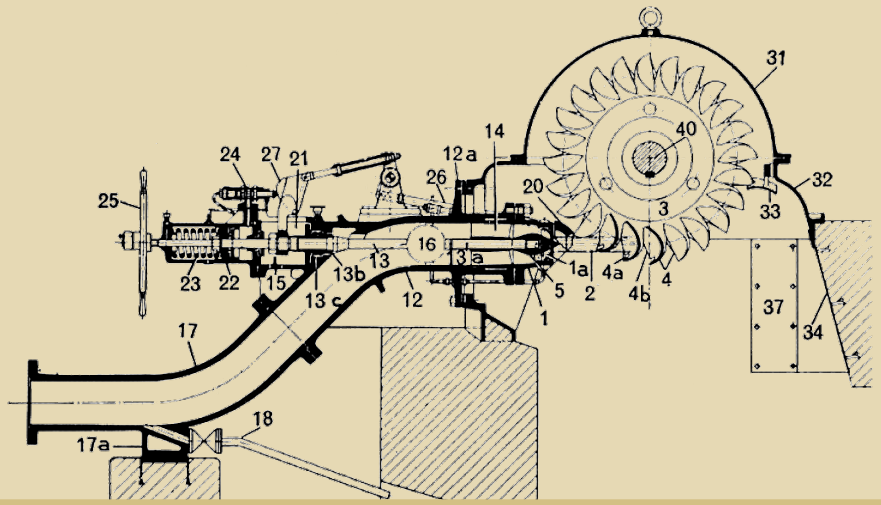
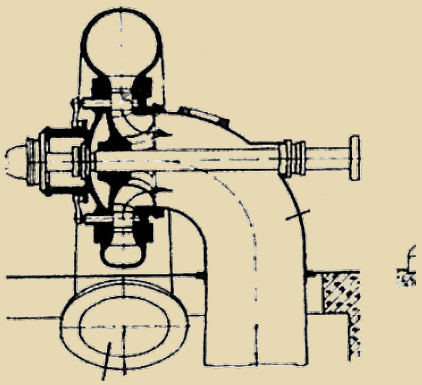
Veileder i kvalitetssikring av små vannturbiner

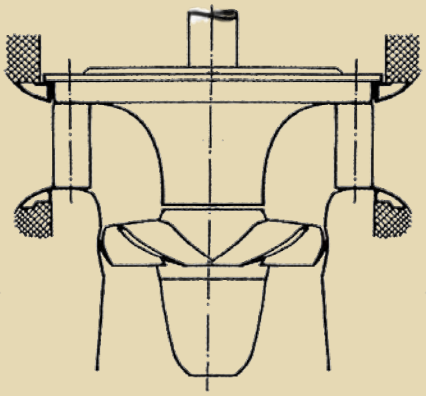
Arne Kjølle, NTNU (Red.)

1
2007

VEILEDER







Veileder i kvalitetssikring av

små vannturbiner

Norges vassdrags- og energidirektorat
2007

Veileder nr 1/2007
Veileder i kvalitetssikring av små vannturbiner

Utgitt av:	*Norges vassdrags- og energidirektorat*
Redaktør:	Arne Kjølle, NTNU, Inst for energi- og prosessteknikk Vannkraftlaboratoriet
Forfattere:	Arne Kjølle, Torbjørn K. Nielsen, Ole Gunnar Dahlhaug, Arne Bjørnsgaard, Hermod Brekke og Ivar Eldstad, NTNU, Inst for energi- og prosessteknikk Vannkraftlaboratoriet

Kontaktperson i NVE:	Jan Slapgård,
Trykk:	NVEs hustrykkeri
ISSN	1501-0678

Sammendrag: En økende interesse for bygging av små kraftverk har medført at mange mekaniske verksteder har gått i gang med produksjon og levering av små turbiner.
Disse prosjektene representerer høyteknologi, og NVE ser behovet for at tilpasning og design av små turbiner kan kvalitetssikres før overlevering til kunden.
NVE har derfor fått utarbeidet den veilederen. Her behandles i hovedsak bare turbiner og rørledninger knyttet direkte tilturbinene som
Veilederen er utarbeidet ved NTNU og har gjennomgått en bred kvalitetssikring.
Veilederen tar sikte på å veilede produsenter avsmåturbiner i hva en kvalitetssikring skal omfatte og hvordan den bør gjennomføres.
Små kraftverk kan deles inn i følgende kategorier:

