retning av professor Torbjørn Nielsen, og ønsker å rette en stor takk til han for å ha fått oppgaven på noenlunde rett spor. I tillegg vil jeg takke Johnny Røyrvik ved Sintef Teknologi og samfunn for samarbeidet.

Til slutt kommer jeg ikke utenom all hjelpen jeg har fått fra vit.ass. Mette Eltvik og alle andre ansatte, samt det fine studiemiljøet her på Vannkraftlaboratoriet som har gjort hverdagene mye lystigere.



Rasmus Næss Haugli
Trondheim, Norge
Våren 2010

Sammendrag

Målene med oppgaven var meget sprikende, men alt ledet frem til en endelig design for en kontraroterende aksialturbin som i samarbeid med Lycro A/S skulle kunne ut i en mekanisk design. For å kartlegge de endelige designkriteriene for turbinen skulle det gjennomføres målinger i Førde, hvor falltap og vannføring skulle måles. Disse resultatene skulle brukes for å ferdiggjøre det hydrauliske designverktøyet som var påbegynt under prosjektoppgaven. Videre skulle en akselpakning montert i en tetningsrigg tenkt brukt i turbinen testes, hvor kjølebehovet var av interesse, samt at det skulle foreslås en løsning for kjøling gjennom akselen. I tillegg til dette skulle det ses på en løsning for drenering av eventuelt lekkasjevann gjennom akselen.

Det ble etter hvert klart at deler av oppgaven ville falle bort. Ved en tidligere testkjøring av tetningsriggen gikk denne varm og ble ødelagt, og det var ikke ønske om å gå videre med denne. Samtidig ble feltmålingene utsatt og til slutt droppet på grunn av utsettelse i arbeidet som måtte gjøres i Førde før målingene kunne finne sted. Dette betød at en rekke antakelser måtte gjøres i forhold til designkriteriene for turbinen.

Falltapedet ble estimert, og for rørgaten som allerede eksisterer i Førde ble det konkludert med at rørdiameteren er alt for liten slik at alt trykket gikk bort i tap, og det ble etter hvert bestemt at et nytt rør må legges. En hydrologisk oversikt ble gjennomført under prosjektoppgaven høsten 2009 for å finne estimert vannføring.

Designverktøyet baserer seg på et regneark av Torbjørn Nielsen linket opp mot AutoDesk Inventor. Det ble under prosjektoppgaven lagt vekt på ledeskovdesign, mens det nå er mulig å få et visuelt inntrykk av hele turbinen ut fra designparametere.

Mengden kjølevann og behovet for drenering av lekkasjevann ble funnet å være veldig lite, men over tid kan dette bli et stort problem og slite unødige på turbinen. Ved å lage et hull gjennom akselen kan begge problemene løses uten alt for store inngrep i turbindesignet.

Summary

The goals of this assignment were varied, but it all would result in a final design of a contra rotating axial turbine which in cooperation with Lycro A/S would end up in a mechanical design. In order to determine the final turbine design criteria a field measurement in Førde had to be conducted, where head loss and volume flow had to be found. These results were then meant to be used in the hydraulic design tool started up during the project assignment. It was further planned to do a lab research on a set of lip seals, and in addition to this the need for cooling and drainage of the axial turbine were to be found.

After a while it was clear that some parts of the assignment could not be carried out. The lip seal rig was over heated on a previous test run and therefore ruined, and due to delays regarding the field work before the measurements could be conducted, the field measurements were also cancelled. This meant that several assumptions had to be made in order to end up with a final turbine design.

The head loss was found by studying the friction and use conduit flow system theory. This survey concluded that the existing pipe was too small since all the head was lost due to friction, and a new and larger pipe had to be laid. A hydrologic survey done during the project assignment 2009 resulted in an estimated volume flow.

The design tool is based on work previously done by Torbjørn Nielsen, were this was linked up to AutoDesk Inventor during the project assignment. At that time the focus was on the diffusor and guide vanes, but it is now made possible to get a visual impression of the whole turbine.

The amount of cooling water and the need for drainage of leakage water is found to be very small, but over time it might lead to a big problem and finally wear down the turbine. By producing a hole through the turbine shaft, both problems could be solved without influencing the turbine design in a great extent.

Innholdsfortegnelse

FORORD	I
SAMMENDRAG	III
SUMMARY	V
INNHOLDSFORTEGNELSE	VII
FIGURLISTE	XI
TABELLISTE	XIII
SYMBOLLISTE	XV
FORKORTELSER	XVII
1 INNLEDNING	1
1.1 BAKGRUNN	1
1.2 MÅL	1
1.3 KONSEPTET	2
2 TEORI	5
2.1 ENERGIOMSETNING OG HASTIGHETSDIAGRAM	5
2.2 AKSELPÅKNING	7
2.3 FALLTAP	8
3 FELTMÅLINGER	11
3.1 VOLUMSTRØMSMÅLING	11
3.1.1 Differansetrykk	11
3.1.2 Virvelgenerering	12
3.1.3 Ultralyd	13
3.1.4 Pitotrør	15
3.1.5 Gibsons målemetode	17
3.2 FALLTAPSMÅLING	19
3.2.1 Måleoppsett	20
4 DESIGN AV TURBIN	23
4.1 DESIGNPROGRAM	23
4.1.1 Diffusor	23
4.1.2 Ledearrapparat	24
4.1.3 Løpeskovler	25
4.1.4 Design i Excel	26
4.2 SKALERING AV TURBIN	29
5 KJØLEBEHOV	31
5.1 KJØLESYSTEM I AKSLING	31
5.1.1 Generatortap	31

5.1.2	<i>Varmeoverføring i turbin</i>	33
6	DRENASJE AV LEKKASJEVANN	39
7	BEREGNINGER OG ANALYSE	41
7.1	FALLTAP	41
7.2	VOLUMSTRØM.....	42
7.3	KJØLEBEHOV I TURBIN	43
7.4	TURBINDESIGN.....	44
7.4.1	<i>Skalering</i>	44
7.4.2	<i>Designverktøy</i>	44
7.4.3	<i>Turtall</i>	45
7.5	DRENASJE	48
8	RESULTAT	51
8.1	FALLTAP	51
8.2	KJØLEBEHOV I TURBINAKSLING	53
8.3	TURBINDESIGN.....	54
8.3.1	<i>Skalering</i>	54
8.3.2	<i>Designprogram</i>	55
8.4	DRENASJE	58
9	DISKUSJON	61
9.1	FELTMÅLINGER.....	61
9.1.1	<i>Falltap</i>	61
9.1.2	<i>Volumstrømsmåling</i>	61
9.2	HYDROLOGISK DESIGN.....	62
9.3	DESIGNVERKTØY	63
9.4	KJØLEBEHOV	65
9.5	DRENASJE	65
9.6	MEKANISK DESIGN.....	65
10	KONKLUSJON	67
11	VIDERE ARBEID	69
12	REFERANSER	71
APPENDIKS	75
VEDLEGG A	TRASÉKART	77
VEDLEGG B	LEDESKOVLDESIGN	79
B.1	LEDESKOVLER I ÅPEN STILLING	81
B.2	REGULERINGSARBEID	84
VEDLEGG C	DIFFUSOR	85
VEDLEGG D	KJØLEBEHOV I TESTRIGG	89
D.1	TEORI.....	89

D.2	ANALYSE	93
D.3	RESULTAT	94
VEDLEGG E	TEMP.FORDELING I RADIELT SYSTEM.....	97
VEDLEGG F	CRT, EXCEL-DOKUMENT	101

Figurliste

FIGUR 1-1 – PRINSIPSKISSE AV EN KONTRAROTERENDE AKSIALTURBIN	3
FIGUR 2-1 – HASTIGHETSDIAGRAM	6
FIGUR 2-2 – INNLØPSVINKEL	6
FIGUR 2-3 - TVERRSNITT AV AKSELPÅKNING [11]	7
FIGUR 2-4 – LEPPEPÅKNING	8
FIGUR 2-5 – MOODY-DIAGRAM [22]	10
FIGUR 3-1 – KANAL MED VARIERENDE TVERRSNITTSAREAL	12
FIGUR 3-2 – VIRVELGENERERING [20]	13
FIGUR 3-3 – OPPSETT FOR HASTIGHETSMÅLING VED ULTRALYD [20]	14
FIGUR 3-4 – PITOTRØR	16
FIGUR 3-5 – TVERRSNITT AV RØR MED HASTIGHETSMÅLINGER VED FORSKJELLIG RADIUS [14]	17
FIGUR 3-6 - PRINSIPSKISSE FOR GIBSONS MÅLEMETODE [14]	18
FIGUR 3-7 – FALLTAP	20
FIGUR 3-8 – MÅLEOPPSETT FOR FALLTAPSMÅLINGER [5]	21
FIGUR 4-1 – TVERRSNITT AV LEDEAPPARAT MED LUKKEDE SKOVLER SETT FRA SIDEN OG FORFRA	25
FIGUR 4-2 – BRUKERGRENSESNIITT AV DESIGNVERKTØY FOR LEDEAPPARAT	28
FIGUR 5-1 - ENERGIOMSETNING I ET KONTROLLVOLUM [9]	34
FIGUR 5-2 - SNITT AV STATOR, AKSLING OG KJØLEHULL	35
FIGUR 6-1 - SNITT AV EKSISTERENDE PROTOTYP	39
FIGUR 7-1 - HYDRAULISK TAP SOM FUNKSJON AV RUHET ($Q = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$, $D =$ $0,3 \text{ m}$)	42
FIGUR 7-2 - VARIGHETSKURVE FOR HALLBRENDSELVA	43
FIGUR 7-3 - SKOVLPROFIL FOR TRINN 2 I 2D MED LIKT TURTALL PÅ TRINN 1 OG 2	46
FIGUR 7-4 - SKOVLPROFIL FOR TRINN 2 I 2D MED ULIKT TURTALL PÅ TRINN 1 OG 2	47
FIGUR 7-5 - UTSNITT AV KONTRAROTERENDE TURBIN	48
FIGUR 7-6 - UTSNITT AV AKSELENDE PÅ KONTRAROTERENDE TURBIN	49
FIGUR 8-1 - EFFEKT OG FALLTAP SOM FUNKSJON AV VANNFØRING MED A) 300 MM, B) 400 MM OG C) 500 MM RØR	53
FIGUR 8-2 – KJØLEHULLSRADIUS SOM FUNKSJON AV UTLØPSTEMPERATUR	53
FIGUR 8-3 – MASSESTRØM SOM FUNKSJON AV UTLØPSTEMPERATUR	54
FIGUR 8-4 – VANNFØRING SOM FUNKSJON AV DIAMETER	55

FIGUR 8-5 - TURBIN FOR RØRDIAMETER A) $D_{RØR} = 300$ MM, B) $D_{RØR} = 400$ MM OG C) $D_{RØR} = 500$ MM	56
FIGUR 8-6 – TILBAKESLAGSVENTIL, S-MODELL FRA BOSCH REXROTH [17]	59
FIGUR 9-1 - TURBINDIAMETER SOM FUNKSJON AV A) VANNFØRING OG B) NOMINELL FALLHØYDE.....	62
FIGUR 9-2 - EFFEKT SOM FUNKSJON AV VANNFØRING OG NOMINELL FALLHØYDE	63
FIGUR B-1 - RØRDIAMETER.....	79
FIGUR B-2 – LEDESKOVLER I LUKKET POSISJON.....	80
FIGUR B-3 – LEDESKOVLER I ÅPEN POSISJON	81
FIGUR B-4 – BESTEMMELSE AV RESULTANTKRAFTEN [2]	83
FIGUR B-5 – MOMENTKOEFFISIENT C_M SOM FUNKSJON AV LEDESKOVLÅPNINGEN SIN A_s [2]	84
FIGUR C-1 - STRØMNINGSTAP I DIFFUSOR [21].....	87
FIGUR D-1 – ENERGIBALANSE FOR ET KONTROLLVOLUM [9]	90
FIGUR D-2 - SKISSE AV UTLØP PAKNINGSRIGG	92
FIGUR D-3 - KJØLEVANNMENGDE FOR VARIERENDE UTLØPSTEMPERATUR	94
FIGUR D-4 - NØDVENDIG UTLØPSDIAMETER FOR KJØLEVANN.....	95
FIGUR E-1 - TVERRSNITT AV AKSEL	98

Tabelliste

TABELL 7-1 - ABSOLUTT RUHET, E , FOR STØPEJERN (UTSNITT AV TABELL [19]).....	41
TABELL 7-2 - RØRDATA	42
TABELL 7-3 - DESIGNPARAMETERE FOR OPPRINNELIG PROTOTYP	44
TABELL 7-4 - FASTSATTE DESIGNKRITERIER	45
TABELL 8-1 - DESIGNKRITERIER FOR SKALERT TURBIN.....	54
TABELL 8-2 - DESIGNKRITERIER VED STØRST TILGJENGELIG EFFEKT MED $N = 750$ OMD/MIN	57
TABELL 8-3 - DESIGNKRITERIER VED STØRST TILGJENGELIG EFFEKT MED $N = 1000$ OMD/MIN	57
TABELL D-1 - DATA FOR KJØLING AV TETNINGSRIGG	94

Symbolliste

Symbol	Beskrivelse	Enhet
a	Akselerasjon	[m/s ²]
A	Areal	[m ²]
a_v	Lydhastigheten i vann	[m/s]
c	Absolutt hastighet	[m/s]
c_u	Absolutt hastighet i rotasjonsretning	[m/s]
c_m	Absolutt hastighet i meridianretning	[m/s]
c_p	Varmekapasiteten til vann	[J/kgK]
d	Diameter, bossdiameter	[m]
D	Ytre diameter	[m]
$D_{rør}$	Rørdiameter	[m]
E	Stagnasjonsenergi, termisk energi	[J]
\dot{E}_g	Endringsraten for energiproduksjon	[W]
\dot{E}_{st}	Endringsraten for lagret energi	[W]
f	Frekvens	[Hz]
f	Friksjonsfaktor	[-]
F	Kraft	[N]
F_0	Kraft per ledeskovl	[N]
g	Tyngdens akselerasjon	[m/s ²]
h	Trykkhøyde, stedshøyde	[m]
H	Fallhøyde	[m]
h_f	Hydraulisk tap	[m]
H_n	Netto fallhøyde	[m]
h_v	Konvektiv varmeoverføringskoeffisient	[W/m ² K]
k_s	Termisk konduktivitet for stål	[W/mK]

L	Rørlengde	[m]
L_a	Aksellengde	[m]
L_t	Skovllengde	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massestrøm	[kg/s]
M	Moment	[Nm]
M_0	Moment på hver ledeskovl	[Nm]
n	Turtall	[o/min]
n_{ED}	Hastighetsfaktor	[-]
p	Trykk	[Pa]
P	Effekt	[W]
P	Periferi/omkrets	[m]
P_{ED}	Effektfaktor	[-]
P_m	Mekanisk effekt	[W]
P_n	Netto effekt	[W]
Q	Vannføring	[m ³ /s]
Q_{ED}	Vannføringsfaktor	[-]
\dot{q}	Varmeproduksjon per volumenhet	[W/m ³]
q'	Varmeoverføringsrate	[W/m]
q''	Varmefluks	[W/m ²]
r	Radius	[m]
R	Reaksjonsgrad	[-]
Re	Reynoldstall	[-]
St	Strouhalnummer	[-]
t	Tid	[s]
T	Temperatur	[K]
T_m	Snittemperatur	[K]

T_s	Veggtemperatur	[K]
T_∞	Strømningstemperatur	[K]
u	Periferihastighet	[m/s]
v	Relativ hastighet, strømningshastighet	[m/s]
V	Volum	[m ³]
α	Vinkel mellom periferi- og abs. hastighet	[°]
$\alpha/2$	Halvinkel	[°]
β	Vinkel mellom periferi- og relativ hastighet	[°]
ε	Absolutt ruhet	[m]
η	Virkningsgrad	[-]
μ	Viskositet	[kg/sm]
ν	Dynamisk viskositet	[m ² /s]
ρ	Massetetthet	[kg/m ³]
τ_w	Veggskjærspenning	[N/m ²]
ω	Vinkelhastighet	[1/s]
θ	Diffusoråpningsvinkel, åpningsvinkel	[°]

Forkortelser

CFD	Computational Fluid Dynamics
CRT	Contra Rotating axial Turbine
DAK	DataAssistert Konstruksjon
IEC	International Electric Commission
NTE	Nord-Trøndelag E-verk

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Det er tidligere blitt laget en prototype for en kontraroterende aksialturbin i samarbeid med Lycro A/S, BEVI og Nord-Trøndelag E-verk (NTE). Turbinen består av to trinn med kontraroterende løpehjul og der generatoren er integrert. Lycro A/S har stått for den mekaniske designen av turbinen, mens BEVI har produsert generatoren. Prototypen har stått i Tevla Kraftstasjon, eid av NTE, men høsten 2009 havarerte turbinen og ble dermed sendt tilbake til Lycro A/S for videre undersøkelser. Det er nå planlagt i samarbeid med Statkraft å lage en ny prototype som er tenkt plassert i et nedlagt vannverk i Førde. Den nye turbinen skal i tillegg til to sett med løpehjul ha et sett med justerbare ledeskovler for å regulere vannføringen inn på turbinen.

Den opprinnelige turbinen har oljefylt generator av hensyn til kjøling og tetning, men dette resulterte i redusert virkningsgrad. Det er derfor ønskelig å kjøre turbinen uten oljefylling ved hjelp av et sett med akselpakninger, og å se på løsninger for et kjølesystem. I den sammenheng var det planlagt å gjennomføre tester på en tetningsrigg som står på Vannkraftlaboratoriet.

1.2 Mål

Målet med oppgaven er å gjennomføre mekanisk og hydraulisk design av en kontraroterende turbin for et nedlagt vannverk i Førde. For å ferdiggjøre det hydrauliske designverktøyet må det gjennomføres vannførings- og falltapsmålinger i vannverket. For den mekaniske designen vil det bli sett på muligheten for å kjøre turbinen uten oljefylling, samt se på forskjellige løsninger for kjølesystem og drenasje.

Før falltapsmålingene kunne gjennomføres var man i første omgang avhengig av å få installert et rørbend fra hovedrøret og inn på

turbinen. Det ble så tidlig som 2009 bestemt at man skulle begynne å grave, men problemer rundt konsesjonssøknaden har ført til at dette arbeidet har blitt utsatt. I skrivende stund vil gravearbeide først starte 1. august [12], noe som igjen fører til at falltapsmålingene ikke kunne gjennomføres under masteroppgaven. Det vil si at punkt 2 – ”Gjennomføre målingene og fastlegge designkriteriene” utgikk, noe som igjen leder til at punkt 7 – ”I samarbeid med bedriften Lycro, utføre mekanisk design” ikke kan fullføres.

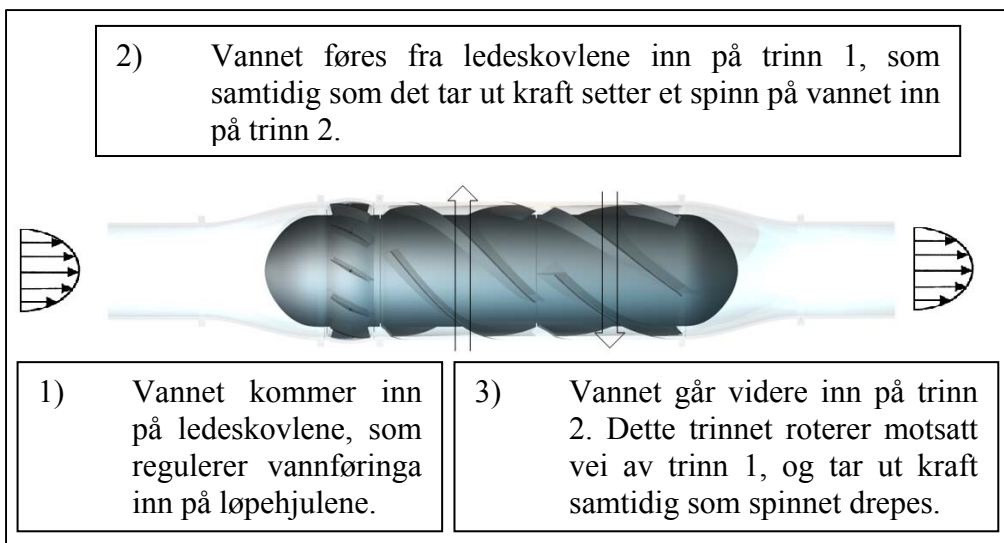
I tillegg ble det tidlig i arbeidet klart at punkt 5 i oppgaven, ”Teste akselpakninger i testriggen som er laget for formålet”, ikke lot seg gjennomføre. Ved en tidligere testkjøring uten kjøling var friksjonen mellom pakningsringen og huset så stor at ringene ble ødelagt. Dette til dels på grunn av at pakningene ikke ble riktig montert. I tillegg var ikke riggen av rustfritt stål slik at dette rustet, så man var nødt til å kjøpe inn et nytt sett med pakninger. Det ble besluttet ikke å gå videre med denne tetningsriggen, så denne delen av oppgaven ble også strøket.

1.3 Konseptet

Prinsippet bak en aksialturbin er kort fortalt vann som strømmer parallelt med rotasjonsaksen, der lede- og løpeskovler dirigerer strømningsretning. Normalt består en aksialturbin av et sett med ledeskovler og et sett med løpeskovler, men i en kontraroterende turbin vil ledeskovlene bli erstattet av et sett med løpeskovler. Dette ekstra settet er ment å ta ut energi fra vannet i tillegg til å sette spinn på vannet som tas ut i trinn 2 [13].

Generatoren vil befinne seg inni navet på turbinen, og det vil i hovedsak være antall viklinger i generatoren som er den begrensende faktoren for dimensjonene. For å unngå at turbinen blir for tykk kan man øke lengden på turbinen, men dette vil igjen føre til større friksjonstap. På den annen side vil en tykk aksling føre til bedre stabilitet og en mer robust design.

Ideelt sett vil vannet komme rotasjonsfritt inn på trinn 1 og forlate trinn 2 uten rotasjon. Problemet med dette designet er at turbinen vil ha veldig lav virkningsgrad utenfor designpunkt. Ved å installere et ledeapparat med regulerbare skovler vil man kunne regulere vannføringen inn på løpeskovlene, og dermed også regulere virkningsgraden.



Figur 1-1 – Prinsippkisse av en kontraroterende aksialturbin

Figur 1-1 viser prinsippet bak en kontraroterende aksialturbin. Ytterligere vil turbinen fungere som en strupeventil ved å justere ledeskovlene. Uten ledeskovler vil turbinen ta ut det trykket som til enhver tid er tilgjengelig, men med ledeskovler kan man selv bestemme hvor mye man vil tillate skal passere.

2 Teori

2.1 Energiomsetning og hastighetsdiagram

Tilgjengelig effekt i et kraftverk er avhengig av netto fallhøyde, H_n , og av vannføringen, Q [1].

$$P_n = \rho g Q H_n \quad (2.1)$$

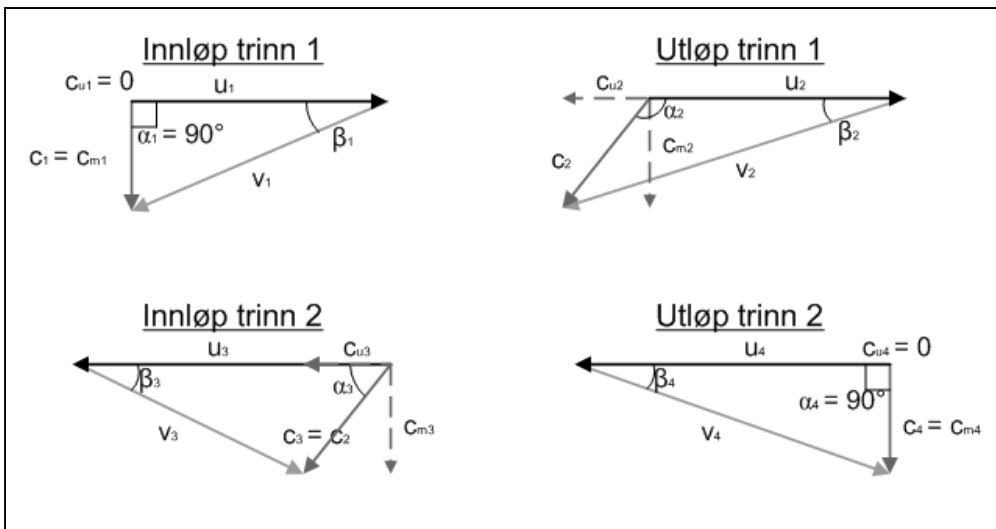
Her er P_n netto effekt, g tyngdens akselerasjon og ρ er massetettheten til vann. Effekten som overføres fra vannet og til turbinen vil i en kontraroterende turbin foregå i to trinn. For trinn 1 gjelder

$$P_I = \rho Q (u_{1I} c_{u1I} - u_{2I} c_{u2I}) \quad (2.2)$$

og trinn 2

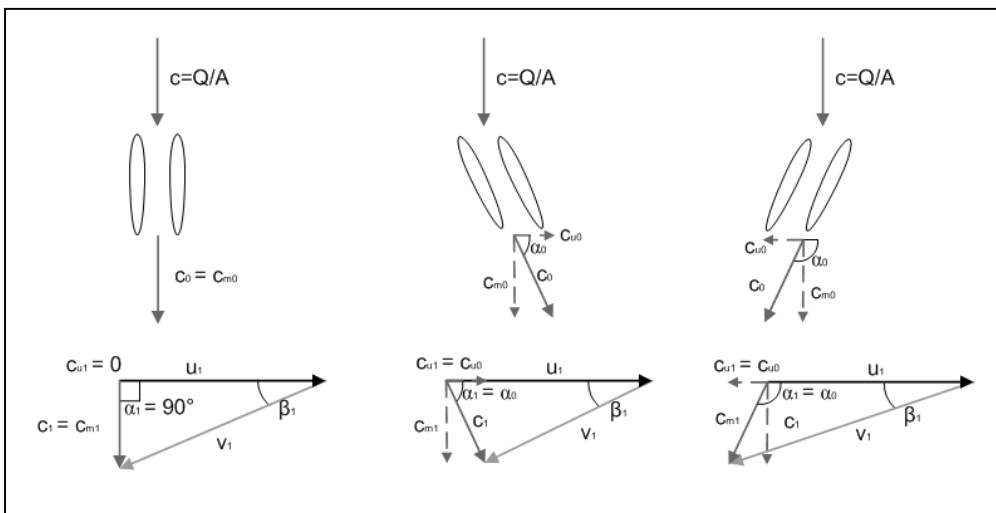
$$P_{II} = \rho Q (u_{1II} c_{u1II} - u_{2II} c_{u2II}) \quad (2.3)$$

hvor u_1 og u_2 er periferihastigheten til henholdsvis innløp og utløp, c_{u1} og c_{u2} er absolutthastigheten i rotasjonsretningen for innløp og utløp og I og II betegner trinn 1 og trinn 2. Hastighetsdiagram for en kontraroterende aksialturbin med null rotasjon i innløp og utløp er vist i Figur 2-1.