- Mikrokraftverk Under 100 kW
- Minikraftverk 100 kW - 1000 kW
- Småkraftverk 1000 kW - 10 000 kW

Emneord: Veileder, kvalitetssikring, små vannkraftverk, turbiner

Norges vassdrags- og energidirektorat
Middelthuns gate 29
Postboks 5091 Majorstua
0301 OSLO

Telefon: 22 95 95 95
Telefaks: 22 95 90 00
Internett: www.nve.no

Feb 2007

Innhold

Veileder i kvalitetssikring av....1
små vannturbiner 1
Forord....6
Symboler 7
1 Bakgrunn 13
2 Grunnlagsmateriale....14
3 Vannkraftverk 16
3.1 Innledende oversikt....16
3.2 Tilpasning av en vannturbin til gitte anleggsbetingelser 20
3.2.1 Gjennomsnittlig vannføring 20
3.2.2 Tilgjengelig fallhøyde 20
3.2.3 Valg av turbin....21
3.3 Hydraulisk dimensjonering av vannturbiner....24
3.3.1 Partialturbiner 25
3.3.2 Fullturbiner....30
3.3.3 Fordeler og ulemper ved de forskjellige turbintyper....38
3.4 Tilstander under drift og regulering av vannturbiner....39
3.4.1 Turbinregulering....39
3.4.2 Trykkstøt....40
4 Materialer 45
4.1 Innledning 45
4.2 Betingelser ved valg av materialer....45
4.3 Materialdokumentasjon....48
4.3.1 Sertifisering og identifisering av materiale 48
4.3.2 Aktuelle materialer i hoveddeler til vannturbiner....48
4.4 Materialkontroll 50
4.4.1 Godkjenningsprøver 50
4.4.2 Deler utsatt for sanderosjon....52
4.5 Noen trekk fra materialmekanikken 53
4.5.1 Seige materialers oppførsel ved belastning....54
4.5.2 Flytehypoteser 54
4.5.3 Belastningsbetingelser og sikkerhet ved dimensjonering 56
5 Turbinkonstruksjoner 59
5.1 Peltonturbiner 60
5.1.1 Generelt om arrangement....60
5.1.2 Bend og grenrør i tilløpet 63
5.1.3 Dyse og nål....64
5.1.4 Pelton-løpehjul....66
5.1.5 Aksel og lagre 66
5.1.6 Regulering 67
5.1.7 Turbinhus og sjakt 70
5.1.8 Utfyllende detaljer om komponenter og arrangement....70
5.1.9 Kontrollskjema for Pelton-turbiner....70
5.2 Francis-turbiner....76
5.2.1 Generell oversikt....76
5.2.2 Turbinoppbygging og arrangement....76
5.2.3 Spiraltrommer 79

5.2.4 Ledeapparat....82
5.2.5 Vanntrykkskrefter på lokk og løpehjul....86
5.2.6 Lokk....90
5.2.7 Løpehjul....94
5.2.8 Aksel, lager og tetningsboks....98
5.2.9 Sugerør....99
5.2.10 Utfyllende detaljer om komponenter og arrangement....101
5.2.11 Kontrollskjema for Francis-turbiner....101
5.3 Kaplan- og rørturbiner....108
5.3.1 Arrangement av Kaplan-turbiner....108
5.3.2 Arrangement av rørturbiner....110
5.3.3 Innløpsspiraler....112
5.3.4 Stagring og ledeapparat....112
5.3.5 Løpehjul....113
5.3.6 Regulering av Kaplan-turbiner....117
5.3.7 Aksel, lager og tetningsboks....118
5.3.8 Løpehjulskammer (ytre løpehjulskrans), fig. 5.22....119
5.3.9 Utfyllende detaljer om konstruksjon og arrangement....119
5.3.10 Kontrollskjema for Kaplan-turbiner og rør-turbiner....120
5.4 Turbinaksler....126
5.4.1 Generell oversikt....126
5.4.2 Dimensjonering av aksel....126
5.5 Turbinlagre....130
5.5.1 Synspunkter om lagre i vannturbiner....130
5.5.2 Dimensjonering av lagre....131

Appendiks A....134

Hydraulisk design av vannturbiner....134
A.1 Reduserte størrelser....134
A.2 Hydraulisk dimensjonering av vannturbiner....136

APPENDIKS B....146

SAMMENLIGNING AV MATERIALSTANDARDER....146
B.1 Forkortelser....146
B.2 Generelt....146
B.3 Forklaring av eksempler på EN-stålkvaliteter....146
B.4 Støpegods....148

APPENDIKS C....150

Flytehypotese. Knekking. Utmatting....150
C.1 Grunnlag for skjærspenningshypotesen....150
C.2 Knekking av rett stav....151
5.5.3 C.3 Utmatting....156

6 APPENDIKS D....161

6.1 Rørforgrening og rørbend av sammensveiste sylindriske rørseksjoner 161
6.1.1 D.1 Rørforgrening....161
6.1.2 D.2 Bend i tilløpsrør til Pelton-turbiner....164

7 APPENDIKS E....166

7.1 Beregning av roterende skive med skovler....166
7.1.1 E.1 Roterende skive....166

8 APPENDIKS F....176

8.1 Styrkemessig design av spiraltromme, stagring og lokk....176
8.1.1 F.1 Trommeskall....176

8.1.2 F.2 Stagring 177
8.1.3 F.3 Lokk 185

Referanser:.....187

***Viktige standarder for vannturbiner:*.....187**

***Litteratur:*.....187**

Forord

NVE er de siste årene tilført midler for å støtte FoU-prosjekter med formål å utvikle teknologi og kunnskap for en mer effektiv utnyttelse av små vannkraftressurser. Midlene kan også benyttes til FoU-prosjekter innen opprustning og utvidelse av eksisterende større vannkraftverk eller til øvrige prosjekter for bevaring og videreutvikling av norsk vannkraftkompetanse.

De fleste prosjektene som er støttet er utført av konsulenter eller utdanningsinstitusjon (NTNU) på oppdrag fra NVE.

Denne rapporten er en av mange som er et resultat av disse bevilgningene.

Oslo, mars 2007

Marit Lundteigen Fossdal
avdelingsdirektør

Torodd Jensen
seksjonssjef

Symboler

a	Akselerasjon ……..	[m/s^2]
a	Lengde, arm ……..	[m]
a_t	Trykkbølgeforplantningshastighet ……	[m/s]
A	Areal, flate …….	[m^2]
b	Bredde, lengde, avstand ……..	[m]
b_0	Bredde ved utløpet av ledeapparatet i Francis- og Kaplan-turbiner …. …….	[m]
B	Bredde ……	[m]
c	Hastighet, absolutthastighet …….....	[m/s]
$\underline{c}$	Redusert abs. hastighet: $\underline{c} = c / \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$ ……	[-]
$^*c$	Absolutthastighet i beste driftstilstand ……	[m/s]
$^*\underline{c}$	Redusert abs. hastighet: $^*\underline{c} = {}^* c / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^* H_n}$ i beste driftstilstand …….	[-]
c_u	Hastighet, hastighetskomponent i omdreiningsretningen ……...	[m/s]
c_z	Hastighet, hastighetskomponent langs vannvei i meridianplan……..	[m/s]
c_s	Hastighet i sugerøret for Francis- og Kaplanturbiner …….	[m/s]
C	Konstant ……..	[-]
C_D	Dragkoeffisient ……	[-]
C_L	Løftkoeffisient ……	[-]
d	Diameter …….	[m]
D	Diameter …….	[m]
D_0	Diameter til utløpet av ledeapparatet i Francis- og Kaplan-turbiner ..……	[m]
D_1	Ytre diameter til innløpet på skovlene i Francis- og Kaplan-løpehjul ……...	[m]
D_2	Ytre diameter ved utløpet av skovlene i Francis- og Kaplan-løpehjul ……	[m]
D_s	Diameter ved innløpet i sugerøret i Francis- og Kaplanturbiner …….	[m]
e	Eksentrisitet …….	[m]
E	Elastisitetsmodul (for stål E = 2,1 · 10^{11} [Pa] …….	[Pa]
E	Energi ……..	[J]