Figur 2-1 – Hastighetsdiagram

Figur 2-1 gjelder for en ideell strømning. Ved å variere vinkelen på ledeskivlene kan man regulere strømningen inn på løpehjulene, og dermed regulere virkningsgraden.



Figur 2-2 – Innløpsvinkel

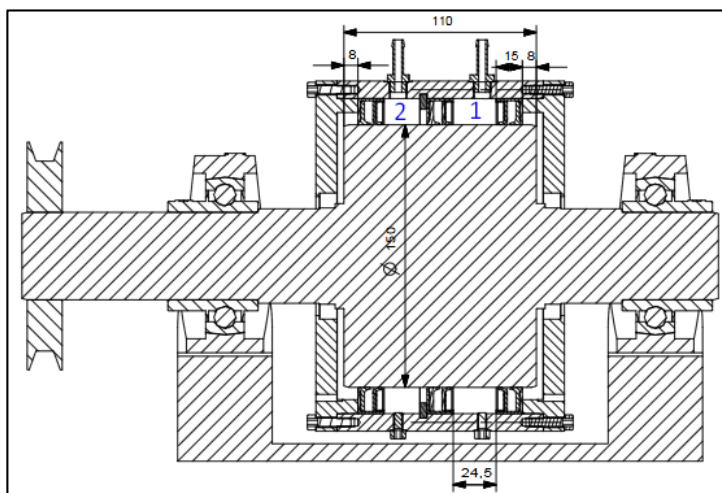
Som man ser av Figur 2-2 vil man med en α lavere enn 90° få en lavere absolutt hastighet v_1 inn på trinn 1, mens man med høyere α vil øke den absolutte hastigheten v_1 .

Vannet kommer inn mot turbinen med en hastighet c parallelt med fallrøret. Denne hastigheten gis av volumstrømmen og tverrsnittsarealet på røret, $c = Q/A$. Gjennom ledeskovlene og inn på trinn 1 vil absolutthastigheten på vannet øke siden tverrsnittsarealet minker.

Det vil ikke bli gått nærmere inn på turbin- og løpeskovltheori i denne oppgaven. For ytterligere studier av ledeskovlene henvises det til Vedlegg B og til prosjektoppgaven skrevet høsten 2009, og for løpeskovler til prosjekt- og masteroppgave av stud. tech. Jørgen Ramdal [15] [16].

2.2 Akselpakning

Akselpakningen består av to kammer, et kammer fylt med vann for kjøling (1) og et tørt kammer (2) mot generatoren. Se maskintegning av tetningsriggen i Figur 2-3.

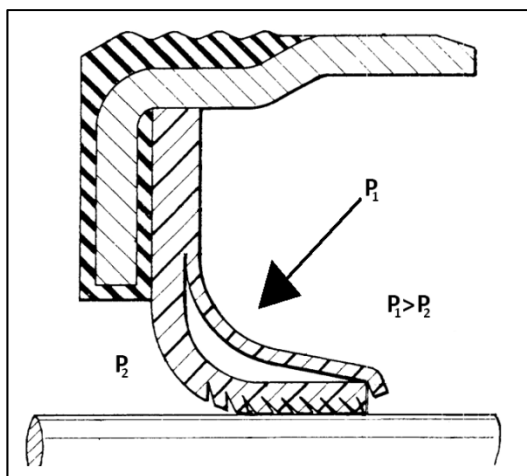


Figur 2-3 - Tverrsnitt av akselpakning [11]

Poenget med dynamiske pakninger er å separere to fluid hvor det finnes bevegelige deler. For å gjøre rotasjonen lettere burde ikke akselen og pakningen være i full kontakt under drift. Problemet med en åpning er lekkasje fra siden med høyt trykk og inn i et område med et lavere trykk, slik at man ønsker så liten glippe som mulig. Skulle det derimot bli for

trangt vil friksjonen, og dermed overopphetingen, bli for stor. Dette vil igjen kunne lede til utmattelse og brudd, så et kompromiss vil være nødvendig. Det vil tillates en viss mengde lekkasje, noe som igjen vil fungere som smurning langs pakningen.

Kamrene blir skilt av Burgmann-tetninger, eller leppepakninger. Prinsippet bak disse er veldig enkelt, der pakningen er formet som en "L", og hvor et høyt trykk presser sammen pakningen og tetter åpningen mellom aksel og pakning. En illustrasjonsskisse av en leppepakning kan ses i Figur 2-4.



Figur 2-4 – Leppepakning

2.3 Falltap

Forventet falltap, h_f , kan estimeres ut fra ligning (2.4) [21]:

$$h_f = f \frac{L}{D_{rør}} \frac{v^2}{2g} \quad (2.4)$$

Her er f den dimensjonsløse *Darcys friksjonsfaktor*, L er rørlengden, $D_{rør}$ er rørdiameter og v er hastigheten gjennom røret.

Friksjonsfaktoren er en funksjon av Reynoldstallet, Re_D , ruheten langs rørveggen, $\epsilon/D_{rør}$, og rørformen:

$$f = f\left(Re_D, \frac{\epsilon}{D_{rør}}, rørform\right) \quad (2.5)$$

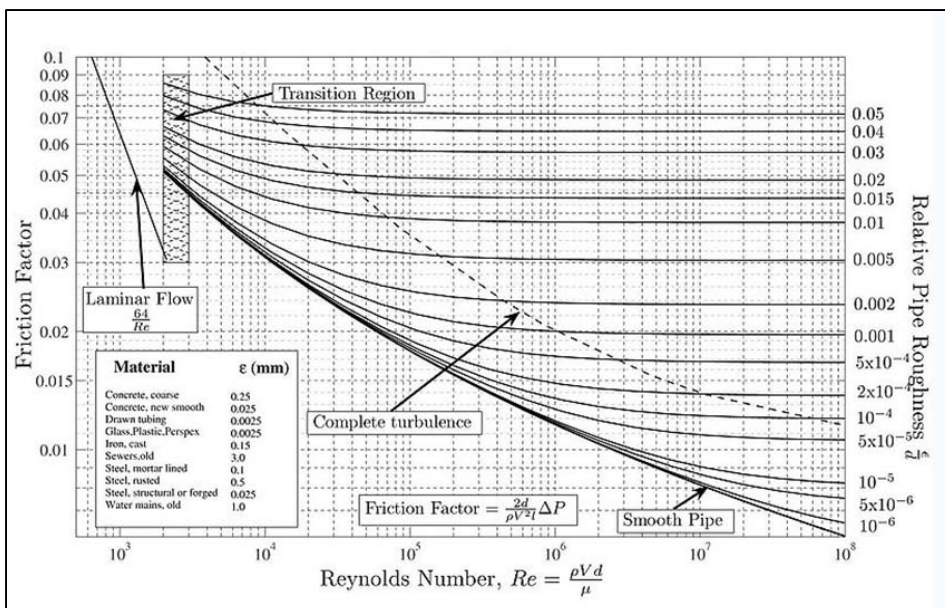
Reynoldstallet er gitt som [21]

$$Re_L = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu} \quad (2.6)$$

Her er μ vannets viskositet og ν er den dynamiske viskositeten. For en fullt utviklet rørstrømning er Reynoldstallet (Re) uavhengig av lengden, og man får dermed Re uttrykt ved rørdiameter $D_{rør}$:

$$Re_D = \frac{\rho v D_{rør}}{\mu} = \frac{v D_{rør}}{\nu} \quad (2.7)$$

Friksjonsfaktoren er sterkt avhengig av om man opererer under laminære eller turbulente forhold, noe man kan se ut i fra Moody diagrammet, Figur 2-5. Her ser man friksjonsfaktoren som en funksjon av Reynoldstallet for forskjellige ruheter. Legg merke til at friksjonsfaktoren for en laminær strømningen er lineær og uavhengig av veggruheten.



Figur 2-5 – Moody-diagram [22]

For en laminær strømning med en kjent veggskjærspenning τ_w gjelder ligning (2.8) [21]:

$$f_{lam} = \frac{8\tau_{w,lam}}{\rho v^2} = \frac{8(8\mu v/D_{r\theta r})}{\rho v^2} = \frac{64}{\rho v D_{r\theta r}/\mu} = \frac{64}{Re_D} \quad (2.8)$$

Friksjonsfaktoren synker lineært med økende Reynoldstall. Dette er en god, men noe unøyaktig tilnærming for en laminær strømning. For en turbulent strøm gjelder følgende ligning [21]:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D_{r\theta r}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D f^{1/2}} \right) \quad (2.9)$$

Det henvises til (kapittel 6 [21]) for utledninger av ligning (2.8) og (2.9).

3 Feltmålinger

Før designkriteriene for turbinen kan fastsettes må feltmålinger gjennomføres, hvor volumstrømmen og falltapet i fallrøret er de viktigste parametrene for å bestemme endelig hydraulisk design av den kontraroterende turbinen.

Det ble som nevnt etter hvert klart at feltmålingene ikke lot seg gjennomføre. Av den grunn vil det kun bli gitt en teoretisk oversikt over målemetoder, og gjort et estimat over vannføring og falltap som siden må verifiseres.

3.1 Volumstrømsmåling

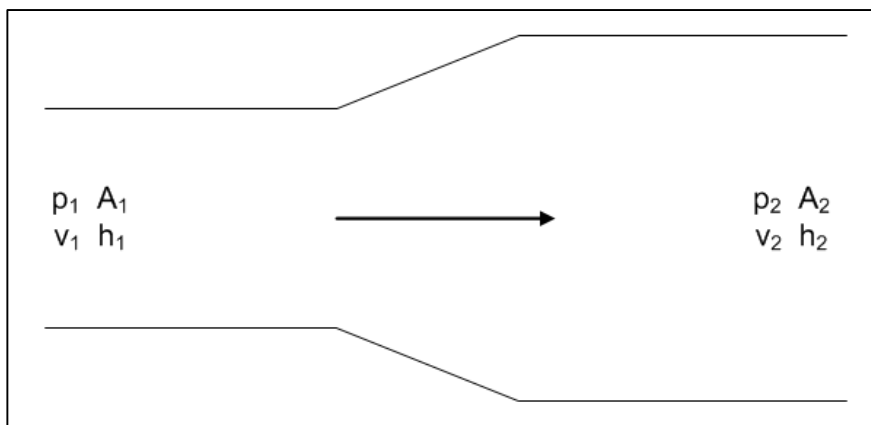
Det finnes flere metoder for å måle vannføringen på, hvor det her vil bli sett på et utvalg av disse. Teorien i dette kapittelet er hentet fra [8], [14] og [20].

3.1.1 Differansetrykk

Med utgangspunkt i Bernoullis ligning, ligning (3.1), kan man beskrive strømmingen av et inkompressibelt fluid gjennom en kanal eller et rør hvis man neglisjerer friksjon og andre former for tap. Notasjonene 1 og 2 betegner henholdsvis punkt 1 og punkt 2 i systemet, se Figur 3-1.

$$\left(p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_1 = \left(p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_2 = konst. \quad (3.1)$$

p er væsketrykket og h er stedshøyden. Notasjonene 1 og 2 gjelder for henholdsvis punkt 1 og 2 i målepunktene.



Figur 3-1 – Kanal med varierende tverrsnittsareal

Ved konservering av masse gjelder ligning 3.2 for en strømning fra punkt 1 til punkt 2, hvor A er tverrsnittsarealet og \dot{m} er massestrømmen.

$$\dot{m} = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (3.2)$$

I tillegg kan man for et inkompressibelt fluid si at volumstrømmen Q er gitt som

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q \quad (3.3)$$

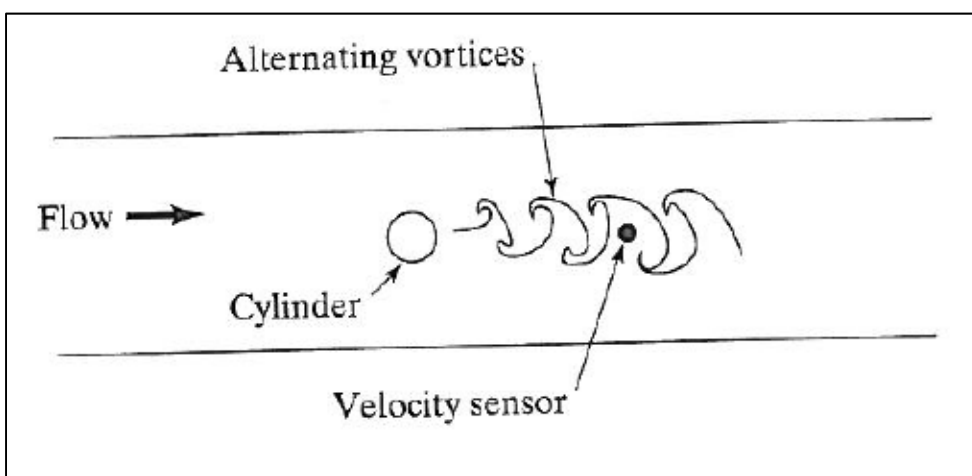
Ved å kombinere ligning (3.2) og (3.3) med Bernoullis ligning kan man bestemme vannføringen ved å måle endring i trykk på grunn av arealforandring.

3.1.2 Virvelgenerering

Ved å plassere en sylinder normalt på strømmingen vil det resultere i en serie virvleavløsninger. Frekvensen på disse virvleavløsningene kan beskrives ved det dimensjonsløse Strouhalnummeret:

$$St = \frac{fd}{v} \quad (3.4)$$

f er frekvensen på virvlene, d er i dette tilfellet sylinderdiameter og v strømningshastigheten. Strouhalnummeret er en funksjon av Reynoldstallet, men for Reynoldstall fra 500 til $1 \cdot 10^5$ vil Strouhalnummeret være 0,2 – 0,21. Det vil si at det vil være mulig å estimere strømningshastigheten v , og dermed volumstrømmen Q , ved å måle frekvensen f . Denne frekvensen kan finnes ved blant annet å plassere en hastighetssensor i vaken, eller ved å måle svingningene på sylinderen som oppstår på grunn av virvlene. Disse svingningene kan med stor nøyaktighet oppdages med en piezoelektrisk kraftmåler plassert ved innfestingen til sylinderen.



Figur 3-2 – Virvelgenerering [20]

3.1.3 Ultralyd

Ultralydmåleren måler vannhastigheten ved å sende hørfrekvente lydbølger gjennom væsken. En lydimpuls sendes fra transduser 1 til transduser 2, og tiden denne pulsen bruker er gitt ved

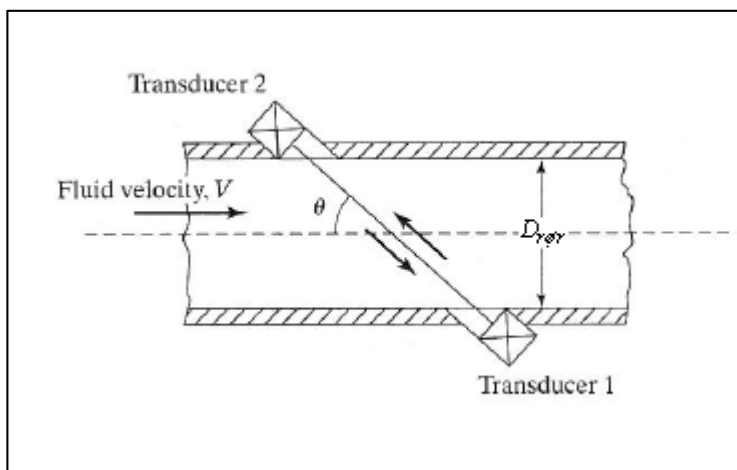
$$t_{1,2} = \frac{D_{rør}}{\sin \theta (a_v - v \cdot \cos \theta)} \quad (3.5)$$

hvor a er lyd hastigheten til vann. Deretter sendes en lyd puls tilbake fra transduser 2 til 1, der tiden det tar blir

$$t_{2,1} = \frac{D_{rør}}{\sin \theta (a_v + v \cdot \cos \theta)} \quad (3.6)$$

Ved å kombinere ligningene (3.5) og (3.6) finner man hastigheten v ved å måle tiden det tar for lyd pulsen å gå fra transduser 1 til 2 og tilbake igjen.

$$\frac{t_{1,2} - t_{2,1}}{t_{1,2} \times t_{2,1}} = \frac{2v \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{D_{rør}} \quad (3.7)$$



Figur 3-3 – Oppsett for hastighetsmåling ved ultralyd [20]

Med kjent hastighet kan man regne ut volumstrømmen ved bruk av ligning (3.8):

$$Q = \int_A v_i D_{rør} A_i \quad (3.8)$$

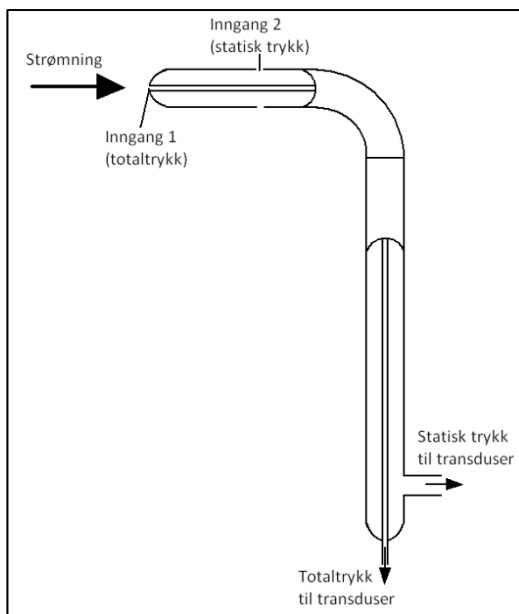
Ultralydmålere kan plasseres på utsiden av røret og vil dermed ikke påvirke strømmingen, men siden disse må sende lydbølgene gjennom rørveggen må man også ta hensyn til veggtykkelse og materiale. En ulempe er at hastigheten blir målt i midten av røret, og man er dermed nødt til å plassere instrumentet i et område hvor røret er relativt rett for å unngå rotasjon ut av bend og lignende. For å minimere usikkerheten kan man måle ved flere akustiske stier.

3.1.4 Pitotrør

Pitotrøret plasseres parallelt med strømmingen, der totalt trykk måles i inngang 1 og statisk trykk i inngang 2 som vist i Figur 3-4. I inngang 1 er hastigheten $v_1 = 0$, mens langs inngang 2 vil hastigheten være $v_2 \approx v$. Settes disse hastighetene inn i Bernoullis ligning, ligning (3.1), sammen med målt trykk og løser ut for v_2 får man

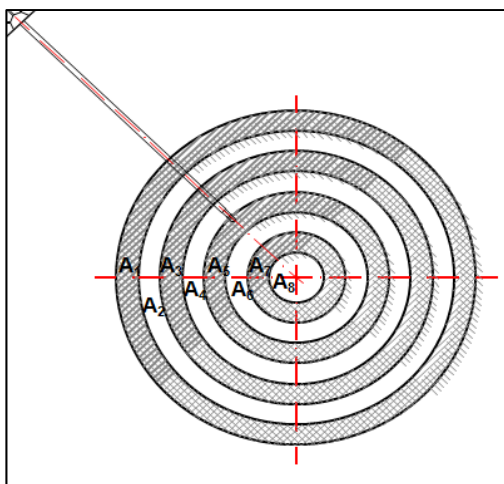
$$v_2 = C \sqrt{\frac{2[(p_1 + \rho g h_1) - (p_2 + \rho g h_2)]}{\rho}} \quad (3.9)$$

Hastigheten v_2 er noe høyere enn den reelle hastigheten v på grunn av at pitotrøret forstyrrer strømmingen, derav konstanten C i ligning (3.9). C er tilnærmet lik 1, og er ofte oppgitt fra produsentens side.



Figur 3-4 – Pitotrør

Et problem med bruk av pitotrør er at aksene på måleapparatet må være parallelt med strømmingen. Viker pitotrøret med mer enn 5° i forhold til strømmingen vil man få merkbare avvik i resultatene. I tillegg måles kun hastigheten i ett punkt. Dette kan imidlertid løses ved å ta flere målinger, for deretter å estimere total vannføringen ved å summere opp kalkulert volumstrøm for en del av tverrsnittsarealet.

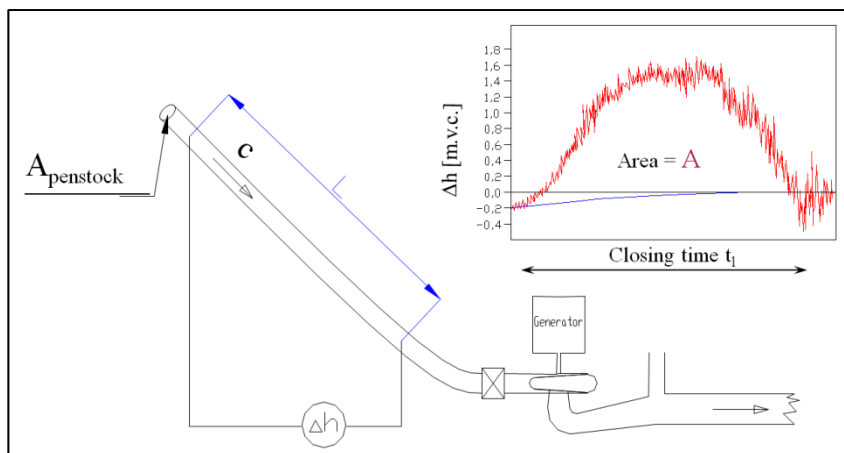


Figur 3-5 – Tverrsnitt av rør med hastighetsmålinger ved forskjellig radius [14]

$$Q = \sum_{i=1}^8 A_i v_{2i} \quad (3.10)$$

3.1.5 Gibsons målemetode

Ved å måle differansetrykket som oppstår i en rørledning ved lukking av ventil eller ledeskovler kan man integrere seg frem til volumstrømmen i røret. Dette kalles Gibsons målemetode. Når en ventil i en rørledning lukkes vil vannet retarderes og man vil få en trykkstigning oppstrøms ventilen. Trykkstigningen er avhengig av lukketid, rørlengde, fall og vannhastighet.



Figur 3-6 - Prinsippskisse for Gibsons målemetode [14]

Den blå linja i grafen viser falltøpet i røret. For å oppnå optimale måleforhold må erfaringsmessig avstanden L mellom målepunktene være lenger enn 9 meter eller 2 ganger rørdiameteren. Når ventilen lukkes vil man oppleve en trykkdifferanse Δh mellom målepunktene som vil være avhengig av lukketiden som vist i grafen i Figur 3-6. Med utgangspunkt i Newtons 2. lov får man:

$$F = m \cdot a \quad (3.11)$$

Setter inn for leddene i ligning (3.11) og ender opp med en differensialligning:

$$A \cdot \rho g \Delta h = -\rho L A \cdot \frac{dc}{dt} \quad (3.12)$$

$$\int_{t=0}^{t_1} \Delta h dt = -\frac{L}{g} \int_{c=0}^{c_1} dc = -\frac{L}{g A_{rør}} \int_{Q=0}^{Q_1} dQ \quad (3.13)$$

c er i dette tilfellet vannhastigheten. Første ledd i ligning (3.13) tilsvarer arealet under grafen i Figur 3-6, slik at uttrykket for volumstrømmen til slutt blir

$$Q = \frac{A_{graf} \cdot A_{rør} \cdot g}{L} + Q_{lekkasje} \quad (3.14)$$

$Q_{lekkasje}$ er lekkasjestrømmen gjennom ventilen etter stenging, det vil si ved $t = t_I$.

3.2 Falltapsmåling

Teori og fremgangsmåte for falltapsmålinger er basert på prosjektrapporten til Håkon Francke og Erik Wiborg [5]. Volumstrømmen inn på turbinen reguleres av blant annet åpningen på ledeskovlene, hvor en økende volumstrøm resulterer i en økende hastighet på vannet. Dette vil igjen gi et større tap i fallrøret på grunn av økt friksjon, som videre vil gi utslag i effektproduksjonen. Det er dermed viktig å kartlegge falltaptet fra innløp av fallrør til innløp på turbinen. For å finne falltaptet måler man vannivået og trykket ved innløpet til fallrøret og trykket ved innløp til turbinen. Dette gjøres ved forskjellig driftspunkt, og ved hjelp av Bernoullis ligning mellom nevnte punkter finner man falltaptet.

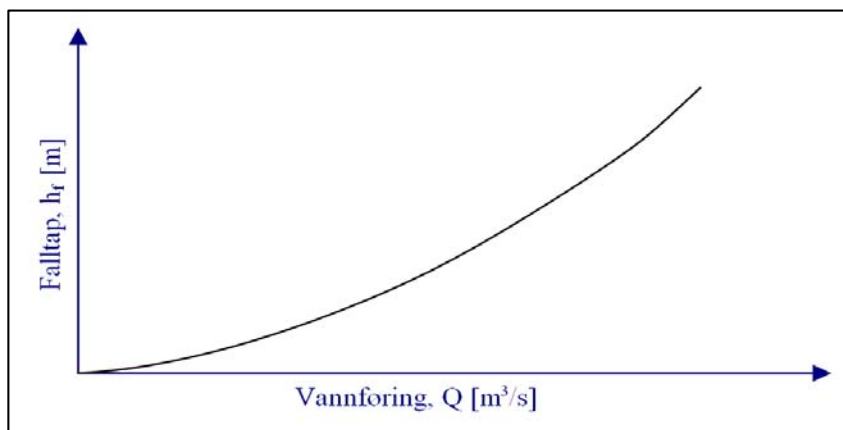
$$\left(p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_1 = \left(p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_2 + h_f \quad (3.15)$$

$$h_f = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} + (h_1 - h_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} \quad (3.16)$$

Hastigheten finnes ut i fra volumstrømmen og rørets tverrsnitt.

$$v = \frac{4Q}{\pi D_{rør}^2} \quad (3.17)$$

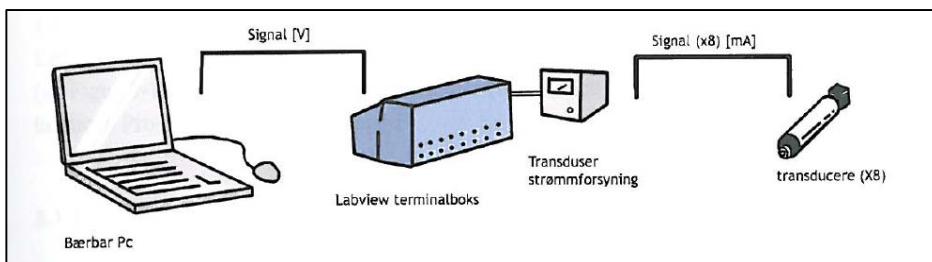
Ut fra dette vil man få falltaptet som en funksjon av volumstrømmen, slik som vist i Figur 3-7.



Figur 3-7 – Falltap

3.2.1 Måleoppsett

Falltapsmålingene vil gjennomføres ved hjelp av en loggeapparat bestående av en datamaskin, en LabView terminalboks og trykktransducere. Trykktransduserne festes ved hjelp av en muffe i rørveggen. LabView terminalboksen vil gi spennings signaler proporsjonalt med strømsignal fra trykktransduserne, og disse signalene vil bli registrert av datamaskinen via et DAQ-kort. Før målingene kan finne sted må trykktransduserne kalibreres. Dette gjøres ved å plote spennings signalet opp mot et kjent trykk, for deretter å kunne dra en, i dette tilfellet, lineær kalibreringskurve gjennom punktene.



Figur 3-8 – Måleoppsett for falltapsmålinger [5]

4 Design av turbin

Det vil bli sett på to mulige løsninger for den nye turbinen som skal installeres i Førde. Alternativ 1 vil være å benytte seg av en ny design ved bruk av Excel-dokumentet og Inventor-modellen påbegynt under prosjektoppgaven. Alternativ 2 er å lage en tilsvarende turbin som den eksisterende prototypen, men skalere den i forhold til diameteren på fallrøret. Turbinen vil med alternativ 2 ha samme ytre diameter som fallrøret, det vil si ingen diffusor eller ledeapparat, og da ingen regulering av volumstrømmen inn på turbin. Ved bruk av alternativ 1 vil man benytte ledeapparat og en diffusor som gjør det mulig å tilpasse ytre diameter i forhold til vannføring og trykkehøyde i stedet for rørdiameter.

4.1 Designprogram

Ny design av turbinen baserer seg som nevnt på et tidligere Excel-dokument laget av professor Torbjørn Nielsen, hvor man ved å definere blant annet fallhøyde og vannføring vil få ut løpeskovl-design ut i fra Eulers turbinligning og generell turbinteori. Resulterende turbindiameter, effekt og reaksjonsgrad er også tilgjengelig fra regnearket. Koordinatene til disse skovlene er så implementert i DAK-programmet AutoDesk Inventor for å gi et visuelt inntrykk, og gir senere muligheten for å kunne kjøre blant annet CFD-analyser hvis ønskelig. I tillegg er det mulig å tilpasse innløp og ledeapparat ut i fra designparametere. I Figur 4-2 vises et bilde av brukergrensesnittet i Excel-dokumentet, hvor rad 4 til 21 er inputverdiene som vil gi endelig skovl- og ledeapparatdesign.

4.1.1 Diffusor

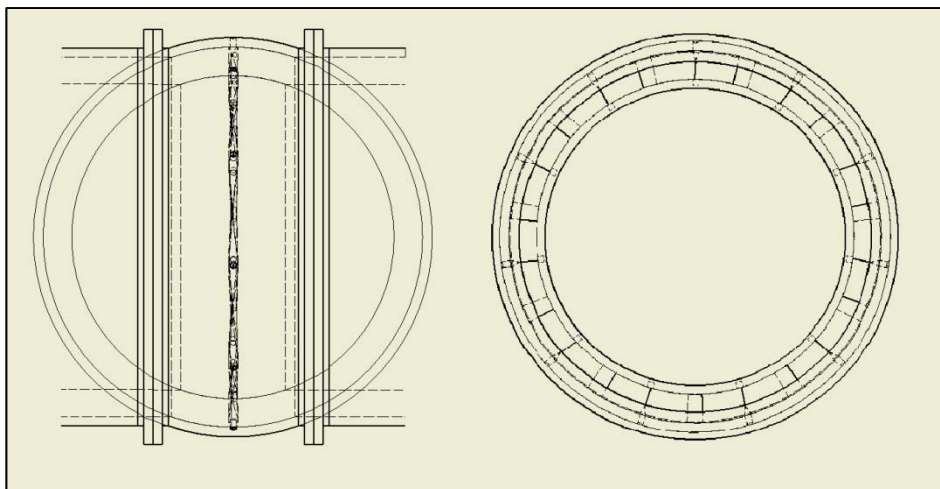
Med en turbindiameter som avviker fra rørdiameteren er man nødt til å ta i bruk en diffusor for å øke eller minke rørtverrsnittet inn på turbinen. Med et normalt diffusorinnløp vil strømmingen ved et økende areal reduseres, men man ønsker en kontinuerlig akselerert strøm inn på

ledeapparatet. Man må dermed tilpasse innløpet på bosset i forholdt til diffusoren slik at man får et kontinuerlig minkende tverrsnittsareal. Ved minkende tverrsnittsareal vil man uansett få en økning i strømningshastighet inn på turbinen, men man er også her nødt til å ta hensyn til innløpet på bosset for å få en jevn akselerasjon.

Ved veldig lave vinkler på et ekspanderende innløp vil man få et stort ”Moody”-tap på grunn av den store lengden. For halvinkler mellom 20° og 40° ($2\theta = 40^\circ - 60^\circ$) vil tapene være så store at det faktisk ville vært bedre med en plutselig ekspansjon. Denne effekten kommer som et resultat av separasjon. Det er ønskelig å ha et så kort innløp som mulig samtidig som strømmingen følger rørveggen. For ytterligere teori henvises det til Vedlegg C.

4.1.2 Leddeapparat

Med regulerbare skovler er man nødt til å ta hensyn til at det skal være tett mellom skovl og boss og mellom skovl og rørvegg i samtlige åpningsposisjoner. Bruker man rette skovler vil det ikke være mulig å vri disse fra fullt åpen posisjon siden en rett skovl vil slå i mot den krumme rørveggen, og er skovlene avrundet for å tilpasses en lukket stilling vil ikke skovlene kunne åpnes av samme grunn, men mot bosset. For å løse dette problemet ble det dermed valgt å lage et sirkulært ledeapparat, som vist i Figur 4-1.



Figur 4-1 – Tverrsnitt av ledeapparat med lukkede skovler sett fra siden og forfra

Ved å ta i bruk denne designen kan ledeskovlene vinkles i alle retninger uten at det oppstår glipper eller kontakt mellom skovl og boss/rørvegg. En ulempe er at det kan oppstå et uønsket strømningsbilde over kulen mellom skovlene, i tillegg til at det kan være både dyrt og vanskelig å produsere dobbeltkrummede flater på bosset og rørveggen. Det henvises til Vedlegg B for ledeskovlteori.

4.1.3 Løpeskovler

For løpeskovlteori henvises det som tidligere nevnt til prosjekt- og masteroppgave av stud.tech. Jørgen Ramdal [15] [16]. I Excel-dokumentet er løpeskovldesignet gitt med koordinater i X-, Y- og Z-planet, med 100x6 punkter. Å importere punktene inn i Inventor var i utgangspunktet ikke en stor utfordring, men problemet oppstår når man ønsker å endre design. Når punktene ble importert ble de importert som faste punkter, og en endring i Excel ville ikke ha noen innvirkning på punktene allerede implementert i DAK-programmet. Det betød at hvert enkelt punkt måtte parametriseres i 3 dimensjoner for begge trinn, noe som var en veldig tidkrevende prosess.

4.1.4 Design i Excel

Excel-dokumentet er lagt opp slik at brukeren kun trenger å legge inn sine designkriterier i regnearket vist i Figur 4-2. Utdataen baserer seg på flere regneark som man finner i samme dokumentet, samtidig som nødvendige lengder og koordinater kopieres til regneark 1 for import inn i Inventor.

Kontraroterende aksialturbin			
Justerbare parametere			
Vannføring	Q	0,8 [m ³ /s]	} 1
Netto fallhøyde ($H_b - dh$)	H_n	40 [m]	
Diameterforhold mellom boss og rør	d/D	0,85 [-]	
Frekvens	f	50 [Hz]	
Polpar	$p.p.$	3 [p.p.]	
Antall ledeskovler	n	11 [-]	} 2
Antall løpeskovler, trinn 2	n, t_1	4 [-]	
Antall løpeskovler, trinn 2	n, t_2	5 [-]	
Ledeskovlåpning	α_{skovl}	90 [deg]	
Tykkelse, ledeskovl	t	10 [mm]	
Tykkelse, løpeskovl, trinn 1	t, t_1	10 [mm]	
Tykkelse, løpeskovl, trinn 2	t, t_2	10 [mm]	
Lengde på ledeskovler	B	140 [mm]	} 3
Innløpslengde, boss	L	1 [mm]	
Innløpsvinkel	$\alpha_{diffusor}$	7 [deg]	} 4
Lengde, trinn 1	l, t_1	750 [mm]	
Lengde, trinn 2	l, t_2	750 [mm]	
Diameter, fallrør	$D_{rør}$	500 [mm]	} 5
Opplagerlengde	$L_{opplager}$	150 [mm]	
Konstanter			
Massetetthet	ρ	997 [kg/m ³]	} 5
Tyngdens akselerasjon	g	9,81 [m/s ²]	
Utdata			
Effekt ved $\eta=1$ per trinn	P_{trinn}	156,489 [kW]	} 6
Effekt ved $\eta=1$ totalt	P_{total}	312,978 [kW]	
Vinkelhastighet	ω	104,72 [1/s]	
Omdreininger per minutt	n	1000 [rot/min]	
Reaksjonsgrad	R	0,78342 [-]	
Turbindiameter, ytre	D_{ytre}	406,471 [mm]	
Turbindiameter, boss	d_{boss}	345,5 [mm]	} 7
Total lengde, diffusor + ledeapparat	$L_{innløp}$	372,75 [mm]	
Løpeskovllengde, trinn 1	L_{σ}	494,788 [mm]	
Løpeskovllengde, trinn 2	L_{σ}	329,858 [mm]	
Minimum lengde, løpehjul	$L_{løpe, min}$	824,646 [mm]	
Total lengde, turbin	$L_{zrøtt}$	2440,69 [mm]	
I lukket stilling			
Kraft på hver skovl	F_0	1432,61 [N]	} 8
Momentet på hver skovl	M_0	6,57 [Nm]	

Figur 4-2 – Brukergrensesnitt av designverktøy for ledeapparat

De forskjellige feltene i Figur 4-2 er beskrevet i det følgende:

1. Her bestemmes designparametrene for turbinen, hvor man kan regulere vannføring og fallhøyde for et gitt felt, samt frekvens, polpar og diameterforhold mellom rør og boss i forhold til en gitt generator. Disse punktene bestemmer turbinens hoveddimensjoner.
2. Her defineres antall ledeskovler og tykkelsen på disse. Det er også mulig å justere åpningsvinkelen på skovlene, slik at man via Inventor kan hente ut en modell med riktig vinkel på skovlene i forhold til å gjennomføre en simulering av strømmingen utenfor designpunkt. I tillegg kan man bestemme ledeskovlenes lengde, hvor minimumslengden er gitt til høyre for cellen (ikke vist i Figur 4-2). Denne minimumslengden er lengden på ledeskovlene som må til for at skovlene skal dekke helt rundt hvis de står 90° på strømmingen (helt lukket). Det er verdt å nevne at skovlene må overlappe en viss grad for å tette godt nok og stå imot vanntrykket i lukket tilstand, slik at man selv setter inn ønsket verdi noe høyere enn oppgitt minimumsverdi.
3. Diffusorlengden for å øke eller minke rørdiameteret fra diameter på fallrøret til turbindiameteren kan endres, enten ved å definere en maksimal vinkel på innløpet eller ved å legge inn en ønsket lengde. Det er også mulig å designe ledeapparatet med en kuleform, slik at lengden på innløpet er like lang som halve diameteren på bosset. Ved å sette inn verdien "0" for lengde vil man få et ideelt innløp, og ved å sette inn "1" får man et kuleformet innløp.
4. Avhengig av generatoren kan man definere lengden på løpehjulene for å tilpasse turbinen til generatorlengden. Akselen er lagret opp i hver ende hvor det blant annet er uttak fra generatoren. Lengden på disse opplagringspunktene

påvirker den totale lengden på turbinen. I tillegg kan rørdiameter defineres.

5. Innsatte konstanter for tyngdens akselerasjon, g , og vannets massetetthet, ρ .
6. Utdata for turbinen på grunnlag av innsatte verdier. Turbinens effekt, rotasjonshastighet, reaksjonsgrad og diameter er oppgitt.
7. Løpeskovlens og ledeapparatets lengder, i tillegg til total lengde fra innløp ledeapparat til utløp diffusor. Løpeskovllengdene på trinn 1 og 2 er funnet på basis av Excel-ark fra tidligere arbeider av Torbjørn Nielsen [10]. Legg merke til at alle lengder er oppgitt i millimeter [mm].
8. I lukket stilling virker det hydrauliske trykket på ledeskovlene som beskrevet i Vedlegg B. En omtrentlig verdi for kraften som virker på hver skovl og momentet om ledeskovltappen er funnet analytisk ut fra verdier i Excel-dokumentet.

For en utdypende beskrivelse av regnearket henvises det til Vedlegg F.

4.2 Skalering av turbin

For å gjøre produksjon og design enkelt og for å unngå alt for store kostnader kan man lage en turbin lik prototypen som allerede eksisterer ved å skalere opp prototypen til en diameter tilsvarende rørdiameteren på røret i Førde. En turbins ytelse og designverdier kan beskrives ved hjelp av dimensjonsløse verdier som beskrevet i IEC [7], hvor stagnasjonsenergien E er gitt som

$$E = gH_n \quad (4.1)$$

Med den ytre diameteren på turbinen D vil hastighetsfaktoren, n_{ED} , være gitt som

$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{0,5}} \quad (4.2)$$

Vannføringsfaktoren, Q_{ED} , blir

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 E^{0,5}} \quad (4.3)$$

Til slutt kan effektfaktoren, P_{ED} , uttrykkes ved

$$P_{ED} = \frac{P_m}{\rho D^2 E^{1,5}} \quad (4.4)$$

P_m er den mekaniske effekten til turbinen. Hvis man kjenner turtall n og diameter D finner man et uttrykk for nødvendig stagnasjonsenergi for å opprettholde ønsket turtall med en øket diameter på turbinen. Ved hjelp av dette kan man finne designvannføringen for en turbin tilsvarende den eksisterende prototypen med endret diameter.

5 Kjølebehov

Ved Vannkraftlaboratoriet var det installert en testtrigg med akselpakninger som er laget for å brukes i den kontraroterende turbinen. I utgangspunktet gikk testtriggen uten kjøling, og på grunn av friksjon i systemet gikk turbinen varm, og dette førte til at akselen ble ødelagt. Som tidligere nevnt vil arbeidet med akselpakningen ikke bli gjennomført, dermed er teorien og resultatene knyttet til denne delen av oppgaven flyttet til Vedlegg D.

I motsetning til akselpakningen gikk den opprinnelige turbinprototypen med oljefyllt generator av hensyn til kjøling og tetning, noe som fører til redusert virkningsgrad. Det er derfor ønskelig å utrede mulighetene for å kjøre turbinen uten denne oljefyllingen, og i stedet benytte vann som kjølemedium.

5.1 Kjølesystem i aksling

Som tidligere nevnt gikk prototypen med oljefyllt generator, men det er ønskelig med vann som kjølemedium for å holde temperaturen lav nok. Ved å lage et hull gjennom akslingen på bosset kan man benytte noe av vannet fra trykksjakten som kjølevann. Varmeproduksjonen oppstår som et resultat av mekanisk tap i generatoren. Det er i hovedsak to typer mekanisk tap; friksjonstap og ventilasjonstap. Friksjonstapene kommer av lagrene i maskinen, mens ventilasjonstapet kommer av friksjonen mellom de bevegelige delene og lufta inni generatoren.

5.1.1 Generatortap

Vurdering av generatortapene er viktig av tre årsaker; de påvirker den endelige virkningsgraden til turbinen og dermed også driftkostnadene, tapene påvirker varmeproduksjonen og derav levetiden, og man er nødt til å ta hensyn til tapene ved fremstilling av maskinen [4]. Virkningsgraden er definert som

$$\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} \quad (5.1)$$

Som regel finnes virkningsgraden til en elektrisk maskin, det vil si en generator, ved å måle tapet direkte.

$$\eta = \frac{\text{input} - \text{tap}}{\text{input}} = \frac{\text{output}}{\text{output} + \text{tap}} \quad (5.2)$$

Roterende maskiner opererer stort sett ved høy virkningsgrad, omtrent 90 %, foruten ved lav last. Tapene for en vekselstrømsmaskin kan deles opp i fire kategorier [3]:

- Elektrisitet- eller kobbertap, også kalt I^2R -tap, er varmetap som oppstår på grunn av motstand i vindingene i stator og rotor.
- Kjernetap er hysteretap og virvelstrømstap i metallet på motoren
- Mekaniske tap kan deles opp i to grunnleggende tap; friksjonstap og ventilasjonstap. Friksjonstapene kommer av friksjon i lagrene, mens ventilasjonstap oppstår på grunn av friksjon mellom de bevegelige delene og lufta i motoren. Disse tapene varierer med kvadratet av rotasjonshastigheten til maskinen (ω^2). Mekaniske tap og kjernetap blir ofte kalt null-last rotasjonstap, det vil si at ved null last må all input effekt brukes for å overkomme disse tapene.
- Øvrige tap som ikke kan kategoriseres, disse antas å utgjøre omtrent 1 %.

Maskinens levetid er sterkt avhengig av hvor varm generatoren vil gå på grunn av forringelse av isolasjonen, og dette kan videre føre til

mekanisk svikt i turbinen. I mange sammenhenger kan isolasjonens levetid beskrives ved hjelp av ligning (5.3):

$$L \cdot T_{iso} = A \cdot e^{B/T} \quad (5.3)$$

Her er A og B konstanter og finnes gjennom forsøk, T er absolutt temperatur.

På generell basis øker kjøleproblemet for generatorer med økende størrelse. Overflatearealet hvor varmen kan ledes bort øker med kvadratet (m^2), mens der hvor varmen oppstår på grunn av tap øker omtrent i tredje potens (m^3).

5.1.2 Varmeoverføring i turbin

Generatortapene er den største kilden til varmeproduksjon i turbinen, og for å unngå overoppheting av generator og aksling ønsker man å bore et hull gjennom akslingen for kjølevann. For å forenkle problemstillingen antar man at varmen som oppstår fordeles slik at varmeproduksjonen i rotor kjøles ned av vannet langs det roterende løpehjulet, mens varmeproduksjon i stator går direkte inn i akslingen. Utgangspunktet for denne analysen er hvor varm man vil tillate at aksel og statorhylster kan bli.

Ved å sette opp en energibalanse kan man få et overslag over nødvendig kjølevann og diameter på kjølehullet. Økningen av mengden termisk energi og mekanisk energi lagret i et kontrollvolum (ΔE_{st}) må tilsvare mengden inn i kontrollvolumet (E_{inn}) minus mengden ut (E_{ut}), samt mengden som produseres i kontrollvolumet (E_g). Dette kan uttrykkes i ligning (5.4) [6]:

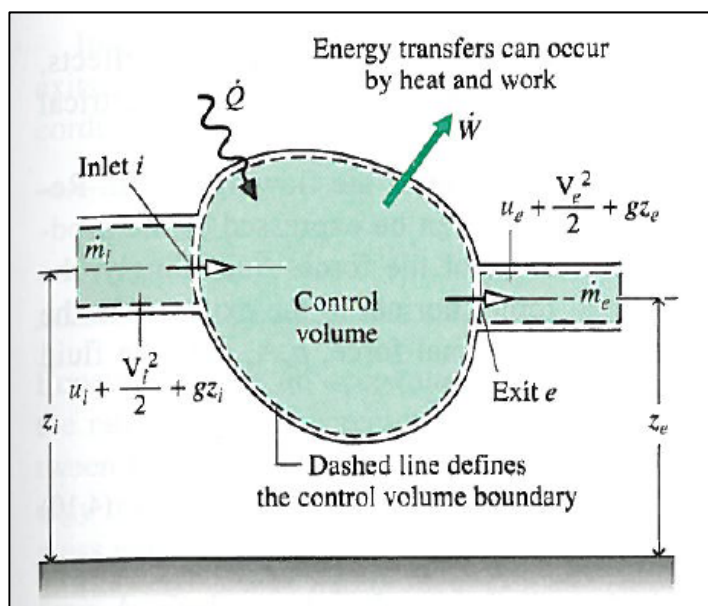
$$\Delta E_{st} = E_{inn} - E_{ut} + E_g \quad (5.4)$$

Endringsraten for den termiske og mekaniske energien i et kontrollvolum blir [6]:

$$\dot{E}_{st} \equiv \frac{dE_{st}}{dt} = \dot{E}_{inn} - \dot{E}_{ut} + \dot{E}_g \quad (5.5)$$

Ligning (5.5) uttrykker det samme som ligning (5.6), og illustreres i Figur 5-1.

$$\begin{aligned} \frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \dot{m}_e \left(u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \end{aligned} \quad (5.6)$$

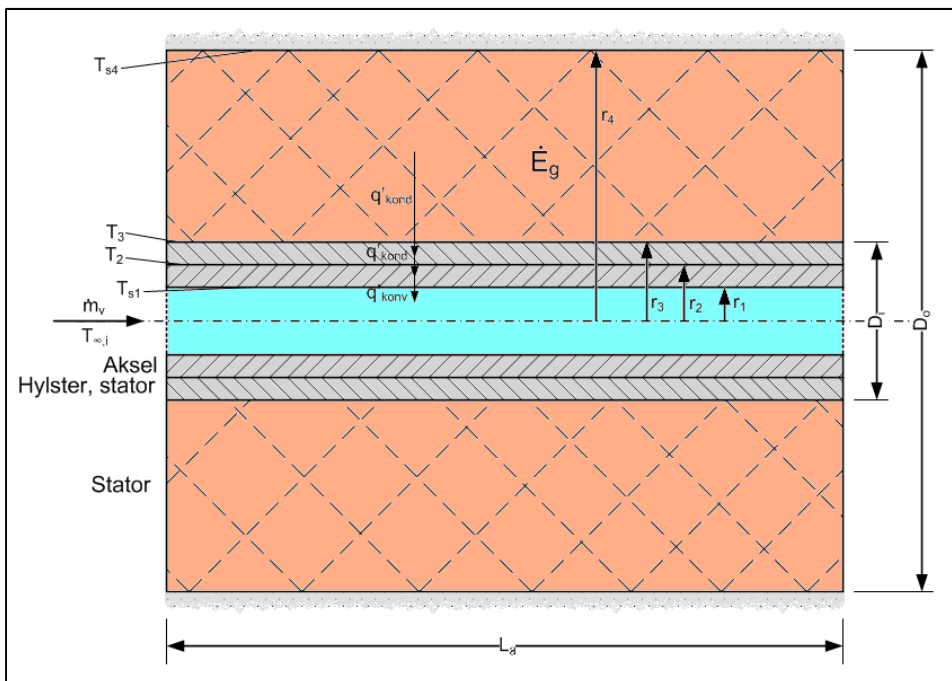


Figur 5-1 - Energiomsetning i et kontrollvolum [9]

Termisk energi produsert i generatoren er gitt av varmetap fra generatoren og volumet [6]:

$$\dot{E}_g \equiv \dot{q} \cdot V = \dot{q} \cdot \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) L_a \quad (5.7)$$

L_a er aksellengden, og D_o og D_i er henholdsvis ytre og indre diameter av generatoren, se Figur 5-2. \dot{q} er varmeproduksjonen i stator.