f	Frekvens ……..	[o/s]
F	Kraft ……	[N]
g	Tyngdens akselerasjon ……	[m/s^2]
G	Vekt, tyngde ……	[N]
G	Glidemodul (for stål G = 0,385 · E) ……	[Pa]
h	Høyde, væskesøyle-høyde ……..	[m]
Δh	Endring i væskesøyle-høyde ……...	[m]
h_w	Rørkarakteristikk: $h_w = v \cdot a_t / (2 \cdot g \cdot H_n)$ ……	[-]
H	Høyde, høyde av vannfall eller fallhøyde ……...	[m]
ΔH	Endring i fallhøyde …….	[m]
H_n	Netto fallhøyde ……	[m]
$^*H_n$	Netto fallhøyde i beste driftstilstand ……...	[m]
H_u	Utnyttet fallhøyde ……	[m]
$^*H_u$	Utnyttet fallhøyde i beste driftstilstand ……...	[m]
i	Treghetsradien for et stavtverrsnitt (knekking) ……..	[m]
I	Treghetsmoment for en tverrsnittflate…….	[m^4]
I_p	Det polare treghetsmoment for en tverrsnittsflate ……..	[m^4]
I_x	Treghetsmomentet om x-aksen i en tverrsnittsflate (tilsv. for I_y og I_z)	[m^4]
k	Konstant ……..	[-]
K	Kompressibilitetsmodul ……..	[Pa]
l	Lengde …….	[m]
L	Lengde, rørlengde ……	[m]
m	Masse ……...	[kg]
M	Moment, bøyemoment ……	[Nm]
n	Omdreiningstall ……..	[o/min]
$^*n$	Omdreiningstall i beste driftstilstand ……..	[o/min]
n_q	Spesifikt omdreiningstall: $n_q = n \cdot \sqrt{Q} / H_n^{3/2} \approx 95 \cdot^* \Omega$, når n i [o/min]	

n_s	Spesifikt omdreiningstall: $n_s = n \cdot \sqrt{Q} / (g \cdot H_n)^{3/4} \approx 17,5 \cdot {}^{*}\underline{\Omega}$, når n i [o/min]	
o	Omdreininger, omløp ……..	[-]
p	Trykk ……...	[Pa]
P	Effekt ……...	[W]
${}^{*}P$	Effekt i beste driftstilstand ……..	[W]
${}^{\bullet}P$	Effekt ved maksimum turbinpådrag ……..……..	[W]
q	Volumstrøm, vannføring …….	[m^3/s]
Q	Volumstrøm, vannføring …….	[m^3/s]
ΔQ	Endring i volumstrøm …….	[m^3/s]
$\underline{Q}$	Redusert vannføring: $Q / \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$ ……..	[m^2]
${}^{*}Q$	Volumstrøm, vannføring i beste driftstilstand ……	[m^3/s]
${}^{*}\underline{Q}$	Redusert vannføring: ${}^{*}\underline{Q} = {}^{*}Q / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}$ i beste driftstilstand ……	[m^2]
${}^{\bullet}Q$	Volumstrøm, vannføring ved maksimum turbinpådrag …….	[m^3/s]
${}^{\bullet}\underline{Q}$	Redusert vannføring: ${}^{\bullet}\underline{Q} = {}^{\bullet}Q / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{\bullet}H_n}$ ved maksimum turbinpådrag …	[m^2]
r	Radius …….	[m]
R	Radius …….	[m]
R	Reaksjonskraft …….	[N]
s	Veilengde, strekning, rørveggtykkelse ……	[m]
t	Tid ……...	[s]
Δt	Tidsintervall ……	[s]
t	Deling mellom skruer, skovler etc. …….	[m]
T	Dreiemoment eller torsjonsmoment ……	[Nm]
T_w	Tidskonstant for rørledning: $T_w = 2 \cdot L \cdot h_w / a_t$ ……..	[s]
u	Hastighet, omdreiningshastighet ved gitt radius …….	[m/s]
$\underline{u}$	Redusert omdreiningshastighet: $\underline{u} = u / \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$ ved gitt radius ……	[-]