Figur 5-2 - Snitt av stator, aksling og kjølehull

I Figur 5-2 vises et utsnitt av turbinen, hvor kun stator og aksling er tatt med. På grunn av antakelsen om at all varmeproduksjonen som påvirker akslingen kommer fra stator antar man en adiabatisk overflate i r_4 . Det vil si at all varme som produseres i stator må tilsvare varmen som transporteres ved konduksjon gjennom statorhylsteret og akselen.

$$\dot{E}_g - \dot{E}_{inn} = 0 \quad (5.8)$$

$$\dot{E}_{ut} = q'_{kond} L_a = -q'_r(r_3) L_a \quad (5.9)$$

q'_{kond} er varmeoverføringsraten ved konduksjon. Varmeoverføringen er konstant i radiell retning, slik at varmeoverføringen ved konduksjon gjennom stålet tilsvarer varmeoverføring ved konveksjon fra stål til vann. Dette er vist i Vedlegg E. Fra kravet om konservering av energi følger det at

$$q'_{kond} = q'_{konv} \quad (5.10)$$

hvor dette da vil gi

$$q'_{kond} = \pi \dot{q} (r_4^2 - r_3^2) \quad (5.11)$$

og [6]

$$q'_{konv} = h_v 2\pi r_1 (T_{s,1} - T_\infty) \quad (5.12)$$

$T_{s,1}$ er overflatetemperaturen i akselen inn mot kjølevannet og T_∞ er vannets temperatur. Varmeovergangstallet mellom vann og stål er gitt som h_v . Dette gir til slutt et uttrykk for radiusen på kjølehullet, r_1 :

$$r_1 = \frac{\dot{q} (r_4^2 - r_3^2)}{2h_v (T_{s,1} - T_\infty)} \quad (5.13)$$

Som nevnt er varmeoverføringsraten q_r konstant i radiell retning. Ut fra dette kan man da sette opp en temperaturfordeling gjennom stålet i akselen og statorhylsteret. Henviser til (kapittel 3.3.1 [6]) for teorien knyttet til følgende ligning:

$$q_r = \frac{(T_3 - T_{s,1})}{\ln(r_3/r_1)} 2\pi k_s L_a \quad (5.14)$$

k_s er varmeovergangstallet til stål. Ved å erstatte q_r med ligning (E.13) i ligning (5.14) finner man et uttrykk for veggtemperaturen i akselen:

$$T_{s,1} = T_3 + \frac{\dot{q}(r_4^2 - r_3^2) \ln(r_3/r_1)}{2k_s} \quad (5.15)$$

Ligningen (5.15) kan brukes til å finne temperaturen $T_{s,1}$ langs veggens som en funksjon av temperaturen på stator T_3 og radiusen på kjølehullet, r_1 . Ved å interpolere mellom ligning (5.15) og (5.13) vil man få veggtemperatur for en gitt radius som en funksjon av statortemperatur. Nødvendig kjølevann finnes ved å benytte Newtons kjølelov som kan uttrykkes som [6]:

$$q_s'' = h(T_{s,1} - T_m) \quad (5.16)$$

T_m er gjennomsnittstemperaturen og er ulik T_∞ , men som en forenkling kan man i dette tilfellet anta at $T_\infty = T_m = (T_{inn} + T_{ut})/2$. Ved å anta konstant varmefluks langs overflaten har man et uttrykk for konveksjonen [6]:

$$q_{konv} = q_s''(P \cdot L_a) = q_s''(2\pi r_1 \cdot L_a) \quad (5.17)$$

P er kjølehullets omkrets. Ved å sette inn ligning (5.17) inn i (5.18) [6] for $x = L_a$ vil man ende opp med et uttrykk for nødvendig kjølevann gjennom akselen, \dot{m} gitt i ligning (5.19):

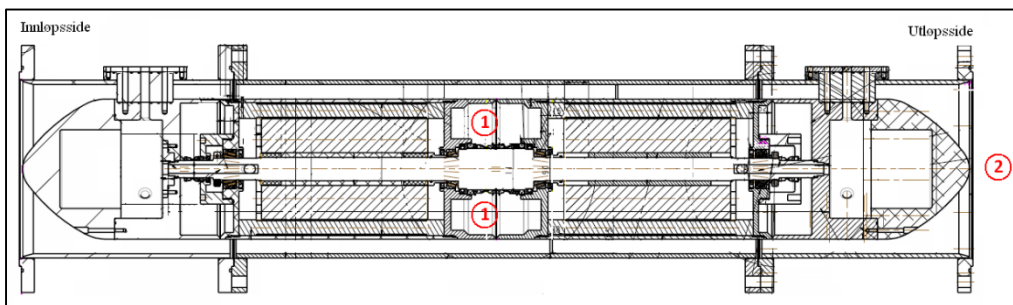
$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} x \quad (5.18)$$

$$\dot{m} = \frac{2\pi r_1 h_v (T_{s,1} - T_m) L_a}{c_p dT} \quad (5.19)$$

c_p er varmekapasiteten til vann.

6 Drenasje av lekkasjevann

Det vil bli en viss lekkasjestrøm inn i akselen på turbinen, nærmere bestemt på innsiden av stator, hvor det er meget lavt trykk i forhold til vanntrykket ved innløp av turbinen. Det er snakk om veldig små mengder lekkasjevann som trekker inn i akselen [12], men uten noen form for drenasje vil det til slutt være likt trykk på innsiden og utsiden av bosset, og turbinhulrommet vil være fylt med vann. I Figur 6-1 vises et snitt av den eksisterende prototypen.



Figur 6-1 - Snitt av eksisterende prototyp

Vannet vil etter hvert samles opp i hulrommene (1) mellom senteret på akselen og den roterende delen. Her er det en tynn spalteåpning mellom de to løpehjulene. Ved utløpet (2) vil det være et undertrykk så lenge turbinen går, slik at man med drenasjekanaler vil kunne lede lekkasjevannet ut på utløpssiden. Problemet oppstår når turbinen stoppes; trykket vil utliknes, og vannet vil igjen fylle senteret på bosset.

7 Beregninger og analyse

7.1 Falltap

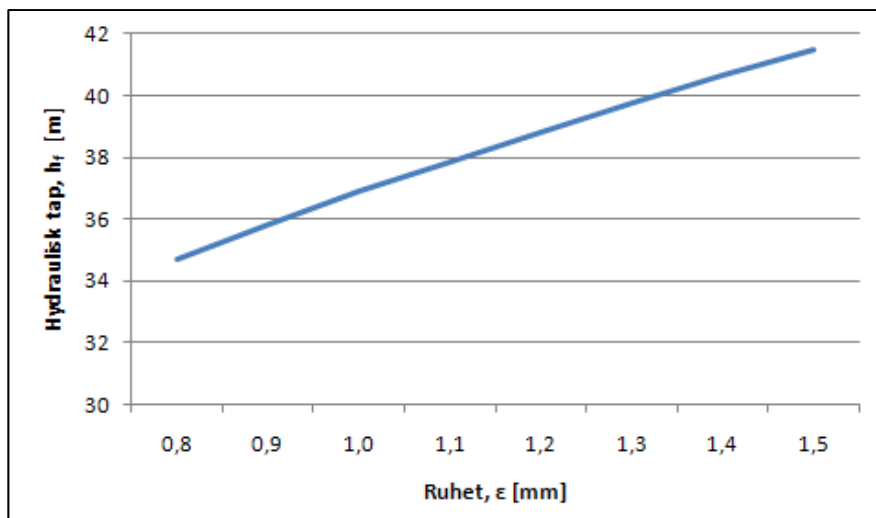
Rørdiameter er i utgangspunktet $D_{rør} = 300$ mm, men det er her også valgt å se på 400 mm og 500 mm rør. Friksjonsfaktoren finnes ved å iterere ligning (2.9), hvor innsatte verdier vises i Tabell 7-2. Hastigheten v vil variere med varierende vannføring Q .

Ved å se på rørtraséen kan man finne en tilnærmet verdi for falltapedet i gjennom fallrøret. Ut fra trasékart (Vedlegg A) er rørlengden funnet å være i underkant av 1 km frem til rørbendet i punkt R3. Røret er av duktilt støpejern, hvor absolutt ruhet, ε , erfaringsmessig er som vist i tabellen under:

Surface	Absolute Roughness Coefficient - k -	
	(m) 10^{-3}	(feet)
New cast iron	0.25 - 0.8	$8 - 27 \cdot 10^{-4}$
Worn cast iron	0.8 - 1.5	$2.7 - 5 \cdot 10^{-3}$
Rusty cast iron	1.5 - 2.5	$5 - 8.3 \cdot 10^{-3}$

Tabell 7-1 - Absolutt ruhet, ε , for støpejern (utsnitt av tabell [19])

Det hydrauliske tapet øker nesten lineært med økende ruhet som vist i Figur 7-1. Det er veldig usikkert hvilken forfatning røret befinner seg i, så det er valgt en ruhet på $\varepsilon = 0,8$ mm for det videre arbeidet, både for det eksisterende røret som ble lagt allerede i 1978 [Vedlegg A] og et eventuelt nytt rør. Denne ruheten er valgt som et kompromiss, slik at kalkulerede tap i det gamle røret ikke skal bli unaturlig høye, samtidig som tapene i det nye røret ikke blir for små.

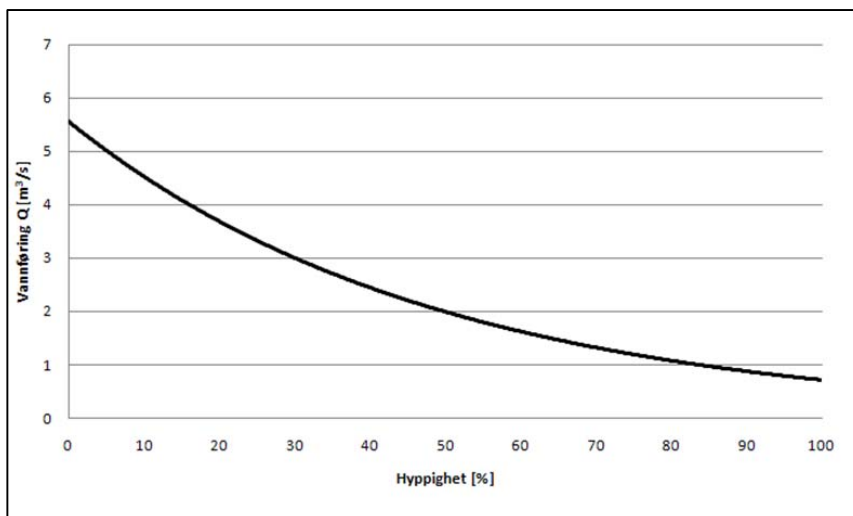
Figur 7-1 - Hydraulisk tap som funksjon av ruhet ($Q = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$, $D = 0,3 \text{ m}$)

Parameter	Verdi	Enhet
Rørdiameter, $D_{rør}$	0,300 – 0,500	[m]
Rørlengde, L	1000	[m]
Absolutt ruhet, ϵ	$0,8 \cdot 10^{-3}$	[m]
Vannføring, Q	0,0 – 1,0	[m ³ /s]
Dynamisk viskositet, ν	$1,01 \cdot 10^6$	[m ² /s]
Vannets tetthet, ρ	997	[kg/m ³]

Tabell 7-2 - Rørdata

7.2 Volumstrøm

Det ble under prosjektoppgaven gjort en hydrologisk undersøkelse av området, hvor det ble sett på nedbørsdata og avrenning. Det henvises til prosjektoppgaven for teorien rundt dette. Den kontraroterende aksialturbinen er i utgangspunktet ment å gå ved minste vannføring. Varighetskurven for Hallbrendselva, Figur 7-2, viser en minste vannføring på omtrent $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$, men dette må verifiseres ved hjelp av feltnmålinger.



Figur 7-2 - Varighetskurve for Hallbrendselva

7.3 Kjølebehov i turbin

Det er veldig mange usikkerhetsmomenter knyttet til beregning av kjølebehovet i akselen, så man var nødt til å sette en del forutsetninger. En øvre grense for hvilken temperatur på stator man kan tillate måtte bestemmes, samt ønsket utløpstemperatur. Vannets varmeoverføringskoeffisient mellom stål og vann, h_v , er en funksjon av blant annet vannhastighet, stålqualität, rørlengde, turbulens og lignende. Stålqualiteten påvirker også stålets varmeoverføringskoeffisient, k_s . I tillegg til dette er det usikkert hvor mye varme som genereres. Kriteriene for beregningen av kjølebehovet vises i tabellen under [18] [19]:

Parameter	Verdi	Enhet
Temperatur mellom stator og hylster, T_3	333	[K]
Temperatur kjølevann, T_{inn}	280	[K]
Aksellengde, L_a	1500	[mm]
Varmeovergangstall for vann, h_v	3500	[W/m ² K]
Termisk konduktivitet for stål, k_s	16	[W/mK]

7.4 Turbindesign

7.4.1 Skalering

Ved å velge et generatorturtall tilsvarende det som ble valgt for den tidligere prototypen kan man som nevnt i kapittel 4.2 finne tilhørende fallhøyde og vannføring for en turbin med samme design, men med en større diameter. For den opprinnelige turbinen hadde man designkriteriene som vist i Tabell 7-3 [15]:

Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
Ytre diameter	D_1	0,387	m
Vannføring	Q_1	0,2	m ³ /s
Designhøyde	H_{n1}	15	m
Turtall	n_1	750	o/min
Tilgjengelig effekt	P_1	29,3	kW

Tabell 7-3 - Designparametere for opprinnelig prototyp

Ved å sette disse verdiene inn i ligning (4.1) til og med (4.4) får man enhetsverdiene for turbindesignet. Antar at all tilgjengelig effekt P utnyttes og går over i mekanisk effekt, P_m . Brukes enhetsverdiene for en annen diameter, i dette tilfellet $D_2 = 0,4 \text{ m}$ og $D_2 = 0,5 \text{ m}$, og med kjent turtall n finner man designkriteriene for en tilsvarende turbin.

7.4.2 Designverktøy

Siden det fortsatt er uklart hva som vil være den reelle vannføringen vil det bli tatt utgangspunkt i størst tilgjengelig effekt for endelig turbindesign. Det vil bli sett på en turbin som kan installeres med den opprinnelige rørdiameteren, altså 300 mm, en for 400 mm og en designet for 500 mm rør. Fastsatte designkriterier er vist i tabellen nedenfor.

Parameter	Verdi	Enhet
Diameterforhold, d/D	0,85	[-]
Frekvens, f	50	[Hz]
Polpar, p.p.	3 / 4	[-]
Rørlengde, L	1000	[m]
Fall, H	70	[m]

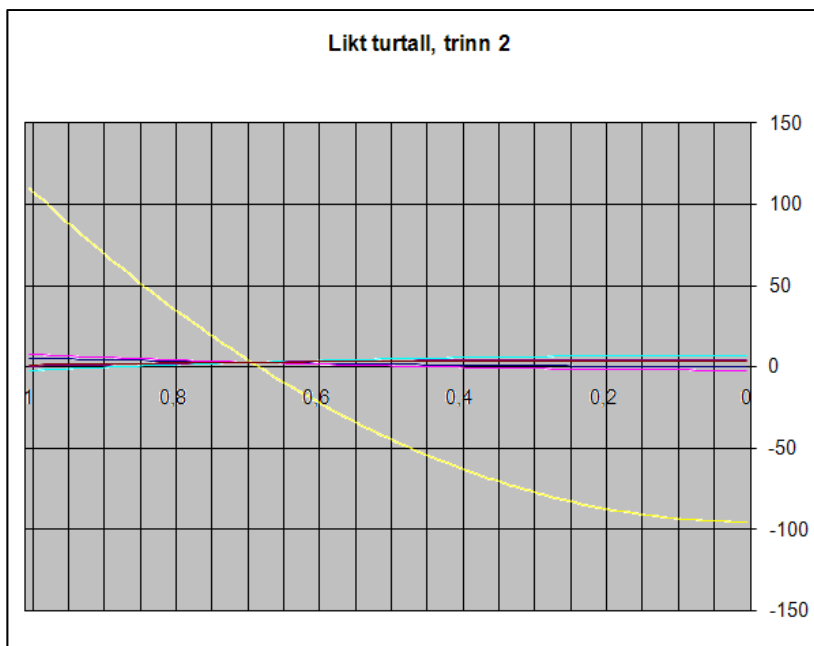
Tabell 7-4 - Fastsatte designkriterier

Det var i utgangspunktet et ønske om å kjøre turbinen på $n = 1000$ omd/sek [12], det vil si 3 polpar, men det er også valgt å se på 4 siden den opprinnelige prototypen opererte med 750 omd/min.

7.4.3 Turtall

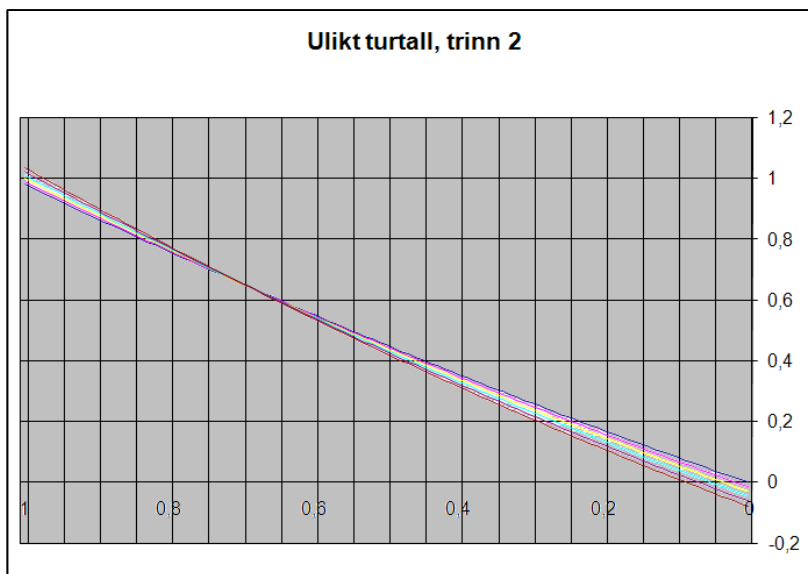
Fra elektronisk side var det et ønske om å bruke en asynkron generator siden dette ville være det enkleste og billigste alternative [16]. Det førte til at den første prototypen kjørte med et turtall på 760 omd/min. Det fortutsettes at man vil fortsette å bruke løsningen med asynkron generator.

I tillegg ville det beste være å kjøre turbinen med likt turtall på begge trinn. Ved å ta i bruk en ny design gjennom Excel-dokumentet koblet opp mot Inventor-modellen vil løpeskovlgeometrien for trinn 2 bli unaturlig formet for å tilpasses et teoretisk riktig hastighetsdiagram for en såpass smal turbin. Et eksempel kan ses i Figur 7-3 med designkriteriene for et $D_{rør} = 500 \text{ mm}$ rør, med $Q = 0,70 \text{ m}^3/\text{s}$ og $H_n = 48 \text{ m}$.



Figur 7-3 - Skovlprofil for trinn 2 i 2D med likt turtall på trinn 1 og 2

Her ser man at skovlen vil få en unaturlig form og vil ikke være mulig å produsere. I tillegg er størrelsen helt ute av proporsjoner, noe som ses ved å sammenligne med skovlprofilen for trinn 2 med ulikt turtall under.



Figur 7-4 - Skovlprofil for trinn 2 i 2D med ulikt turtall på trinn 1 og 2

Forskjellen i turtall mellom trinn 1 og trinn 2 vil være gitt av forskjellen i periferihastighet u [10]. Periferihastigheten for trinn 1 finnes fra turtall og diameter på det første trinnet. Vinkelhastigheten ω_1 er

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} \quad (7.1)$$

som gir periferihastigheten for trinn 1, u_1 :

$$u_1 = \omega_1 \cdot \frac{D}{2} \quad (7.2)$$

D er ytre diameter på turbinen. Forholdet mellom periferihastighetene for trinn 1 og 2 vises i ligning (7.3) under:

$$u_2 = \sqrt{(gH_1 + u_1^2)} \quad (7.3)$$

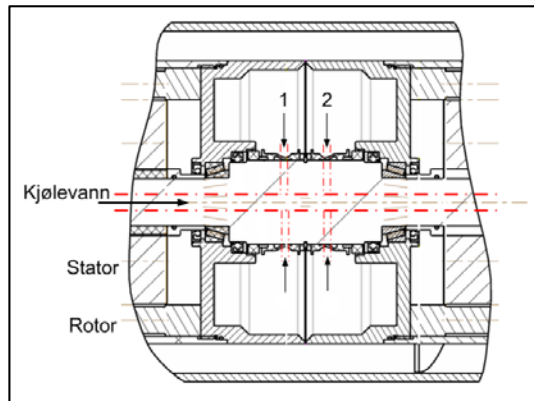
Turtallet for trinn 2 utledes så på samme måte som for periferihastigheten i trinn 1:

$$\omega_2 = \frac{2u_2}{D} \quad (7.4)$$

$$n_2 = \frac{60 \cdot \omega_2}{2\pi} \quad (7.5)$$

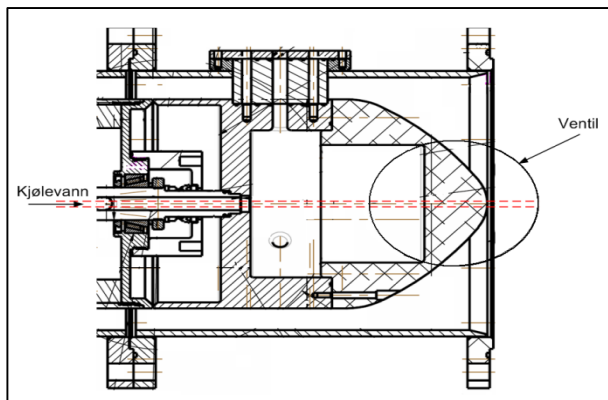
7.5 Drenasje

På grunn av det lave trykket bak turbinen (punkt 2 i Figur 6-1) kan det være mulig å ha en ventilløsning i form av en tilbakeslagsventil. Dette vil i teorien sørge for at det vil være åpent med et undertrykk ved utløpet, og så fort turbinen stanses og trykkforskjellen minker vil ventilen stenges.



Figur 7-5 - Utsnitt av kontraroterende turbin

Det er som nevnt planlagt å bore et hull gjennom akselen for kjølevann. Dette hullet kan utnyttes ved drenasje av lekkasjevannet. Ved å lage små kanaler fra hulrommene i 1 og 2 i Figur 7-5 til kjølevannshullet kan man kombinere løsningene for både kjøling og drenasje.



Figur 7-6 - Utsnitt av akselende på kontraroterende turbin

Det lave trykket i utløpet og hastigheten på kjølevannet gjennom akselen vil sørge for at lekkasjevannet vil følge med ut i enden av akselen som vises i Figur 7-6, men siden turbinen blir liggende horisontalt vil det alltid være noe vann i hulrommene som vil bli liggende mot løpehjulene og kastes rundt i bunnen.

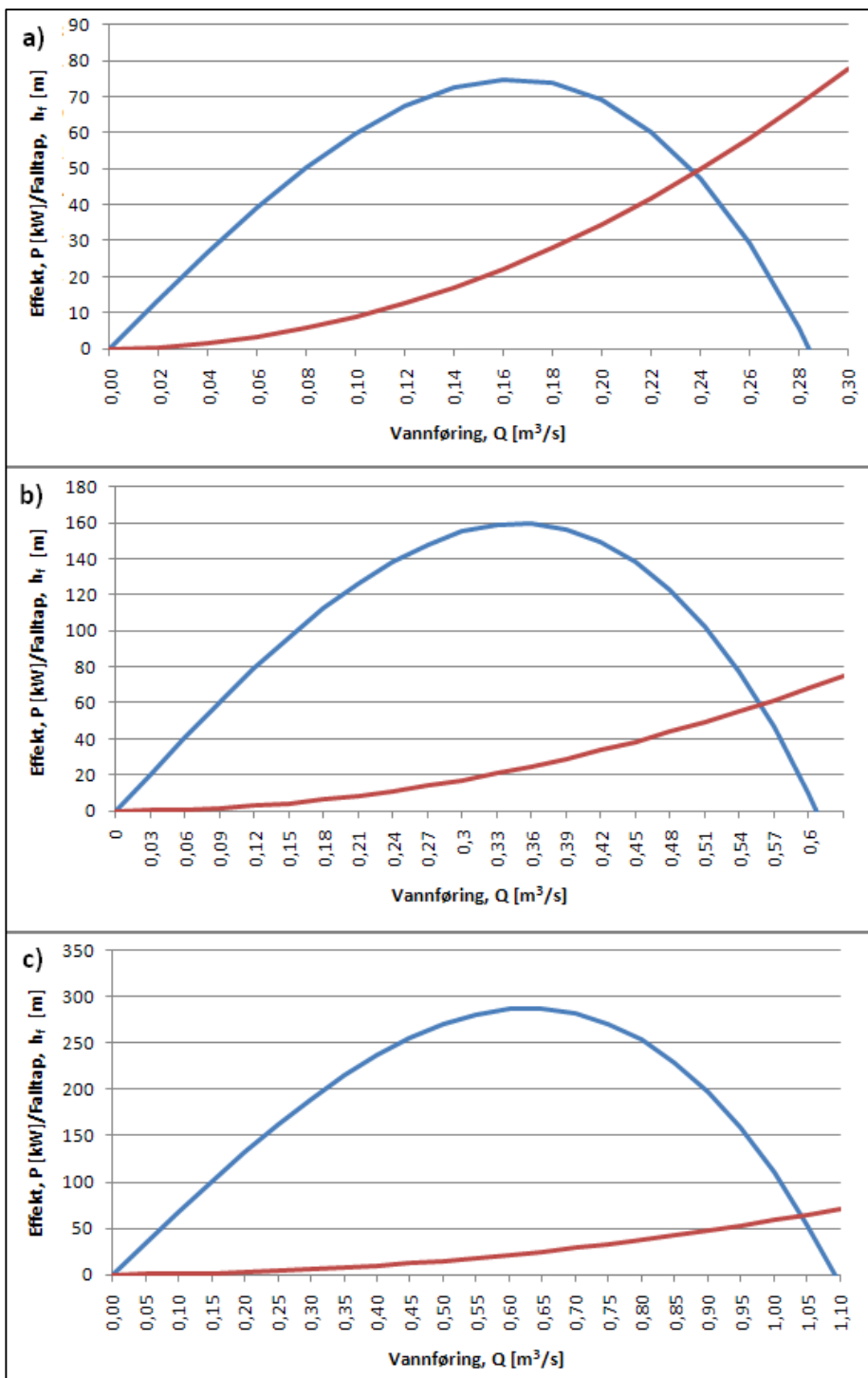
8 Resultat

8.1 Falltap

Estimert falltap og effekt som en funksjon av volumstrømmen Q er funnet for 300 mm, 400 mm og 500 mm rør med utgangspunkt i 70 meter fall (H). I tillegg til falltapedet på grunn av friksjon vil det være volumtap i form av lekkasje, men dette er valgt å se bort fra siden dette antas å være relativt lite i forhold til det hydrauliske tapet. Turbinens tilgjengelige effekt varierer som vist i ligning (2.1) ut i fra volumstrømmen og netto fallhøyde. Ved å se på falltapedet er effekten i dette tilfellet gitt som

$$P_n = \rho g Q (H - h_f) \quad (8.1)$$

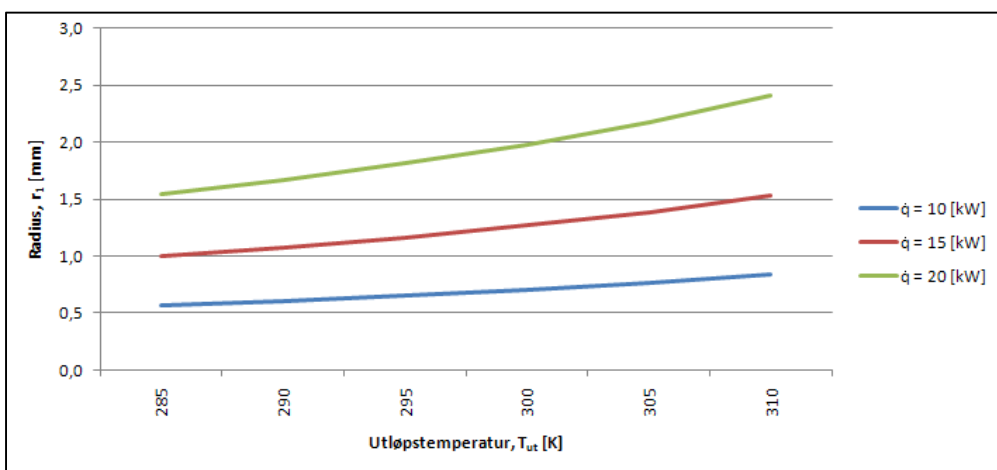
Ut fra beregningene ser man at tilgjengelig effekt vil minke betraktelig på grunn av økende falltap ved økende vannføring så fort man opererer utenfor bestpunkt. Resultatet vises i Figur 8-1 på neste side for de tre forskjellige rørdiametrene. Blå linje er effekt P i kilowatt [kW] og rød hydraulisk tap h_f i meter [m].



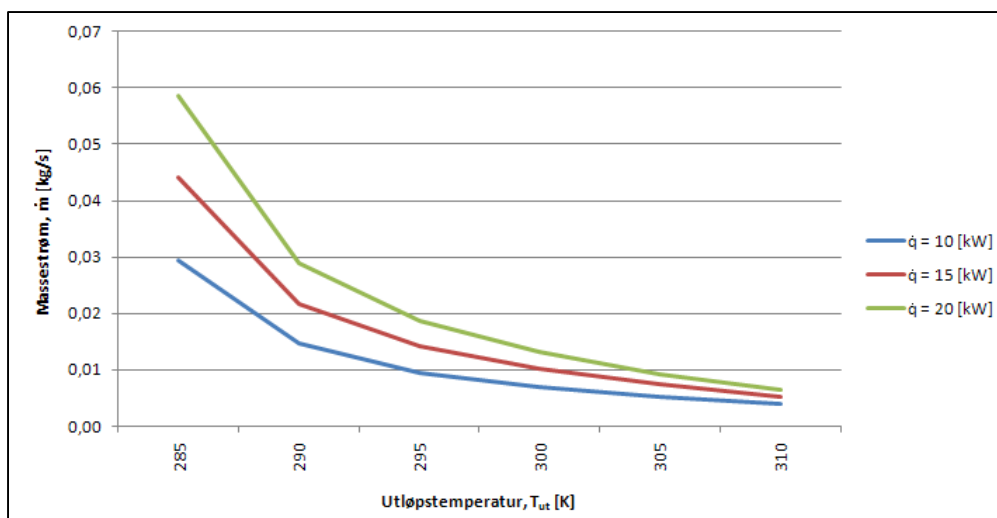
Figur 8-1 - Effekt og falltap som funksjon av vannføring med a) 300 mm, b) 400 mm og c) 500 mm rør

8.2 Kjølebehov i turbinaksling

I Figur 8-2 og Figur 8-3 vises henholdsvis kjølehullsradius r_l og tilhørende massestrøm \dot{m} som en funksjon av forskjellig utløpstemperatur. Disse beregningene er gjort for et varmetap tilsvarende $\dot{q} = 10$ [kW], 15 [kW] og 20 [kW]. Som man ser er det snakk om veldig små verdier.



Figur 8-2 – Kjølehullsradius som funksjon av utløpstemperatur



Figur 8-3 – Massestrøm som funksjon av utløpstemperatur

8.3 Turbindesign

8.3.1 Skalering

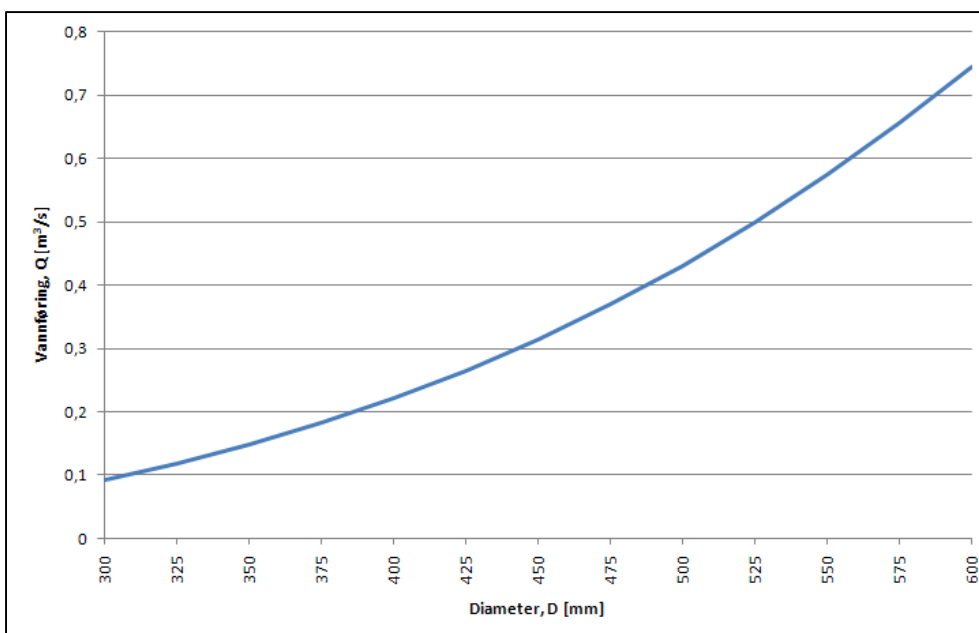
Resultatene for en oppskalert turbin vises i tabellen under.

	Enhetsverdi	$D_2 = 0,400$ m	$D_2 = 0,500$ m
Stagnasjonsenergi	$E_1 = 147,15$ [J/kg]	$E_2 = 157,25$ [J/kg]	$E_2 = 245,70$ [J/kg]
Turtall	$n_{ED} = 23,93$ [-]	$n_2 = n_1 = 750$ [omd/min]	$n_2 = n_1 = 750$ [omd/min]
Fallhøyde	-	$H_{n2} = 16,02$ [m]	$H_{n2} = 25,03$ [m]
Vannføring	$Q_{ED} = 0,11$ [-]	$Q_2 = 0,22$ [m ³ /s]	$Q_2 = 0,43$ [m ³ /s]
Effekt	$P_{ED} = 0,11$ [-]	$P_{m2} = 34,58$ [kW]	$P_{m2} = 105,6$ [kW]

Tabell 8-1 - Designkriterier for skalert turbin

Ut fra disse beregningene vil man med en tilsvarende turbin som prototypen med $D = 0,500$ m ha driftspunkt ved en vannføring på $Q = 0,43$ m³/s og med et fall på omtrent $H_n = 25$ m. For å utnytte den allerede eksisterende designen fullt ut ved turbinens bestpunkt utnyttes kun 25 meter fall. Med den aktuelle vannføringa vil man ha over 60 meter netto

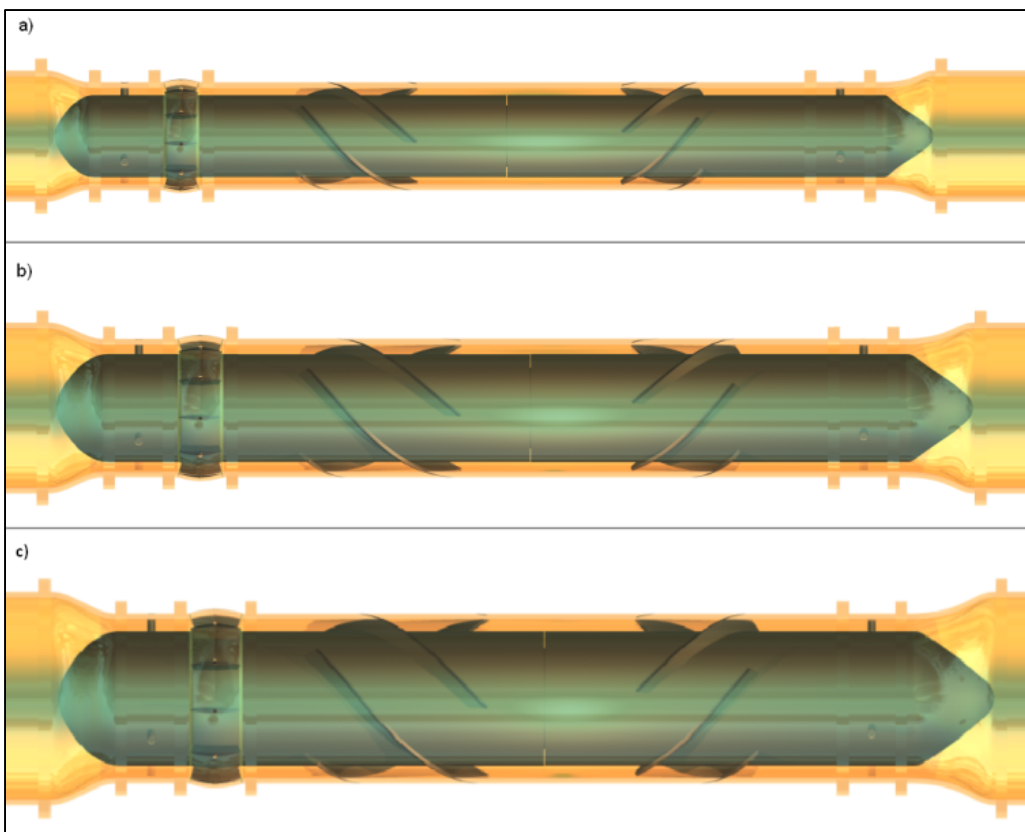
fall tilgjengelig ut i fra estimert falltap. I Figur 8-4 ser man designvannføring for forskjellige turbindiametre som et resultat av enhetsverdiene ved konstant turtall. Det vil si at man ved å utnytte hele trykket vil operere utenfor turbinens bestpunkt, noe som vil medføre redusert virkningsgrad.



Figur 8-4 – Vannføring som funksjon av diameter

8.3.2 Designprogram

I Figur 8-5 vises et bilde av resulterende Inventor-modeller designet for optimal vannføring for tre forskjellige rørdiameter.



Figur 8-5 - Turbin for rørdiameter a) $D_{\text{rør}} = 300 \text{ mm}$, b) $D_{\text{rør}} = 400 \text{ mm}$ og c) $D_{\text{rør}} = 500 \text{ mm}$

Skovllengden bestemmer i utgangspunktet hvor lange løpehjulene vil bli, men på grunn av viklingene i generator vil dette påvirke lengden og mest sannsynlig være førende faktor. I Figur 8-5 er lengden på hvert løpehjul satt til 750 mm. Utdata for de tre turbinene er vist i Tabell 8-2 for 4 polpar og Tabell 8-3 for 3 polpar:

Parameter	$D_{\text{rør}} =$ 300 mm	$D_{\text{rør}} =$ 400 mm	$D_{\text{rør}} =$ 500 mm	Enhet
Vannføring, Q	0,22	0,35	0,65	[m ³ /s]
Falltap, h_f	31,5	23,3	24,8	[m]
Netto fall, H_n	38,5	46,7	45,2	[m]
Effekt, P	82,7	159,8	287,4	[kW]
Reaksjonsgrad, R	0,1628	0,2707	0,5648	[-]
Ytre diameter, D	270,7	319,1	406,4	[mm]
Bossdiameter, d	229,7	271,2	345,5	[mm]
Skovllengde trinn 1, L_{t1}	354,4	411,5	501,0	[mm]
Skovllengde trinn 2, L_{t2}	236,2	274,3	334,0	[mm]

Tabell 8-2 - Designkriterier ved størst tilgjengelig effekt med $n = 750$ omd/min

Parameter	$D_{\text{rør}} =$ 300 mm	$D_{\text{rør}} =$ 400 mm	$D_{\text{rør}} =$ 500 mm	Enhet
Vannføring, Q	0,20	0,35	0,65	[m ³ /s]
Falltap, h_f	26,1	23,3	24,8	[m]
Netto fall, H_n	43,9	46,7	45,2	[m]
Effekt, P	85,8	159,8	287,4	[kW]
Reaksjonsgrad, R	0,3309	0,5333	0,7147	[-]
Ytre diameter, D	242,2	299,2	376,5	[mm]
Bossdiameter, d	205,9	254,3	320,0	[mm]
Skovllengde trinn 1, L_{t1}	309,4	370,4	457,3	[mm]
Skovllengde trinn 2, L_{t2}	206,3	246,9	304,9	[mm]

Tabell 8-3 - Designkriterier ved størst tilgjengelig effekt med $n = 1000$ omd/min

Som man ser av resultatene i de ovenstående tabellene har generatoren stor innvirkning på det endelige mekaniske designet. Med 4 polpar vil man operere ved samme turtall som den første prototypen, og dette vil også føre til en mye større bossdiameter for å få en kortere og mer robust turbin. I tillegg vil man ikke ha en for stor reaksjonsgrad, noe

som minker med lavere turtall. Dette kan ses med ligningen for reaksjonsgrad R [2]:

$$R = (h_1 - h_2) = 2\underline{u}_1\underline{c}_{u1} - \underline{c}_{u1}^2 \quad (8.2)$$

hvor

$$u = r \cdot \omega \quad (8.3)$$

Det vil si at for å få en lavere reaksjonsgrad må enten radiusen r eller vinkelhastighet ω minke. Man ønsker en så bred turbin som mulig, så ved å minke vinkelhastigheten, det vil si øke antall polpar, kan radiusen derav økes.

8.4 Drenasje

Det finnes flere tilbakeslagsventiler på markedet som kan benyttes til denne oppgaven, og som er små nok til å installeres i kjølerøret gjennom akslingen. Dette gjelder blant annet modellene S, M-SR og KED fra Bosch Rexroth [17]. Alle modellene kan operere helt opp til 315 bar, noe som er godt over det som er nødvendig i denne sammenheng. Spesielt S-modellen er godt egnet siden de produseres helt ned i 6 mm i diameter, enkelt design og korrosjonsbeskyttet.



Figur 8-6 – Tilbakeslagsventil, S-modell fra Bosch Rexroth [17]

9 Diskusjon

9.1 Feltnålinger

9.1.1 Falltap

Fra estimert falltap ser man at det ikke er mulig å oppnå ønskelig effekt ved å ta i bruk vannveien som for øyeblikket er tilgjengelig. Til dette er tapene for store som et resultat av et veldig langt rør med liten tverrsnittsdiameter. For at installasjon og drift av den kontraroterende turbinen skal være hensiktsmessig er man enten nødt til å kutte kraftig ned på rørlengden, men som en konsekvens av dette få mye mindre fall, eller legge ny rørtrasé med større rør.

Ut fra utregningene i kapittel 8.1 kan man se at det ved lav vannføring vil føre til relativt beskjedne tap, men disse tapene vil øke med kvadratet av vannføringen, Q^2 . I Førde vil man selv ved relativt lav vannføring vil man uansett få store falltap på grunn av lengden på røret. Disse resultatene tilsier at det må installeres et nytt rør da det eksisterende røret er alt for lite. Resultatene må dog verifiseres ved feltnålinger når dette blir mulig.

Det er ønskelig å kjøre turbinen ved omtrent 200 kW levert effekt [12]. Fra beregningene vist i Figur 8-1 vil det ikke være mulig å oppnå dette med 300 mm.

9.1.2 Volumstrømsmåling

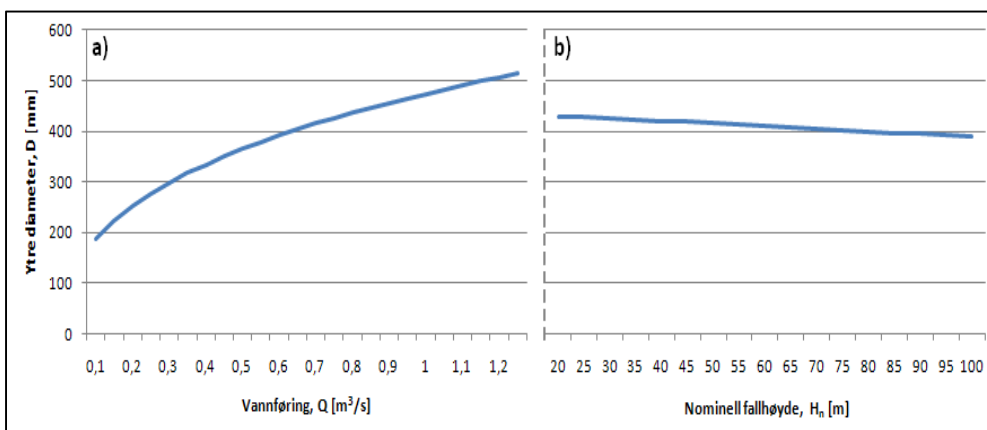
Valg av målemetode må gjøres på grunnlag av hvor tilgjengelig røret er, og hvilke instrumenter man har tilgjengelig. Målemetode er på ingen måte begrenset til de som er nevnt i kapittel 3.1, men disse vil være av de mer aktuelle. Det finnes ultralydmålere på laboratoriet som kan være aktuelle å bruke. I tillegg vil Gibsons målemetode være et godt alternativ siden det har et nokså tilsvarende oppsett som falltapsmålingene, med bruk av trykktransdusere og LabView-oppsett.

Det har ikke blitt konkludert med noen målemetode siden det er stor usikkerhet rundt rørkvalitet, tilgjengelighet og lignende.

Som nevnt tidligere ble det gjennomført en hydrologisk beregning av vannføringen i området hvor turbinen er tenkt installert. Minstevannføring ligger på omtrent $0,65 \text{ m}^3/\text{s}$, noe som passer godt med størst mulig tilgjengelig effekt med en rørdiameter på $0,5 \text{ m}$. Også dette må verifiseres med feltmålinger.

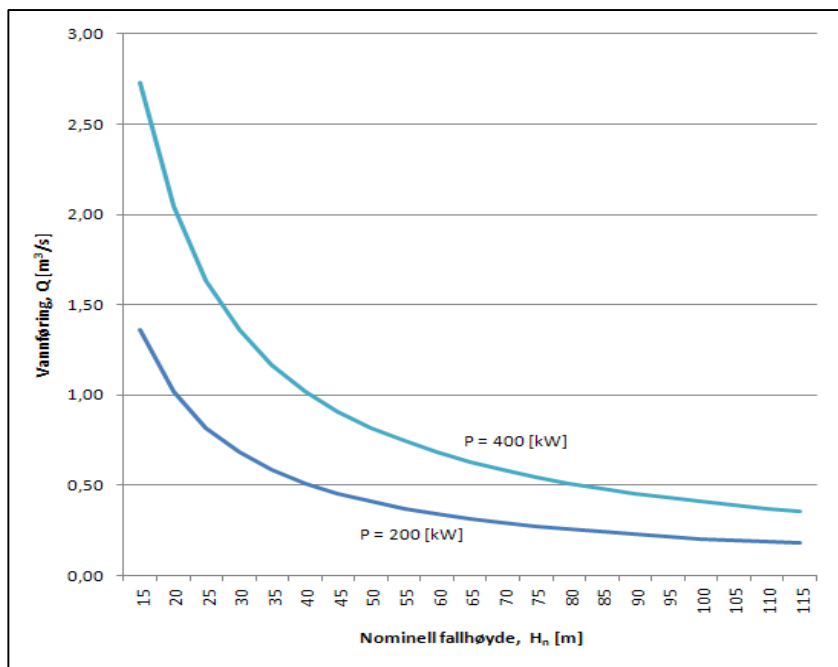
9.2 Hydrologisk design

Den forrige prototypen har en tverrsnittsdiameter på 387 mm , og det var ønskelig å øke tverrsnittet fra mekanisk side. For å få en så stor turbin er man nødt til å ha en relativt stor vannføring, Q .



Figur 9-1 - Turbindiameter som funksjon av a) vannføring og b) nominell fallhøyde

Dette vises i Figur 9-1 hvor diameteren ikke endrer seg mye til tross for endret fallhøyde, den er i hovedsak avhengig av volumstrømmen. I figuren er det i a) benyttet konstant netto fallhøyde $H_n = 50 \text{ m}$, og i b) konstant vannføring $Q = 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ for å finne tilhørende turbindiameter i designprogrammet.