$^{*}u$	Omdreiningshastighet ved gitt radius i beste driftstilstand …….	[m/s]
$^{*}\underline{u}$	Redusert omdreiningshastighet: $^{*}\underline{u} = {}^{*}u / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}$ i beste driftstilstand ….	[-]
v	Relativ hastighet, hastighet i et gitt punkt i en skovlkanal eller rørledning….	[m/s]
Δv	Hastighetsendring ……	[m/s]
$\underline{v}$	Redusert relativ hastighet: $\underline{v} = v / \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$ ……	[-]
$^{*}v$	Hastighet i et gitt punkt på strømlinjen ved beste driftstand i en skovlkanal .	[m/s]
$^{*}\underline{v}$	Redusert relativ hastighet: $^{*}\underline{v} = {}^{*}v / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}$ i beste driftstilstand ……	[-]
V	Volum …….	[m^3]
W	Arbeid, energi …….	[J]
x	Lengde, koordinat …….	[m]
y	Lengde, koordinat , høyde, distanse ..…….	[m]
z	Lengde, koordinat, nivå ……..	[m]
z	Trykkforhold: $z = (H + \Delta H) / H$ ……	[-]
Δz	Endring i trykkforhold ……	[-]
z	Antall skovler ……..	[-]
Z	Antall skovler ……..	[-]
α	Vinkel, retning ……	[rad]
β	Vinkel, skovlvinkel …….	[rad]
γ	Vinkel …….	[rad]
δ	Vinkel …….	[rad]
Δ	Endring av eller en mindre del av en størrelse	
ε	Tøyning, forlengelse ……..	[-]
ζ	Trykktapskoeffisient ……..	[-]
η	Virkningsgrad …….	[-]
θ	Vinkel, sektor ……..	[rad]
κ	Pådragsgrad …….	[-]

$^{\bullet}\kappa$	Maksimum pådragsgrad ……..	[-]
λ	Slankheten av stav ved knekkingsbetingelse ……..	[-]
μ	Friksjonskoeffisient ……	[-]
ν	Tverrkontraksjonstall (for stål ≈ 0,3) …….	[-]
ρ	Tetthet …….	[kg/m^3]
σ	Strekk-/trykkspenninger normalt på et tverrsnitt ……	[Pa]
τ	Skjærspenning i et tverrsnitt ……	[Pa]
φ	Vinkel …….	[rad]
ψ	Vinkel …….	[rad]
ω	Vinkelhastighet ……..	[rad/s]
$\underline{\omega}$	Redusert vinkelhastighet: $\omega / \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$ ……..	[m^{-1}]
$^{*}\underline{\omega}$	Redusert vinkelhastighet: $^{*}\omega / \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}$ i beste driftstilstand …….	[m^{-1}]
$^{*}\underline{\Omega}$	Fartstall: $^{*}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^{*}\underline{Q}}$ …….	[-]

Prefikser

*	Angir tilstandsparametere ved beste driftstilstand hos turbiner
$^{\bullet}$	Angir tilstandsparametere ved maksimum turbinpådrag

Suffikser

0	Indeks for størrelser/parametere ved utløp av ledeapparat
1	Indeks for størrelser/parametere ved innløp til løpehjul
2	Indeks for størrelser/parametere ved utløp av løpehjul
3	Indeks for størrelser/parametere ved utløp av sugerør
m	Indeks for middelverdi
r	Indeks for ring
R	Indeks for reaksjon

s Indeks for sugerør, stråle i Pelton-turbiner

T Indeks for tyngdepunkt

u Indeks for hastighetskomponenter i omdreiningsretningen

z Indeks for hastighetskomponenter i meridianplan

1 Bakgrunn

Etter at utbygning av større vannkraftanlegg i Norge i det vesentlige har stoppet opp, har det åpnet seg et marked for prosjektering og utbygning av små-, mini- og mikrokraftverk. Som følge av dette har mange mekaniske verksteder gått i gang med produksjon og levering av turbiner til småkraftverkene.