Figur 9-2 - Effekt som funksjon av vannføring og nominell fallhøyde

Det vil si at om man ønsker en bredere turbin er man nødt til å ha relativt stor vannføring. Tverrsnittsdiameteren på den første prototypen var som nevnt i underkant av 400 mm, og for å få en turbin med større diameter enn dette trenger man en vannføring Q større enn 0,6 – 0,7 m^3/s . Ser man da på Figur 9-2, opererer man i relativt lave fall for å oppnå 200 – 400 kW produsert kraft, og kan dermed tillate noe falltap. Det var planlagt å ha omtrent 50 – 60 meter fall inn på turbinen, men ut fra hva man ser i Figur 9-1 og Figur 9-2 vil det bli vanskelig å tilfredsstille samtlige forutsetninger når det gjelder tykkelse på turbin, fallhøyde og produsert effekt ut i fra de forutsetningene som er lagt til grunn i Førde. En fordel i så måte er at man kan tillate et visst tap gjennom fallrøret fra inntak og ned til innløpet på turbinen med større vannføring.

9.3 Designverktøy

Designverktøyet i Excel og Autodesk Inventor kan benyttes til å finne ytre dimensjoner for den kontraroterende aksialturbinen, hvor man

der vil få ut tverrsnittsdiameter på turbinen, produsert effekt, lengde også videre. Det kan også brukes til å tilpasse vannføring og fallhøyde ut i fra ønsket størrelse på turbinen for å se hva man burde dimensjonere for hvis man velger å legge nytt rør.

I tillegg vil man få oppgitt den totale lengden på turbinen avhengig av lengden på skovlene. Denne lengden vil mest sannsynlig ikke være styrende for den endelige lengde siden man er avhengig av å få inn nok viklinger på generatoren. Den tidligere prototypen ble veldig mye lenger enn det skovlene skulle tilsi på grunn av generatoren. Dette førte til at turbinen ble veldig svak i radiell retning og kunne begynne å fluktuere.

Modellen i Inventor er fullstendig parametrisert, slik at man vil få ut en komplett modell ved kun å legge inn designkriteriene. Modellen baserer seg kun på teoretisk design, det er ikke tatt hensyn til mekaniske aspekter som materialvalg, nødvendig tykkelse på materiale i forhold til styrke, hvordan turbinen skal monteres også videre. Uansett vil dette verktøyet fungere som en god pekepinn for hvordan turbinen vil se ut, og man vil få en oversikt over skovlgeometri og tilhørende turbindiameter. I tillegg er det fullt mulig å gå inn og tilpasse ulike mål ut i fra størrelse på generator, opplager og nødvendig skovltykkelse.

Ved siden av løpeskovlene som baserer seg på turbinteori, er det blitt lagt vekt på ledeapparatet siden dette vil fungere som en ventil ved å kunne regulere vannstrømmen inn på turbinen. Dette vil sørge for at turbinen kan fungere som en strupeventil. Uten ledeapparat vil turbinen ta u mot trykk og vannføring som er tilgjengelig til enhver tid, og vil ikke fungere som noen vannstrømsregulator. Ledapparatdesignen har sine svakheter strømningsmessig i form av at innløpet på bosset blir noe ”unaturlig” formet hvis innløpet blir over en viss lengde, fra omtrent 400 mm og utover. På den annen side ønskes ikke et for langt innløp, slik at det er valgt å legge vekt på å tilpasse designen for kortere innløp. Selve ledeskovlene er enkelt formet, og det er mulig å tilpasse tykkelsen og bladformen ved for eksempel å ta i bruk en NACA-profil for å optimalisere strømmingen rundt skovlen og gjennomføre en fullstendig analyse av strømmingen rundt bladet. Dette er i utgangspunktet ikke

nødvendig da trinn 1 er designet for vann direkte inn, altså parallelt med akselen.

9.4 Kjølebehov

Som man ser av resultatene i kapittel 8.2 kreves det svært lite kjøling for å oppnå ønsket temperatur. Hullet som skal borres gjennom akselen anses som svært lite, teoretisk helt ned i en diameter på 1 – 2 mm. Det samme gjelder kjølevannmengden, hvor man kun har behov for 0,2 – 0,3 l/s. Det vil si at om man borer et hull med en diameter på $d_{kjøle} = 1$ cm vil dette være tilstrekkelig for å oppnå nok kjøling med de kriteriene som er lagt til grunn. Blir hullet for lite vil det kunne resultere i at det ikke vil komme noe vann inn, men skulle det bli for stort kan dette føre til en svekket aksling.

9.5 Drenasje

Det er snakk om veldig små mengder lekkasjevann inn i akselen på turbinen, men med lang operasjonstid vil dette før eller siden bli et problem. Ved å lage små dreneringshull inn til kjølevannshullet i akslingen kan man utnytte en allerede planlagt løsning, og lekkasjevannet vil da suges ut på grunn av det lave trykket på utløpssiden av turbinen. Når turbinen stanses vil trykket utliknes, og man kan risikere tilbakestrømning inn i hulrommet. Dette kan løses ved å installere en tilbakeslagsventil i utløpet.

Som nevnt i kapittel 7.5 må man akseptere at det på grunn av tyngdekraften vil bli liggende noe vann som vil kastes rundt i de nederste hulrommene, og ikke blir drenert med kjølevannet.

9.6 Mekanisk design

Mekanisk design var som nevnt ikke mulig å fullføre på grunn av at designparametrene ikke er klare enda. Man kan uansett få en viss idé om endelige mål ut i fra resultatene fra de numeriske beregningene. For at det skal være noe poeng i å installere turbinen og ta ut ønsket effekt er

man nødt til å legge ned en større rørledning på grunn av den store avstanden, hvor det mest hensiktsmessige vil være en rørledning med en diameter på $D_{rør} = 0,5 \text{ m}$. Dette vil resultere i opp mot 300 kW tilgjengelig effekt avhengig av rørkvaliteten med ruheten ε som er lagt til grunn i denne oppgaven, samt at selve turbinen vil bli større og mer robust. Med et nytt rør vil røret være i en bedre forfatning, så man kan anta at friksjonstapene blir noe mindre.

10 Konklusjon

Før feltmålingene kunne gjennomføres var man i første omgang avhengig av å få installert et rørbend fra hovedrøret og inn på turbinen. På grunn av problemer rundt konsesjonssøknaden har dette arbeidet blitt utsatt, og i skrivende stund vil gravearbeide først starte 1. august. Det vil si at punkt 2 – ”Gjennomføre målingene og fastlegge designkriteriene” utgikk, noe som igjen leder til at punkt 7 – ”I samarbeid med bedriften Lycro, utføre mekanisk design” ikke kan fullføres.

I tillegg var punkt 5 i oppgaven, ”Teste akselpakninger i testriggen som er laget for formålet”, ikke mulig å gjennomføre. Tetningsriggeren havarte ved en tidligere kjøring, og det ble besluttet ikke å reparere og gå videre med denne.

Falltapsmålingene kan senere gjennomføres med en ganske standardisert metode ved å måle trykket i innløpet av fallrøret og ved innløp til turbinen. Gibsons målemetode og ultralydmåling er to alternativer som kan brukes til å måle vannføringen, men det har ikke blitt konkludert med noen metode da det er stor usikkerhet rundt kvalitet, tilgjengelighet og lignende.

Siden designkriteriene ikke kunne bestemmes, har det blitt gjort en numerisk beregning av tilgjengelig fall og vannføring.

Det vil ikke være hensiktsmessig å benytte den allerede eksisterende rørledningen i Førde på grunn av det store falltaptet, men er dermed nødt til å installere et mye større rør. Med en diameter på 0,5 meter kan man forvente et netto fall på 40 – 50 meter.

Under prosjektoppgaven ble det gjennomført en hydrologisk undersøkelse over vassdraget hvor røret befinner seg. Minstevannføringa ble funnet å ligge rundt $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$, men må som falltapene verifiseres ved feltmålinger.

Designverktøyet bygger videre på Inventor- og Excel-oppsettet fra prosjektoppgaven høsten 2009. Det var tidligere kun laget en

parametrisert modell av innløp med ledeskovler, men med parametriserte løpeskovler er det gjort mulig å endre hele modellen fra innløp til utløp for å få et fullstendig visuelt inntrykk av endelig design.

Som en sammenligning har det blitt sett på å skalere den allerede eksisterende prototypen uten ledeapparat, men dette ser ikke ut til å være en spesielt god løsning.

Etter resultatene å dømme er diameteren på kjølehullet som skal borres og behovet for kjølevann svært lite. Det er uansett stor usikkerhet knyttet til dette da man ikke vet nøyaktig hvor mye varme som produseres på grunn av friksjon og generatortap. Dessverre ankom turbinen for sent til Vannkraftlaboratoriet for å verifisere dette under denne prosjektperioden.

Lekkasjen inn i turbinens hulrom vil ikke være spesielt stor, men over tid kan dette føre til et problem. Hvis ikke dette dreneres vil hulrommene mellom turbinens roterende deler og akselen til slutt tettes. Ved å lage et par drenasjehull forbundet med hullet for kjølevann gjennom akselen kan man utnytte det lave trykket på utløpssiden av turbinen til å trekke ut lekkasjevannet. Ved å installere en tilbakeslagsventil i utløpet unngår man tilbakestrømning ved en eventuell stans av turbinen.

Endelig mekanisk design er som nevnt ikke mulig i denne omgang da feltmålinger ikke lot seg gjennomføre og designkriterier for turbinen ikke er bestemt. En tilnærmet endelig design er lagd ut fra estimat for tilgjengelig trykk og vannføring.

11 Videre arbeid

I det videre arbeidet er man nødt til å verifisere falltap og volumstrøm ved feltmålinger for å fastlegge de endelige designkriteriene. Som nevnt er man nødt til å legge et rør med større diameter for å unngå at man mister all trykkhøyden på grunn av friksjonstap. Deretter kan man starte opp den mekaniske designen av turbinen.

Varmeproduksjonen må undersøkes ved laboratorieforsøk. Dessverre ankom turbinen for sent til Vannkraftlaboratoriet for at dette kunne la seg gjøre under prosjektperioden. Det må deretter borres et kjølehull tvers gjennom akslingen, samtidig som drenasjemuligheter klargjøres. I den sammenheng må man se på løsninger for å installere en tilbakeslagsventil i akslingen for å unngå tilbakestrømning når turbinen stanses.

12 Referanser

- [1] Brekke, H., *Grunnkurs i hydrauliske strømningsmaskiner*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2000.
- [2] Brekke, H., *Pumper & Turbiner*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2003.
- [3] Chapman, S. J., *Electric Machinery Fundamentals – 3rd Edition*. McGraw-Hill, 1999.
- [4] Fitzgerald, A. E., Kingsley Jr, C., Umans, S. D., *Electric Machinery – 4th Edition*. McGraw-Hill, 1983.
- [5] Francke, H., Wiborg, E., *Falltaps- og virkningsgradsmålinger ved Svean Kraftverk*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2005.
- [6] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T., L., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer – 6th Edition*. John Wiley & Sons, 2007.
- [7] International Electric Commission. IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests. 1999.
- [8] Kjølle, A., *Hydrauliske malinger*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 1971.
- [9] Moran, M. J., Shapiro, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics – 5th Edition*. John Wiley & Sons, 2004.

- [10] Nielsen, T., Professor v/ Vannkraftlaboratoriet NTNU. Veileder. Excel-dokument med formler, ligninger og verdier for konstruksjon av aksialturbiner, NTNU 2007.
- [11] Nielsen, T., Professor v/ Vannkraftlaboratoriet NTNU. Veileder. E-post, 19.1.2010.
- [12] Nielsen, T., Professor v/ Vannkraftlaboratoriet NTNU. Veileder. Samtaler, NTNU våren 2010.
- [13] Nielsen, T., Røyrvik, J., Ramdal, J., Dalhaug, O. G., *Propeller turbine with two contra-rotating impellers and built in generators*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2006.
- [14] Ramdal, J., *Efficiency Measurement in the field*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2010.
- [15] Ramdal, J., *Turbin for mikro- og minikraftverk*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2005.
- [16] Ramdal, J., *Turbin for mini- og mikrokraftverk*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2004.
- [17] Rexroth Group. Tilbakeslagsventiler. *Bosch Rexroth AG*.
[Internett] [Sisert: 27. Mai 2010]
<http://www.boschrexroth.com/corporate/en/index.jsp>
- [18] Røyrvik, J., Seniorrådgiver v/ Sintef Teknologi og samfunn. Samtaler, Trondheim våren 2010.
- [19] The Engineering Toolbox. Ressursside for overflater i kanaler. *The Engineering Toolbox*.
[Internett] [Sisert: 10. Februar 2010]

http://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d_209.html

- [20] Wheeler, A. J., Ganji, A. R., *Introduction to Engineering Experimentation – 2nd Edition*. San Francisco State University, 2004.
- [21] White, F. M., *Fluid Mechanics – 5th Edition*. University of Rhode Island, 2003.
- [22] Wikipedia. File: Moody diagram. *Wikipedia Commons* [Internett] [Sisert: 12. Mai 2010.]
http://en.wikipedia.org/wiki/File:Moody_diagram.jpg

Appendiks

Vedlegg A – Trasékart

Vedlegg B – Ledeskovldesign

Vedlegg C – Diffusor

Vedlegg D – Kjølebehov i testtrigg

Vedlegg E – Temperaturfordeling i radielt system

Vedlegg F – CRT, Excel-dokument

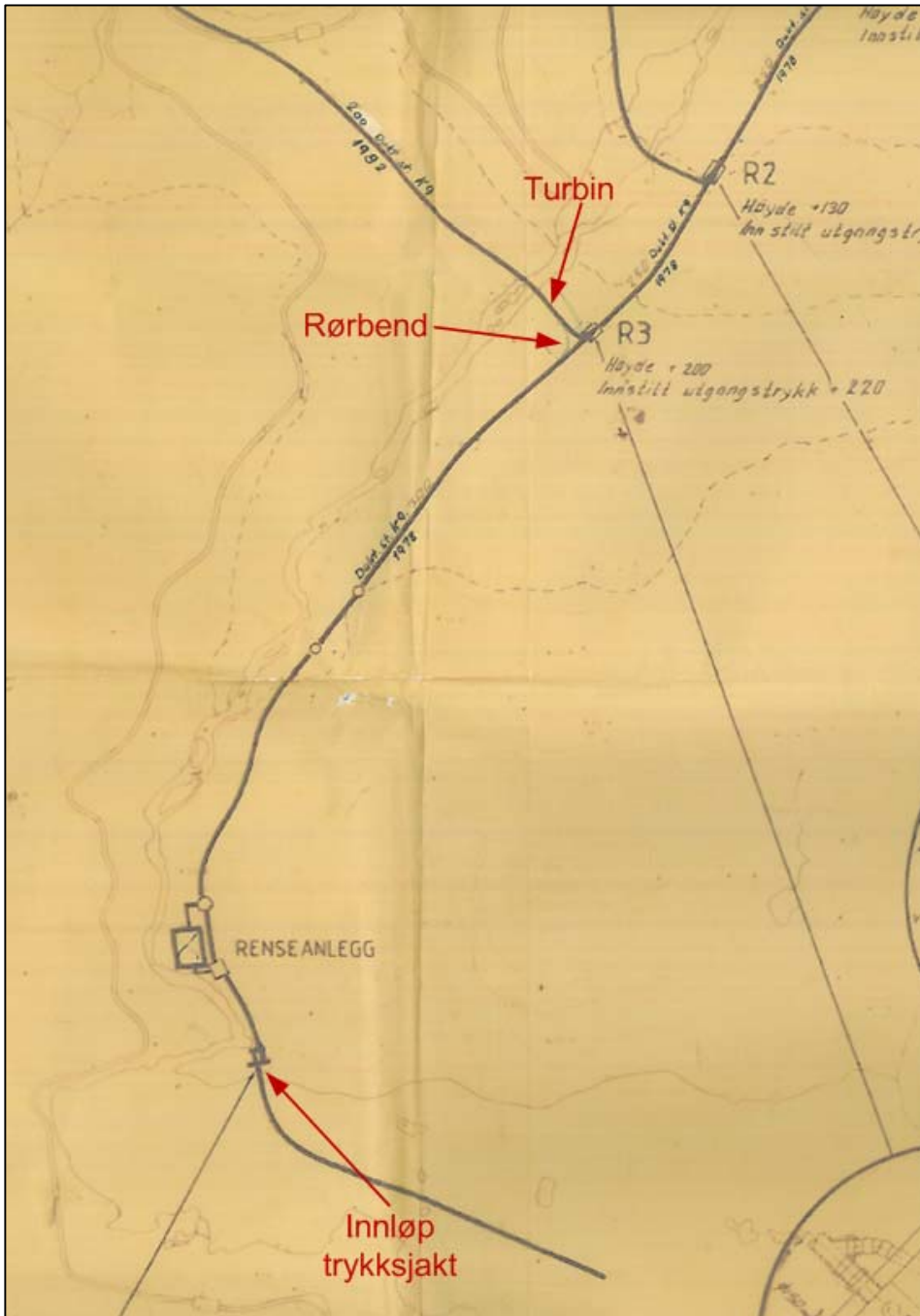
På CD:

Oppgavetekst

Excel-dokument

Inventor-modell

Vedlegg A Trasékart



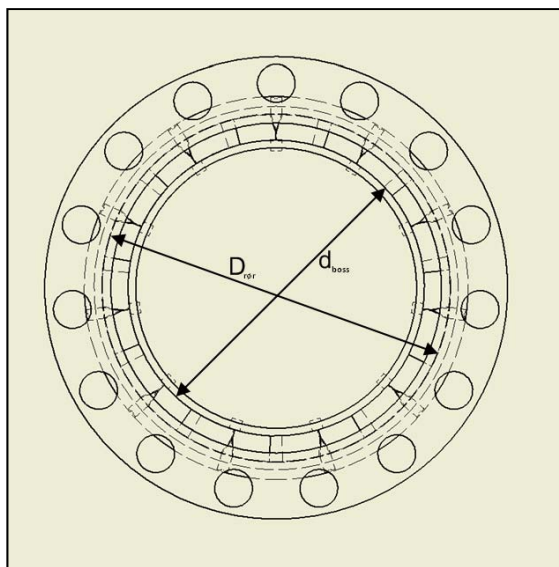
Vedlegg B Ledeskovldesign

I lukket stilling virker hele det hydrauliske trykket på innløpssiden av ledeskovlene. Siden løpehjulene står stille vil det ikke fremkalle noe trykk på baksiden av skovlene, og man kan dermed sette trykket på løpehjulsiden lik utløpstrykket. Trykkforskjellen over ledeskovlene blir dermed brutto fallhøyde, så da vil den totale kraften per ledeskovl bli

$$F_0 = \rho g H \frac{(A_{rør} - A_{boss})}{z_0} \quad (\text{B.1})$$

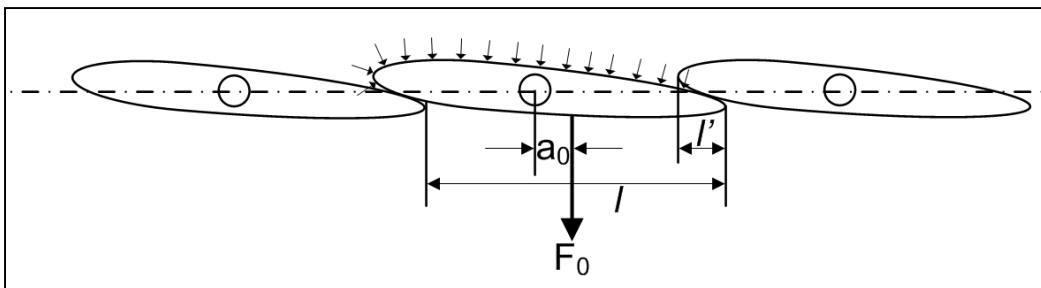
hvor

$$A_{rør} = \pi \frac{D^2}{4} \quad , \quad A_{boss} = \pi \frac{d^2}{4} \quad (\text{B.2})$$



Figur B-1 - Rørdiameter

Diameter D' er største rørdiameter på ledeapparatet, altså midt på ledeskovltappen, og diameter d' er største bossdiameter for samme område.



Figur B-2 – Ledeskovler i lukket posisjon

Fra Figur B-2 ser man at resultantkraften da vil virke midt på strekket l , som vil være en avstand a_0 fra skovltappen.

$$l = \frac{\pi}{2z_0} (D' + d') \quad , \quad a_0 = \frac{l'}{2} \quad (\text{B.3})$$

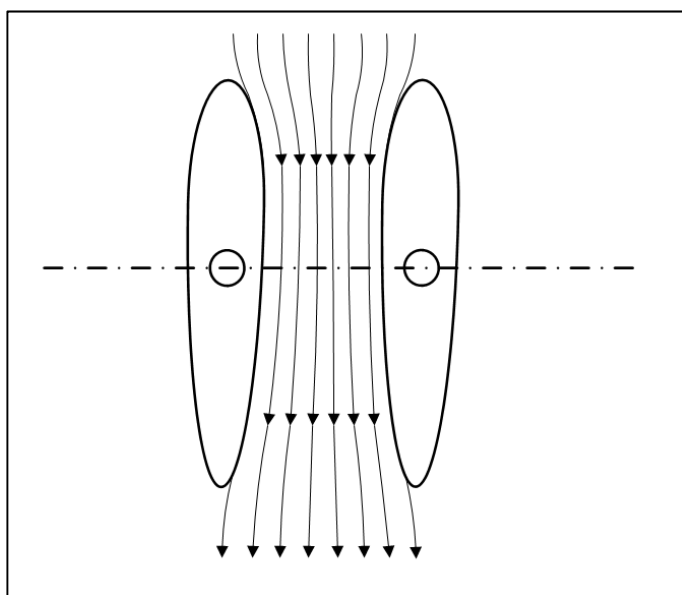
Ved hjelp av dette kan man da finne momentet M_0 om skovltappen.

$$M_0 = F_0 a_0 = \rho g H \frac{(A_{rør} - A_{boss})}{z_0} \cdot a_0 \quad (\text{B.4})$$

Det er viktig å kjenne til momentet i forhold til at servomotoren i regulatoren må være kraftig nok til å overvinne hydrauliske krefter og friksjonskrefter. Det er ønskelig at det er så tett som mulig mellom rør, ledeskovler og boss, dermed bør servomotoren være kraftig nok til å produsere et tetningstrykk som er omtrent to ganger så stort som det hydrauliske trykket.

B.1 Ledeskovler i åpen stilling

Når ledeskovlene er i åpen stilling vil trykkfordelingen være avhengig av den lokale væskehastigheten. Væskestrømmen vil variere med varierende åpningsvinkel på ledeskovlene, noe som vil si at resultantkraften på hver skovl vil variere. For å få et godt inntrykk av hvordan skovlkraftene vil virke i åpen stilling blir man nødt til å gjennomføre en fullstendig undersøkelse av kreftene ved forskjellige åpningsvinkler.



Figur B-3 – Ledeskovler i åpen posisjon

Det hydrauliske trykket rundt skovlene kan bestemmes ved hjelp av Bernoullis ligning (man ser bort fra stedshøyden gz)

$$h = H - \frac{c^2}{2g} - \frac{\sum(\zeta \cdot c^2)}{2g} \quad (\text{B.5})$$

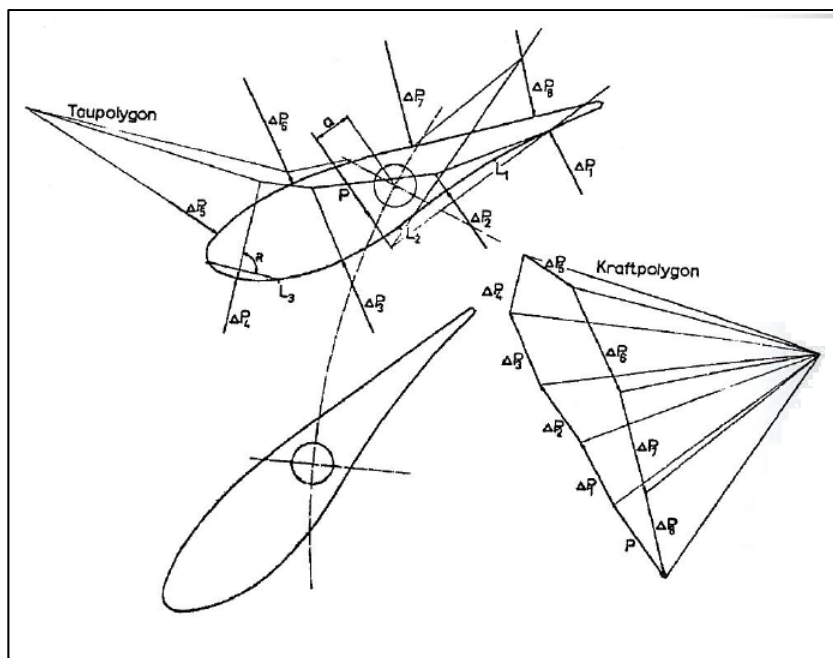
hvor h er trykkhøyden ($h = p/\rho g$) og ζ er en tapskoeffisient for turbinkanaler. Deler man ledeskovlene inn i flere små flatelementer kan

man se for seg at hver av dem representerer en kraft F_r som virker gjennom flateelementets tyngdepunkt. Tegnes hver kraft F_r inn rundt en skovl kan man ved å summere opp bestemme resultanten og momentet om ledeskovltappen.

$$F_r = \rho g H \left(\frac{D' - d'}{2} \right) \int_{Ln-1}^{Ln} \underline{h} dl \quad (\text{B.6})$$

$$F_a = \sum F_r \quad , \quad M_a = F_a a_a \quad (\text{B.7})$$

Her er \underline{h} det reduserte hydrauliske trykket ($\underline{h} = h/H$). Ut fra dette har man kraften på ledeskovlen F_a og dreiemomentet M_a som vil variere med endring av åpningsvinkel, i tillegg til at F_a og M_a vil variere med vannføringa. Fra dette ser man at totalkraft og moment er proporsjonalt med c^2 , og dermed proporsjonalt med kvadratet av vannføring Q^2 . Siden skovlvinkelen ikke forandrer seg med endret vannføring vil ikke den relative trykkfordelingen endre seg siden strømlinjene beholder plassen sin. I Figur B-4 kan man se trykkraftene som virker på flateelementene rundt en skovl som er utgangspunktet for å finne resultantkraftene F_r .

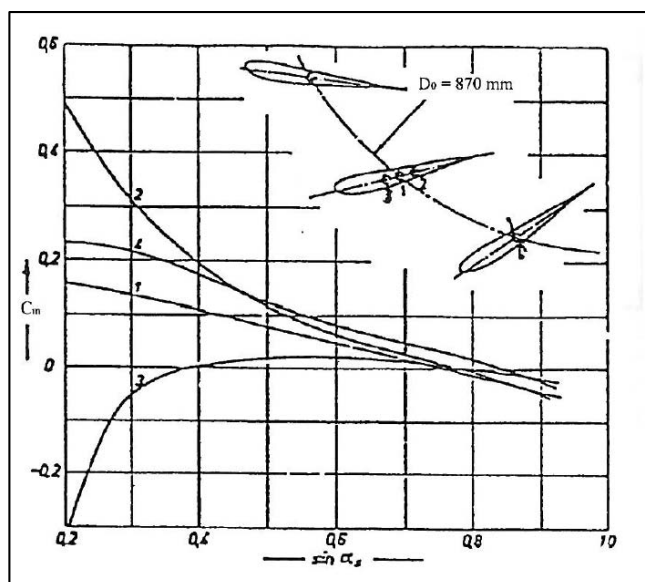


Figur B-4 – Bestemmelse av resultantkraften [2]

Dreiemomentet rundt en ledeskovl på grunn av trykkfordelingen er sterkt avhengig av tappens plassering. Størrelse, retning og angrepspunkt for den resulterende hydrauliske kraften på ledeskovlene F_r varierer med skovlåpningen, så ved å plassere skovltappen riktig kan man til en viss grad regulere hvordan dreiemomentet varierer med åpningsvinkel. Et eksempel for en hurtigløpende Kaplanturbin kan ses i Figur B-5, hvor målt dreiemoment vises som en funksjon av tappens plassering. Her varierer momentkoeffisienten C_M med forskjellige plasseringer av skovltappen, der C_M er gitt som

$$C_M = \frac{2MD'_0}{\rho Q^2} \quad (\text{B.8})$$

Her er M momentet om skovltappen og D'_0 maksimaldiameteren på turbinen. Kurvene 1, 2, 3 og 4 viser C_M når tappene er flyttet på ledeskovlen. Som man ser er dreiemomentet sterkt avhengig av tappens plassering.



Figur B-5 – Momentkoeffisient C_M som funksjon av ledeskovl pningen sin α_s [2]

B.2 Reguleringsarbeid

Servomotoren som regulerer åpningsvinkelen på ledeskovlene må være kraftig nok til å overvinne de hydrauliske kreftene, samt ha arbeidsevnen til rolig og sikkert å regulerer lukke- og  pningshastighet. Kreftene som må overvinnest er for det første hydrauliske krefter på ledeskovler og deretter friksjonskrefter mellom skovl og boss/r r.

På grunn av tidsbegrensninger og usikkerhet knyttet til endelig turbindingen er det valgt å ikke se på numeriske løsninger for trykkfordelingen, samt reguleringsarbeidet på skovlene.

Vedlegg C Diffusor

Turbinens diameter, D , er gitt ut i fra spesifikt turtall Ω .

$$\Omega = \underline{\omega} \sqrt{\underline{Q}} \quad (\text{C.1})$$

$$\underline{c}_S = 0,12 + 0,18 \cdot \Omega \quad (\text{C.2})$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \underline{Q}}{\pi \cdot \underline{c}_S}} \quad (\text{C.3})$$

Her er \underline{Q} og $\underline{\omega}$ henholdsvis redusert vannføring og vinkelhastighet, og \underline{c}_S redusert meridianhastighet i røret. Diameteren på turbinen vil ofte være større enn diameteren på røret inn på turbinen. I disse tilfellene er man dermed nødt til å ha en diffusor. En diffusor, som vist i Figur C-1, er en ekspansjon av tverrsnittsareal som i utgangspunktet er ment til å redusere hastigheten. Ser man bort fra tap og gravitasjonskrefter, vil Bernoullis ligning for inkompressibel strømning gi

$$p + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_0 = \text{konst.} \quad (\text{C.4})$$

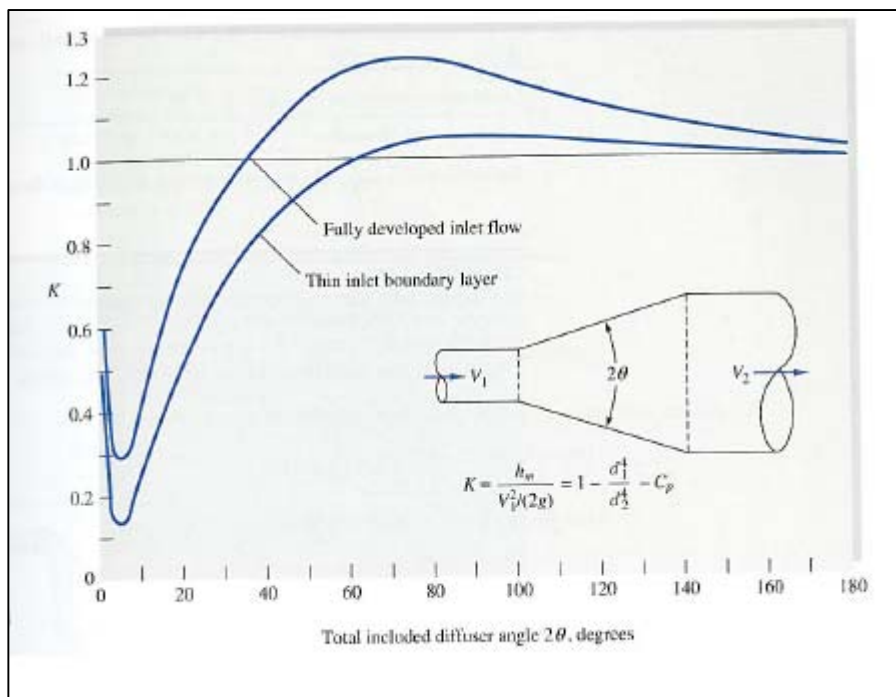
hvor p_0 er stagnasjonstrykket, altså trykket fluidet vil ha hvis det hadde blitt deselerert til ro ($V = 0$) uten tap. Den vanlige utdataen for en diffusor er trykkgjenvinningskoeffisienten for strømmingen (kapittel 6.9 og 6.11, [23]).

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \quad (\text{C.5})$$

Tapskoeffisienten er knyttet til ligning (C.5) ved

$$K = \frac{h_m}{V^2/(2g)} = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} - C_p \quad (\text{C.6})$$

Her er K en tapskoeffisient, d_1 og d_2 er henholdsvis diameter for innløp og utløp av diffusor og $h_m = \Delta p/(\rho g)$ er falltapet. For et gitt forhold mellom tverrsnittsarealene vil det ved en høyere trykkgjenvinning være et lavere tap; det vil si at en høy C_p vil tilsi en god diffusor. Ut fra Figur C-1 vil det minste tapet opptre ved en halvvinkel ($\alpha/2$) på rundt $2,5^\circ$ ($2\theta = \alpha$), og helst ikke større halvvinkel enn 7° [13]. Ved veldig lave vinkler vil man få et stort ”Moody”-tap på grunn av den store lengden. For halvvinkler mellom 20° og 40° ($2\theta = 40^\circ - 60^\circ$) vil tapene være så store at det faktisk ville vært bedre med en plutselig ekspansjon. Denne effekten kommer som et resultat av separasjon. Det er ønskelig å ha et så kort innløp som mulig samtidig som strømmingen følger rørveggen.



Figur C-1 - Strømningstap i diffusor [21]

Med et normalt diffusorinnløp vil strømmingen ved et økende areal reduseres, men man ønsker en kontinuerlig akselerert strøm inn på ledeapparatet. Man må dermed tilpasse innløpet på bosset i forholdt til diffusoren slik at man får et kontinuerlig minkende tverrsnittsareal.

Vedlegg D Kjølebehov i testrigg

I testriggeren er det et innløp koblet til en vannkilde og et utløp med en strupeventil for å regulere kjølevannbehovet. Når generatoren på testriggeren går med konstant turtall kreves kun et arbeid for å motvirke friksjonen i systemet for å opprettholde hastigheten. For kjølevannet måtte det bores et utløpshull i testriggeren. Det blir antatt at alt arbeidet går over til varme, så ved et enkelt overslag fikk man en omtrentlig størrelse på utløpet. I tillegg antas det at systemet er stasjonært og i ro.

D.1 Teori

Arbeidet som gjøres av generatoren er gitt av turtallet og momentet på akselen

$$W_G = M \cdot n \quad (\text{D.1})$$

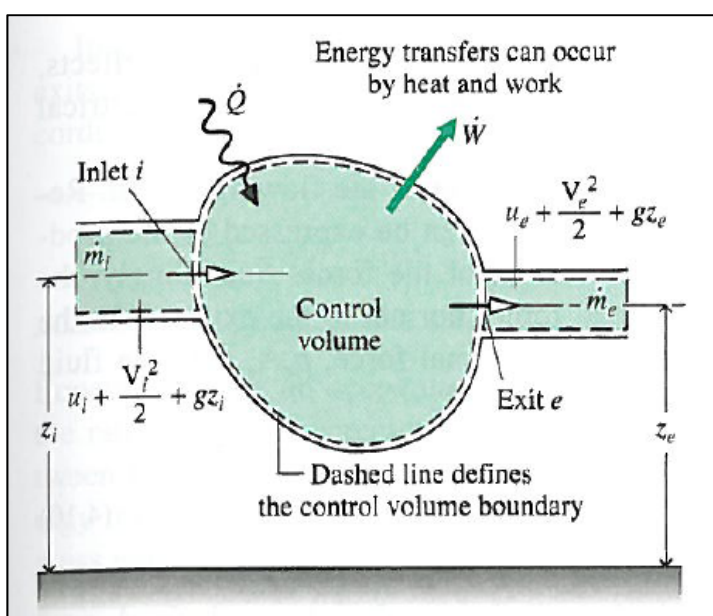
hvor W_G er generatorarbeidet, M er momentet på akselen og n er turtallet. Som nevnt antar man at alt arbeidet går over til varme, \dot{Q} .

$$W_G = \dot{Q} = M \cdot n \quad (\text{D.2})$$

Energibalansen for et kontrollvolum er gitt under i ligning (D.3) [ref: Fund. Of Eng. Thermodynamics, lign 4.9].

$$\begin{aligned} \frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \dot{m}_e \left(u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \end{aligned} \quad (\text{D.3})$$

dE_{cv}/dt er endringsraten i energi i kontrollvolumet over en tid t , \dot{Q} er som nevnt endringsraten av energi som transporteres inn i systemet, \dot{W} er endringsraten av arbeid som gjøres av systemet, og hvor de to siste leddene er endring i energi inn i kontrollvolumet med massestrømmen. \dot{m} er vannets massestrøm, u er spesifikk indre energi, v er hastigheten på fluidet, g er tyngdens akselerasjon og z er stedshøyden. i og e betegner henholdsvis innløp og utløp. Figur D-1 viser en skisse av et kontrollvolum for utvikling av ligning (D.3).



Figur D-1 – Energibalanse for et kontrollvolum [9]

Hvis man antar et stasjonært system, at systemet ikke gjør noe arbeid på omgivelsene og at massestrømmen er lik inn og ut av kontrollvolumet, i tillegg til at man ser bort fra stedshøyde og –hastighet, kan ligning (D.3) reduseres til

$$\dot{Q} = \dot{m}(u_e - u_i) \quad (D.4)$$

Uttrykket for endring i spesifikk indre energi vises i ligning (D.5) [ref: Fund. Of Eng. Thermodynamics, lign 3.20a]

$$(u_2 - u_1) = c_W(T_2 - T_1) \quad (\text{D.5})$$

Her er T_1 og T_2 temperaturen i henholdsvis punkt 1 og 2 og c_W er spesifikk varmekapasitet for vann. For inkompressible fluid er c konstant ($c_p = c_v$). Settes ligning (D.5) inn i ligning (D.4), med $i = 1$ og $e = 2$, får man et uttrykk for mengden vann som må til for å holde en gitt temperaturendring ved en gitt varmeoverføring:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_W(T_2 - T_1)} \quad (\text{D.6})$$

Massestrømmen kan også gis som en funksjon av vannføring, Q , og vannets massetetthet, ρ_W :

$$\dot{m} = \rho_W Q \quad (\text{D.7})$$

Vannføringen er en funksjon av strømningens tverrsnittsareal, A , og vannets hastighet.

$$Q = v \cdot A = v \cdot \pi \frac{d^2}{4} \quad (\text{D.8})$$

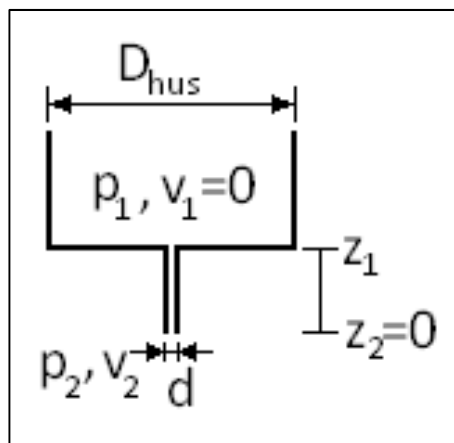
d er åpningens diameter. Ved å sette uttrykkene i ligning (D.2), (D.7) og (D.8) inn i ligning (D.6) ender man opp med et uttrykk for utløpets diameter, d .

$$d = \frac{2}{\sqrt{v}} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot n}{\pi \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (T_2 - T_1)}} \quad (\text{D.9})$$

Hastigheten v kan man finne ved å ta i bruk Bernoullis ligning [ref: Fluid Mechanics, lign. 3.77]:

$$\frac{p_1}{\rho_W} + \frac{1}{2}v_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho_W} + \frac{1}{2}v_2^2 + gz_2 = \text{konst.} \quad (\text{D.10})$$

Her er p_1 og p_2 trykket i henholdsvis punkt 1 og 2. Ved å se på utløpet av kjølevannet kan man ved hjelp av noen forenklinger redusere Bernoullis ligning for å finne hastigheten v . Ved å anta at diameteren på pakningshuset er mye større enn diameteren på utløpet, $D_{hus} \gg d$, kan man si at hastigheten inne i pakning, v_1 , er omtrent null. I tillegg kan man sette z_2 som referansepunkt lik null. Se Figur D-2:



Figur D-2 - Skisse av utløp pakningsrigg

Med disse antagelsene vil man få hastigheten ut gjennom utløpsrøret som vist under i ligning (D.11):

$$v_2 = \sqrt{2 \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho_W} + g \cdot z_1 \right)} \quad (\text{D.11})$$

Med ligning (D.11) satt inn i (D.9) får man et komplett uttrykk for diameteren på utløpet ut av akselpakningen som en funksjon av kjente og målbare verdier:

$$d = 2^{3/4} \cdot \left(\frac{M \cdot n}{\pi \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (T_2 - T_1)} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho_W} + g z_1 \right)^{-1/4} \quad (\text{D.12})$$

D.2 Analyse

Tetningsrigger skal i utgangspunktet kjøres på samme turtall som turbinen, det vil si 750 rot/min. Momentet på akselen må måles, men antas å være omtrent 4 Nm. Trykket i pakningen er ønskelig 10 bar for å holde pakningen tett nok, men det er valgt å bruke springvann som kjølevann, hvor dette holder en cirka 6 bar og 5 °C. Utløpet fra riggen går direkte ut i atmosfæren, så utløpslengden er omtrent 1 cm, som tilsvarer tykkelsen på riggen. Se Tabell D-1 for inputverdiene:

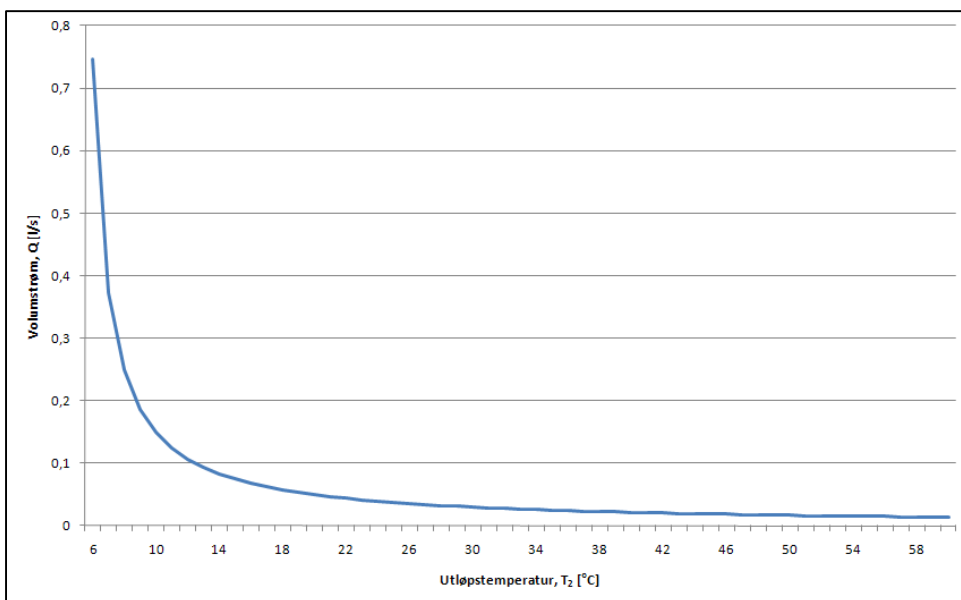
Parameter	Verdi	Enhet
Moment, M	4	[Nm]
Turtall, n	750	[omd/min]
Temperatur inn, T_i	5	[°C]
Trykk i pakningen, p_1	10 / 6	[bar]
Trykk i utløp, p_2	1,013	[bar]
Utløpslengde, h_2	0,01	[m]
Spesifikk varmekapasitet, c_p	4,2	[kJ/kgK]

Tabell D-1 - Data for kjøling av tetningsrigg

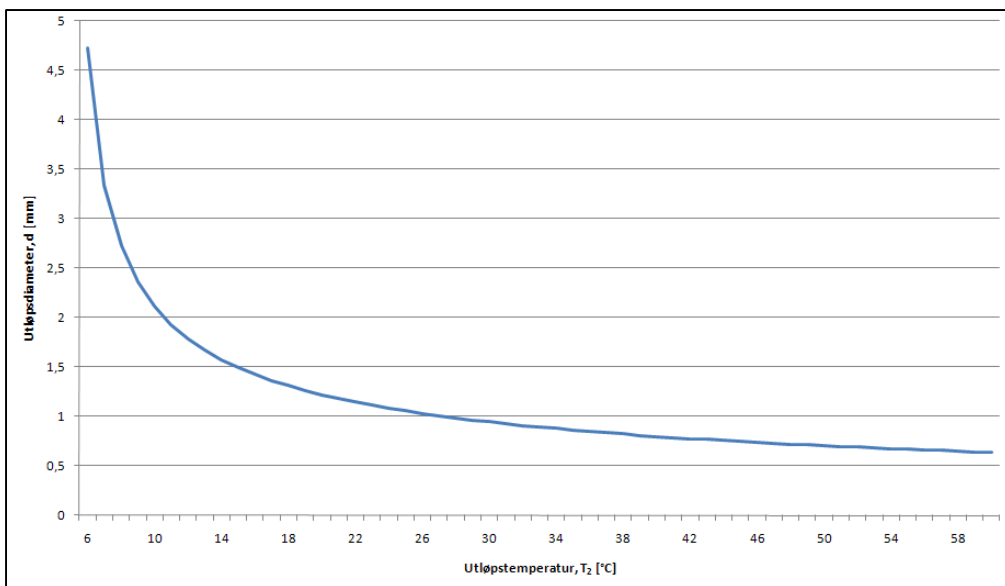
Ønsket utløpstemperatur må bestemmes. Ved å bruke ligningene (D.6) og (D.12) finnes volumstrømmen, Q , og diameteren på kjølehullet, d , som en funksjon av utløpstemperatur.

D.3 Resultat

Kjølebehovet i tetningsriggen viste seg å være relativt lite. Resultatet vises i Figur D-3 og Figur D-4 for utløpstemperaturer mellom 6 og 60 °C, med henholdsvis nødvendig volumstrøm Q og tilsvarende diameter d på utløpshull.



Figur D-3 - Kjølevannsmenge for varierende utløpstemperatur



Figur D-4 - Nødvendig utløpsdiameter for kjølevann

Vedlegg E Temp.fordeling i radielt system

Ligningen for fordeling av varme i et sylindrisk system er gitt som [ref: V&M lign 2.24]

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \\ = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned} \quad (\text{E.1})$$

Sylindriske systemer opplever ofte temperaturgradienter i kun radiell retning og kan dermed betraktes som én-dimensjonalt. I tillegg kan man anta at turbinen har gått lenge og at systemet er stasjonært, og at all varmeproduksjonen som påvirker akslingen kommer fra stator slik at man har en adiabatisk overflate i r_4 i Figur E-1. Det vil redusere ligning (E.1) til

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(k_g r \frac{dT}{dr} \right) + \dot{q} = 0 \quad (\text{E.2})$$

k_g er termisk konduktivitet for generatoren. Fra Fouriers lov vet man at energioverføringsraten gjennom enhver sylindrisk overflate kan beskrives ved [ref: V&M lign 3.24]

$$q_r = -k(P \cdot L) \frac{dT}{dr} = -k(2\pi r \cdot L) \frac{dT}{dr} \quad (\text{E.3})$$

På grunn av oppbyggingen av stator med et stort antall tynne blikk og viklinger dekket av et epoksy lag vil det være vanskelig å finne eksakt temperaturfordeling i generatoren. En forenklet temperaturfordelingen for et sylindrisk legeme kan beskrives som

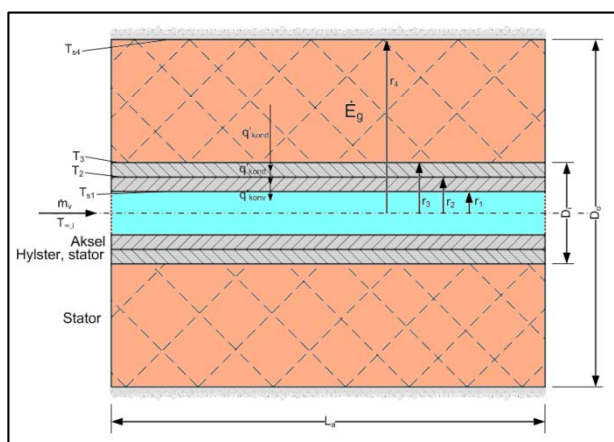
$$T(r) = \frac{\dot{q}}{2k_g} \left[r_4^2 \ln\left(\frac{r}{r_3}\right) + \frac{r_3^2 - r^2}{2} \right] + T_3 \quad (\text{E.4})$$

Ved å løse ut ligning (E.2) ved dobbeltintegrasjon og ved å bestemme et par grensebetingelser kan man finne temperaturfordelinga i generatoren som en funksjon av radius r . Konduktiviteten k_g og energiproduksjonen \dot{q} antas konstant:

$$r \left(\frac{dT}{dr} \right) = -\frac{\dot{q}}{2k_g} r^2 + C_1 \quad (\text{E.5})$$

$$T(r) = -\frac{\dot{q}}{4k_g} r^2 + C_1 \ln r + C_2 \quad (\text{E.6})$$

Som grensebetingelse har man allerede sagt at overflaten mellom stator og rotor er adiabatisk. Dette vil være symmetrilinja for temperaturfordelinga, og dermed må temperaturgradienten være like null langs radius r_4 i figuren under.



Figur E-1 - Tverrsnitt av aksel

I tillegg er overflatetemperaturen langs r_3 lik temperaturen $T(r_3)$.