Vannturbiner er mekaniske produkter som representerer høyteknologi. For å forvalte denne på en faglig forsvarlig måte kreves grunnleggende spesialisert innsikt både teoretisk og erfaringsmessig fra konstruksjon, produksjon og drift. Markedsføringen av småturbiner fra et økende antall mekaniske verksteder, har imidlertid vist at leveransene har vekslet i kvalitet og tilpasning til aktuelle anvendelser, i større grad enn det som er akseptabelt for brukerne.

Med basis i denne virkelighet er behovet til stede for at tilpasning og design av små turbiner kan kvalitetssikres før overlevering til kunden. Dette må i så fall være en egen post som er ført i kontrakten. Hva en godkjenningsordning som her benevnes **Kvalitetssikring av små vannturbiner,** skal omfatte og hvordan dette skal virkeliggjøres i praksis, blir behandlet i etterfølgende veileder med retningslinjer og anbefalinger.

I denne veileder behandles i hovedsak bare turbiner, rørledningsdeler knyttet direkte til turbinene og deres tilpasning til de naturgitte betingelser som de er designet for. Vannveien oppstrøms og nedstrøms turbinen med retningslinjer for oppbygningen av vannkraftverk er behandlet i andre forskrifter og standarder så vel for småkraftverk som store kraftverk. I tillegg til dette må det understrekes at det ved småkraftverk gjerne inntreffer andre driftsforstyrrelser enn ved normale større vannkraftverk. Dette kan være forstyrrelser som er av avgjørende betydning for lønnsomheten av anlegget og betyr gjerne at det er nødvendig å ta hele det aktuelle anlegg innbefattet vannveiene, i betraktning under ett.

2 Grunnlagsmateriale

Byggingen av små vannkraftverk er foretak som innbefatter en rekke hensyn. For å nevne noen hovedpunkter gjelder det forhold som henger sammen med naturen, lovverk og myndigheter, tekniske og økonomiske grunnlagsforhold for en utbygging. Utviklingen av små vannkraftverk vil derfor være en prosess som foregår i mange trinn. En publikasjon utgitt av Norges vassdrags- og energidirektorat omhandler dette. Denne publikasjonen heter **Veileder nr 2/2003,** og har tittelen: **Veileder i planlegging, bygging og drift av små kraftverk.** Denne publikasjon er videre her i teksten fremover betegnet: **Ref. [1].**

Veilederen inneholder 18 kapitler om de spesifikke temaer. Videre er det ett kapittel med henvisninger til lover etc. og forskrifter og ett kapittel med henvisninger til faglitteratur, foreninger etc.

Kapittel 1 i denne veileder gjennomgår den trinnvise prosessen fra påvisning av mulige prosjekter og frem til et kraftverk er på nettet.

For å gi en oversikt, nevnes trinnene i utviklingsprosessen av små kraftverk i punktvis rekkefølge nedenfor. Hvert av disse punktene behandles i ett eller flere av kapitlene i veilederen hvor fordypning gis i de enkelte temaer på en slik måte at ikke-profesjonelle utbyggere også kan få innsikt i teknikken og økonomien i slike kraftverk.

- Påvisning av muligheter
- Vannmengde, produksjon
- Fallhøyder for mulige alternativ
- Effektproduksjon
- Miljø
- Investeringsgrenser
- Prosjektering av kraftverk og valg av utstyr
- Grove kostnadsoverslag, +/- 20 %
- Produksjonsberegning
- Økonomi for prosjektene i grovvurderingen
- Prosjektøkonomi
- Fallrettigheter og andre rettigheter
- Utvelgelse av prosjekt for utbygging
- Prosjektbeskrivelse
- Søknad
- Utbyggings modell
- Oversikt over leverandører av utstyr og tjenester
- Nettavtale
- Kraftsalgsavtale
- Finansiering
- Kontrakt med totalentreprenør eller entreprenør og utstyrsleverandør
- Endelig prosjektøkonomi
- Overtakelse
- Drift og vedlikeholdsplanlegging