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r_4} = 0 \quad T(r_3) = T_3$$

Dette gir for C_1 ved å ta i bruk den første grensebetingelsen:

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r_4} = -\frac{\dot{q}}{2k_g} r_4 + \frac{C_1}{r_4} = 0 \quad (\text{E.7})$$

$$C_1 = \frac{\dot{q}}{2k_g} r_4^2 \quad (\text{E.8})$$

som gir

$$T(r) = \frac{\dot{q}}{2k_g} \left(r_4^2 \ln r - \frac{r^2}{2} \right) + C_2 \quad (\text{E.9})$$

Med ligning (E.9) finner man C_2 ved å benytte den neste grensebetingelsen:

$$C_2 = T_3 + \frac{\dot{q}}{2k_g} \left(\frac{r_3^2}{2} - r_4^2 \ln r_3 \right) \quad (\text{E.10})$$

Dette gir til slutt et uttrykk for temperaturfordelingen i generatoren i radiell retning:

$$T(r) = \frac{\dot{q}}{2k_g} \left[r_4^2 \ln \left(\frac{r}{r_3} \right) + \frac{r_3^2 - r^2}{2} \right] + T_3 \quad (\text{E.11})$$

Den konvektive varmeoverføringa i radiell retning er gitt fra ligning (E.12) som

$$q_r(r) = -k(P \cdot L) \frac{dT}{dr} = \dot{q}\pi(r^2 - r_4^2) \quad (\text{E.12})$$

Som i overgangen mellom stator og aksel vil gi

$$q_r(r_3) = \dot{q}\pi(r_3^2 - r_4^2) \quad (\text{E.13})$$

Ligning (E.12) gir at størrelsen $kr(dT/dr)$ er uavhengig av r , det vil si at varmeoverføringsraten q_r er konstant i radiell retning. Ut fra dette kan man da sette opp en temperaturfordeling gjennom stålet i akselen og kjølevannet.

Kontraroterende aksialturbin

Justerbare parametere	
Vannføring	Q 0,8 [m ³ /s]
Netto fallhøyde ($H_b - dh$)	H_n 40 [m]
Diameterforhold mellom boss og rør	d/D 0,85 [-]
Frekvens	f 50 [Hz]
Polpar	$p.p.$ 4 [p.p.]
Antall ledeskovler	n 11 [-]
Antall løpeskovler, trinn 2	n_2, t_1 4 [-]
Antall løpeskovler, trinn 2	n_2, t_2 5 [-]
Ledeskovlåpning	α_{skovl} 90 [deg]
Tykkelse, ledeskovl	t 10 [mm]
Tykkelse, løpeskovl, trinn 1	t_1, t_1 10 [mm]
Tykkelse, løpeskovl, trinn 2	t_2, t_2 10 [mm]
Lengde på ledeskovler	B 150 [mm]
Innløpslengde, boss	L 1 [mm]
Innløpsvinkel	$\alpha_{diffusor}$ 7 [deg]
Lengde, trinn 1	l, t_1 750 [mm]
Lengde, trinn 2	l, t_2 750 [mm]
Diameter, fallrør	$D_{rør}$ 500 [mm]
Opplagerlengde	$L_{opplager}$ 150 [mm]

Brukergrensesnittet som beskrevet i kapittel 4.1.4. Teksten utenfor rammen er ment som rettleiing til brukeren. Legg merke til minimumslengden som er den minste lengden skovlene kan være for å dekke rundt hele tversnittet. Settes en verdi for ledeskovllengden lavere enn minimumslengden vil minimumslengden automatisk bli brukt. Dette gjelder også for lengden på løpetjulene; disse kan ikke bli kortere enn skovllengden. Utdata vises på neste side, med blant annet total lengde, diameter og produsert effekt.

Full åpning: $\alpha_{skovl} = 90$ [deg]

Minimumslengde 129,729 [mm]

Sett "0" for ideelt eller "1" for tilnærmet kuleformet innløp, annet for valgfri lengde, over 350 mm vil innløpet endre fasong
Kun gyldig hvis ideelt innløp er valgt

Gjeldende lengde, hvis ikke kortere enn oppgitt skovllengde
Gjeldende lengde, hvis ikke kortere enn oppgitt skovllengde

Konstanter	
Massetetthet	ρ 997 [kg/m ³]
Tyngdens akselerasjon	g 9,81 [m/s ²]

Utdata	
Effekt ved $n=1$ per trinn	P_{trinn} 156,489 [kW]
Effekt ved $n=1$ totalt	P_{total} 312,978 [kW]
Vinkelhastighet	ω 78,5398 [1/s]
Omdreininger per minutt	n 750 [rot/min]
Reaksjonsgrad	R 0,67412 [-]
Turbindiameter, ytre	D_{ytre} 441,818 [mm]
Turbindiameter, boss	d_{boss} 375,545 [mm]
Total lengde, diffusor + ledeapparat	$L_{innl\ddot{o}p}$ 397,77 [mm]
Løpeskivlengde, trinn 1	L_{t1} 537,911 [mm]
Løpeskivlengde, trinn 2	L_{t2} 358,607 [mm]
Minimum lengde, løpehjul	$L_{løpe,min}$ 896,518 [mm]
Total lengde, turbin	L_{turbin} 2484,49 [mm]

I lukket stilling	
Kraft på hver skovl	F_o 1687,52 [N]
Momentet på hver skovl	M_o 7,59 [Nm]

Avstand fra innløp diffusor til utløp ledeskovl

Avstand fra innløp trinn 1 til utløp trinn 2 (ser bort fra glippe mellom utløp trinn 1 og innløp trinn 2)

Total lengde fra innløp diffusor til utløp turbin

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	Kontraroterende rørturbin											
2												
3	Frekvens	50 [Hz]				Antall ledeskovler	n	11				
4	Polpar	3 [p.p.]				Ledekovl�pning	alpha, skovl	90 deg	Full åpning = 90 deg			
5	Vannføring, Q	2,32 [m ³ /s]				Tykkelse, ledeskovl	t	10 mm				
6	Fallhøyde, H	50 [m]										
7	d/D v�g i/h til figur	0,85										
8	H1=H2=H/2	25 [m]				I lukket stilling						
9	Massel�tthet	997 [kg/m ³]				Kraft på hver skovl	F0	3617,66 N				
10	Tyrngdens akselerasjon	9,81 [m/s ²]				Momentet på hver skovl	M0	15,64 Nm				
11												
12	Omdreininger per minutt	1000 [rpm]				åpen stilling						
13	Vinkelhastighet, ω	104,72 [1/s]				Meridianhastighet	Cm	32,542219 m/s				
14	Effekt ved η=1	567,273 [kW]				(gjennom ledeskovler)	Cm_red	1,0389931				
15												
16	Redusert størrelse (%2gH)	22,1472				Innl�psl�ngde, boss	L	250 mm	sett "L" for kuleformet innløp			
17	Redusert vannføring, Q_red	0,10475				L�ngde på ledeskovler	B	190 mm	Minimum	170,5221 mm		
18	Redusert vinkelhast., ω_red	4,72834				Putt inn egen verdi	B	190 mm				
19	Fartstall, D	1,53036				Innløpsvinkel	alpha	7 deg	Total			
20												
21	Hastighetler:											
22	Cs_red	0,39546										
23	Cs	8,75845										
24	U_red	1,3317918				1,208223446	1,16703401					
25	U	30,4077				29,495504	28,58327	27,671	26,75890811	25,846576		
26	Cm_red	1,4251										
27	Cx_red	0,36417				0,3754341	0,387416	0,40019	0,413830738	0,42843653		
28												
29	Reaksjonsgrad	0,86738										
30												
31												
32	Dimensjoner:	Ring D					Boss d					
33												
34	Diametre	0,58074	0,5633226	0,5459	0,52848	0,51105559	0,49363324					

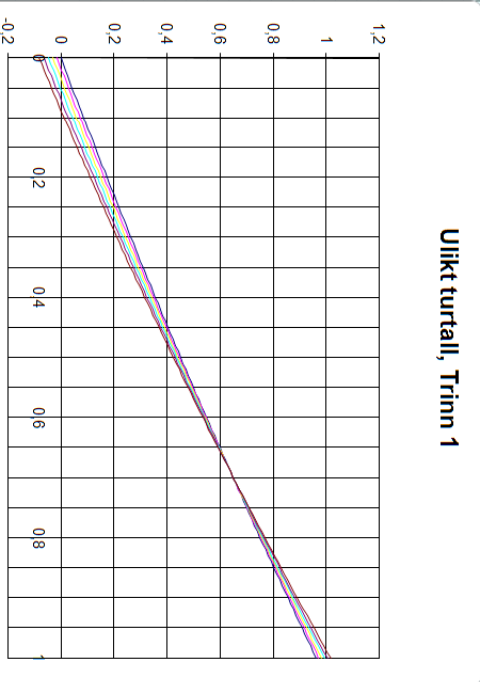
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
35												
36												
37	Likt turtall - samme DH over hvert trinn											
38												
39	1. trinn											
40	beta1=etan(cm/u)	46,06706	46,9384174	47,835266	48,75828	49,70812458	50,68543768					
41	beta2=etan(cm/ur-cx)	39,54423	39,8532835	40,340388	40,82389	41,30176187	41,77169802					
42	Eta	1	1	1	1	1	1					
43	2. trinn											
44	beta1=etan(cm/(u-cx))	54,70577	56,1351496	57,634644	59,20901	60,86397951	62,60326583					
45	beta2=etan(cm/u)	46,06706	46,9384174	47,835266	48,75828	49,70812458	50,68543768					
46	Eta	1	1	1	1	1	1					
47												
48	Ullike turtall - Forskjellen blir gitt av Cx, (dvs forskjell i periferhastighet)											
49												
50	n for 1. trinn	1000										
51	w for 1. Trinn	104,7198										
52	U1	30,40774	29,4855044	28,583772	27,67104	26,75880811	25,84657601					
53												
54	n. 2. trinn	1124,829	1132,21088	1140,2554	1149,043	1158,668097	1169,237238					Turtallet forskjellig mellom boste og ring
55	w for 2. trinn	117,7919	118,564846	119,40726	120,3275	121,3354894	122,4422372					
56	U2	34,20351	33,3951311	32,59223	31,79523	31,0045726	30,22077913					
57												
58												
59	cx	3,795779	3,89962668	4,0089577	4,124187	4,245769157	4,374203124					
60												
61	Reaksjonsgrad trinn 1	0,441252	0,43799352	0,4344679	0,430647	0,426497224	0,421983066					
62	Reaksjonsgrad trinn 2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5					
63	1. Trinn											
64	beta1	46,06706	46,9384174	47,835266	48,75828	49,70812458	50,68543768					
65	beta2	42,69989	43,3834837	44,079964	44,78906	45,51042778	46,24358636					
66	Eta	0,470626	0,46899676	0,467234	0,465323	0,463248612	0,460991533					
67	2. Trinn											
68	beta1	46,06706	46,9384174	47,835266	48,75828	49,70812458	50,68543768					

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
69	Beta2	42,69989	43,3854837	44,079964	44,78906	45,51042778	46,24359636					
70	Eta	0,529374	0,53100324	0,532766	0,534677	0,536751388	0,539008457					
71												
72												
73	Eta tot	1	1	1	1	1	1					
74												
75	P1	267,7768	266,849778	265,84678	264,7597	263,5791953	262,2949626					
76	P2	301,2032	302,130222	303,13322	304,2203	305,4008047	306,6950374					
77												
78	Eta	1	1	1	1	1	1					

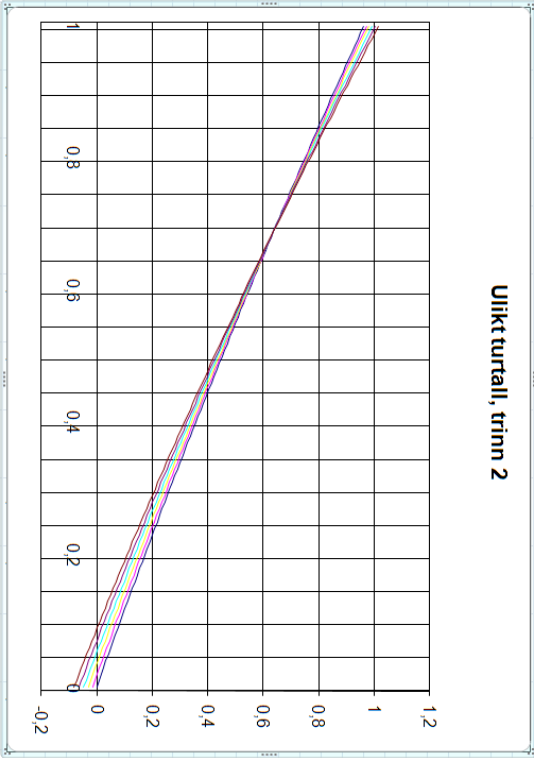
Utdata for turbinen med innsatte verdier i "Input, brukergrensesnitt". Relative og absolute hastigheter for turbinens løpeskovler kalkuleres. Utrekningene baseres seg på Excel-ark fra arbeidene til Torbjørn Nielsen og Jørgen Ramdal. Verdiene er knyttet opp mot koordinatene til løpeskovlene for enkelt å kunne hente ut disse hvis ønskelig.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	
1																							
2																							
3				b1	47,30281	0,825589		48,17139	0,840749		49,06419	0,856331		49,9818	0,872346		50,92476	0,888804		51,89361	0,905714		
4				b2	40,14036	0,700581		40,65553	0,709572		41,17503	0,718639		41,69832	0,727772		42,22478	0,736961		42,75372	0,746193		
5																							
6				a		3,506177		3,321814		3,142769		3,142769		2,969026		2,800565		2,800565		2,637366			
7				k		0,120257		0,129265		0,139155		0,139155		0,150035		0,150035		0,162027		0,175271			
8				y0		-1,47835		-1,47636		-1,37443		-1,37443		-1,32257		-1,21914		-1,2708		-1,21914			
9																							
10				x	0	y	0			yjustert		y		yjustert		y		yjustert		y		yjustert	
11										-0,01499		0		-0,03065		0		-0,04704		0		-0,06422	
12					0,01	0,008445		0,008601	-0,00639		0,008761	-0,02189		0,008924	-0,03812		0,009092	-0,05513		0,009263	-0,07298		
13					0,02	0,016194		0,017227	0,002241		0,017549	-0,0131		0,017878	-0,02917		0,018215	-0,046		0,01856	-0,06368		
14					0,03	0,025407		0,02588													0,027893	-0,05435	
15					0,04	0,033924		0,034558													0,037261	-0,04498	
16					0,05	0,042465		0,043262													0,046664	-0,03558	
17					0,06	0,05103		0,051992													0,056102	-0,02614	
18					0,07	0,059619		0,060748													0,065575	-0,01667	
19					0,08	0,068232		0,06953													0,075083	-0,00716	
20					0,09	0,076869		0,078338													0,084626	0,002386	
21					0,1	0,085531		0,087171													0,094204	0,011964	
22					0,11	0,094216		0,09603													0,103817	0,021577	
23					0,12	0,102925		0,104916													0,113465	0,031225	
24					0,13	0,111659		0,113827													0,123148	0,040908	
25					0,14	0,120416		0,122764													0,132867	0,050627	
26					0,15	0,129198		0,131726													0,14262	0,06038	
27								0,131726													0,152408	0,070169	
28								0,131726													0,162232	0,079992	
29								0,131726													0,172091	0,089851	
30								0,131726													0,181984	0,099744	
31								0,131726													0,191913	0,109673	
32								0,131726													0,201877	0,119637	
33								0,131726													0,211875	0,129655	
34								0,131726													0,221909	0,139669	
35								0,131726													0,231978	0,149788	
36								0,131726													0,242082	0,159942	
37								0,131726													0,252221	0,169981	
38								0,131726													0,262395	0,180155	

Utegninger for skovprofilen ut fra designparametrene. Skovprofilen vises i 2D-form i figuren. I vedlegget vises utsnitt av regnearkene for trim 1 og trim 2 med ulikt turtall. Det er også to tilsvarende regneark for likt turtall med tilhørende 2D-profil.



A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V
1																					
2																					
3			b1	47,30281	0,825589		46,17139	0,840749		49,06419	0,856331		49,9818	0,872346		50,92476	0,888804		51,89361	0,905714	
4			b2	40,14036	0,700581		40,65553	0,709572		41,17503	0,718639		41,69832	0,727772		42,22478	0,736961		42,75372	0,746193	
5																					
6			a		3,506177			3,321814			3,142769			2,969026			2,800555			2,637366	
7			k		0,120257			0,129265			0,139155			0,150035			0,162027			0,175271	
8			y0		-1,47835			-1,42636			-1,37443			-1,32257			-1,2708			-1,21914	
9																					
10				x	y																
11				0	0																
12				0,01	0,008445			0,008601	-0,00639		0,008761	-0,02189		0,008924	-0,03812		0,009092	-0,05513		0,009263	-0,07298
13				0,02	0,016914																-0,046
14				0,03	0,025407																-0,03685
15				0,04	0,033924																-0,02766
16				0,05	0,042465																-0,01844
17				0,06	0,05103																-0,00918
18				0,07	0,059619																0,000102
19				0,08	0,068232																0,00942
20				0,09	0,076869																0,018771
21				0,1	0,085531																0,028154
22				0,11	0,094216																0,03757
23				0,12	0,102925																0,047018
24				0,13	0,111659																0,056498
25				0,14	0,120416																0,066011
26				0,15	0,129198																0,075556
27				0,16	0,138004																0,085134
28				0,17	0,146833																0,094744
29				0,18	0,155687																0,104386
30				0,19	0,164565																0,114061
31				0,2	0,173467																0,123768
32				0,21	0,182392																0,133508
33				0,22	0,191342																0,14328
34				0,23	0,200316																0,153084
35				0,24	0,209314																0,162921
36				0,25	0,218336																0,17279
37				0,26	0,227383																0,182692
38				0,27	0,236453																0,192626



Design av kontraroterende aksialturbin

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	P
1	Diameter:	441,8177727	428,5832395	415,3087063	402,0541732	388,79964	375,5451088								
2	X	Y	Y	Y	Y	Y	Y		Phi:	135	grader	Z1	Z2	Z3	X3
3	0	0	-0,014986114	-0,030650855	-0,047043534	-0,064219124	-0,082239877		0	220,9088863	0	0,000000000	214,2816198	-7,5663268601	207,6543532
4	0,01	0,009444843	-0,006383336	-0,021990305	-0,038119932	-0,055152772	-0,07297253		0,023561994	220,8476667	5,204561412	4,395576930	214,221417	5,04842457	-3,2238867964
5	0,02	0,016913737	-0,002241296	-0,013101925	-0,029165243	-0,046003794	-0,063679575		0,04712389	220,6636499	10,40623357	8,8036726185	214,0437404	10,09404656	11,1316061167
6	0,03	0,025406682	-0,010893781	-0,020181088	-0,036474763	-0,054346843	-0,07297253		0,070683858	220,351291	15,0201881	13,242871467	213,7665149	15,12405194	5,5001581794
7	0,04	0,039329678	-0,019572118	-0,004558338	-0,011166925	-0,027658727	-0,044979066		0,09424778	219,928489	20,89396269	17,6574204874	213,3306303	20,16568181	9,8881504914
8	0,05	0,042464726	-0,028276308	-0,013434022	-0,007122756	-0,018437585	-0,035576215		0,11809725	219,377669	25,96505558	22,1030726407	212,7963175	25,18610391	14,2764019530
9	0,06	0,051029825	-0,023292996	-0,009691542	-0,009184038	-0,026138382	-0,044979066		0,141371669	218,7050273	31,12833423	26,561238065	212,144873	30,19222243	18,6641019530
10	0,07	0,059618976	-0,045762248	-0,031257441	-0,016055604	-0,009011914	-0,01666557		0,164933614	217,9108867	36,7003334	31,031933850	211,373659	35,18222243	23,1048694245
11	0,08	0,068232178	-0,054549997	-0,02512807	-0,025189794	-0,009420272	-0,007157366		0,188499559	216,9959826	41,39419753	35,5151419760	210,4861032	40,1523716	27,5386734345
12	0,09	0,076869431	-0,063531599	-0,049196005	-0,034359991	-0,018771035	-0,002385692		0,212057504	215,9605135	46,49508207	40,010893795	209,4816981	45,10022961	31,9855362939
13	0,1	0,085530725	-0,072185054	-0,058207033	-0,043545195	-0,028154203	-0,011963804		0,235619449	214,8051562	51,57015353	44,5191155957	208,3610015	50,02305069	36,4454520028
14	0,11	0,094216091	-0,08104362	-0,06724892	-0,05277406	-0,037569776	-0,021576971		0,259181394	213,5300521	56,6166	49,0398806244	207,1246353	54,918102	40,9184205612
15	0,12	0,102925498	-0,089292522	-0,076312582	-0,062026625	-0,047017755	-0,031225192		0,282742339	212,1374087	61,63161454	53,5731644657	205,7732864	59,7826661	45,4044419690
16	0,13	0,111658957	-0,098840536	-0,085407103	-0,071310849	-0,056498139	-0,040904867		0,306305284	210,6264994	66,61241492	58,1189671196	204,3077044	64,61404248	49,9035162263
17	0,14	0,120416466	-0,10777402	-0,094529455	-0,080625081	-0,066019028	-0,050626797		0,329867229	208,99663	71,55623612	62,6772885861	202,7287031	69,40954904	54,415643331
18	0,15	0,129198027	-0,116740132	-0,103676638	-0,089896932	-0,075561613	-0,060380181		0,353429174	207,2548032	76,46033362	67,2481288651	201,0371591	74,16652362	58,9408232893
19	0,16	0,13800364	-0,125728684	-0,112857652	-0,099343566	-0,085137373	-0,070168619		0,376991118	205,93888	81,32198497	71,8314879567	199,2340114	78,88232542	63,4790560951
20	0,17	0,146833303	-0,134743119	-0,122063497	-0,108747819	-0,094743728	-0,07992112		0,400550063	203,4229495	86,13849127	76,4273658609	197,320261	83,5433653	68,030417502
21	Koordinatene i 3 dimensjoner regnes ut fra skovprofilen														
22	fluket i foregående regnek. Punktene (X1, Y1, Z1), (X2,														
23	Y2, Z2) også videre for hver vinkel ϕ er lagt inn i AutoDesk														
24	Invettor for modellering														
25	0,23	0,200314386	-0,189679796	-0,18728368	-0,175417782	-0,162921115	-0,149738079		0,424115008	201,3370829	90,90717868	81,0357625776	195,2969704	88,1799632	72,5946802549
26	0,24	0,209314386	-0,20789225	-0,196712172	-0,185062709	-0,172790362	-0,159842005		0,447676953	199,139446	95,62539991	85,6566781070	193,1652626	92,75663792	77,1720716090
27	0,25	0,21833646	-0,22782585	-0,217036326	-0,206168496	-0,194736406	-0,182692015		0,471238898	196,831259	100,2905337	90,2901124489	190,9263212	97,28181964	81,7623158126
28	0,26	0,22832585	-0,23645762	-0,22830928	-0,22656261	-0,204407028	-0,190155022		0,494800843	194,4138031	104,8999963	94,9360656033	188,581389	101,7529964	86,3660128657
29	0,27	0,23645762	-0,23645762	-0,23645762	-0,23645762	-0,23645762	-0,23645762		0,518962788	191,8884205	109,4512227	99,594537504	186,1317679	106,167686	90,9625627682
30	0,28	0,2454699	-0,235608087	-0,225164637	-0,214175057	-0,202925358	-0,190364111		0,541924733	189,256513	113,9416884	104,2655283500	183,5788176	110,5234777	95,6121655202
31	0,29	0,25466527	-0,244932747	-0,234704453	-0,224939393	-0,212591407	-0,200606325		0,569486678	186,51841	118,3689006	108,3490379422	180,9239855	114,817835	100,248211216
32	0,3	0,2638076	-0,254238326	-0,244272101	-0,233733736	-0,222626861	-0,210887453		0,598048633	183,6190261	122,7304015	113,6450663470	178,1686553	119,0484894	104,9105295726
33	0,31	0,272973982	-0,263659626	-0,25386758	-0,243558086	-0,232686631	-0,221201103		0,612610567	180,7865429	127,0237699	118,5356135643	175,3144467	123,3105068	109,5792908730
34	0,32	0,282164416	-0,273061844	-0,263414442	-0,242782446	-0,231551016	-0,220887453		0,6361972512	174,5522838	135,3966147	127,8082644368	169,3156959	131,3347162	118,9595720222
35	0,33	0,2913789	-0,282489916	-0,27314203	-0,263296806	-0,252910936	-0,241935374		0,659374457	171,5522838	135,3966147	127,8082644368	169,3156959	131,3347162	118,9595720222
36	0,34	0,300617436	-0,291943841	-0,282821002	-0,273211177	-0,263071832	-0,252354978		0,703042032	164,5537165	147,3486601	142,0841318397	159,617105	149,9585004	133,1188901170
37	0,35	0,309880024	-0,301423618	-0,292527804	-0,283155555	-0,273257804	-0,262807859		0,733982237	161,0356742	151,2253388	146,8677919325	156,2045782	146,8685602	137,8188901170
38	0,36	0,300617436	-0,291943841	-0,282821002	-0,273211177	-0,263071832	-0,252354978		0,777441452	157,4281816	154,97452	151,6639708379	152,7053361	150,5252902	142,6260997609
39	0,37	0,309880024	-0,301423618	-0,292527804	-0,283155555	-0,273257804	-0,262807859		0,801106127	153,7332309	158,6640807	156,4726685558	149,1213213	153,8812063	147,3992383571
40	0,38	0,309880024	-0,301423618	-0,292527804	-0,283155555	-0,273257804	-0,262807859		0,824668072	149,9531167	162,2183878	161,2938850863	145,4545232	157,93518167	152,1855208027