Som oversikten viser, gir Ref.[1] et rimelig komplett grunnlag av retningslinjer og holdepunkter som utbyggere av små kraftverk i utgangspunktet trenger å være kjent med når de vil videreføre tanken om utbygning av et kraftverk. I tillegg til dette nevnes at det finnes en rekke standarder eller normer av nasjonal eller internasjonal karakter som vil være aktuelle å forholde seg til, om spesifikke temaer spesielt angående design, kontroll, drift og vedlikehold av turbiner. Henvisning til relevante standarder for turbiner er gitt under referansene i denne publikasjonen.

Med tanke på kvalitetssikring av små turbiner, trengs det imidlertid videre utdypning i form av retningslinjer og anbefalinger for leveranseproduktene turbiner og turbindetaljer enn det Ref.[1] gir. Å dekke opp dette behov er hensikten i denne publikasjon som er gitt betegnelsen **Veileder for kvalitetssikring av små turbiner (KST).**

I Ref. [1] er definisjoner og begreper som er aktuelle og brukes innen vannkraft generelt, viet et eget kapittel. Terminologien i KST følger de samme definisjoner og begreper som i denne referansen.

3 Vannkraftverk

3.1 Innledende oversikt

I Ref.[1] behandles retningslinjer og fremgangsmåter for klarleggingen av naturforholdene og økonomiske vurderinger som ligger til grunn for bygging av et vannkraftverk innen kategoriene små, mini- og mikrokraftverk. En alminnelig inndeling av disse kraftverkene er:

- Mikrokraftverk Under 100 kW
- Minikraftverk 100 kW – 1.000 kW
- Småkraftverk Fra 1.000 kW og oppover til 10.000 kW.

Arrangement av et kraftverksanlegg.

En oversikt over aktuelle detaljer i arrangementet av et vannkraftverk er skjematisk vist i fig. 3.1.

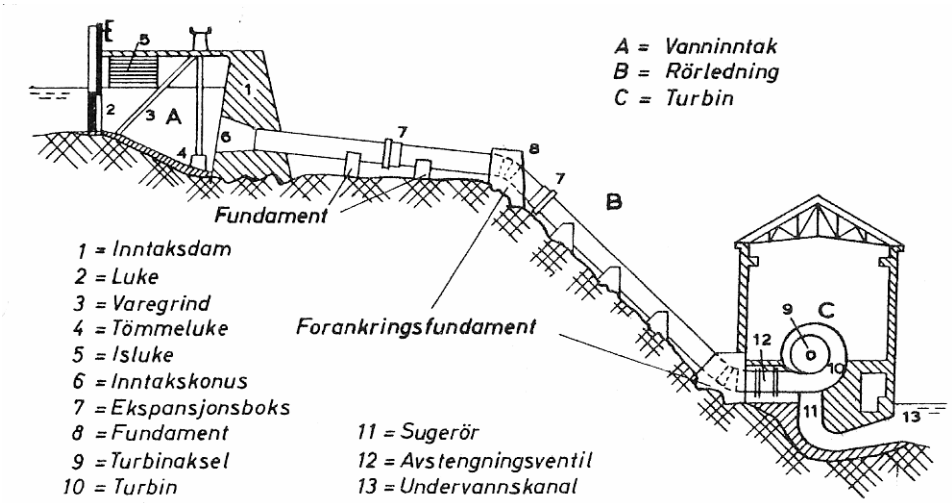


Fig. 3.1 Skjematisk oversikt over arrangementet av et vannkraftverk [2]

Anlegget er inndelt i tre hoveddeler: vanninntak, rørledning og turbin. Oversikt over aktuelle detaljer for hver av hoveddelene benevnes nedenfor.

Vanninntaket Utføres som regel i forbindelse med en oppstuvningsdam i elveløpet.

Varegrind Vanninntaket er utstyrt med en flattjerns rist som hindrer større forurensninger i elva fra å komme inn i turbinen.

Luker Vanninntaket er forsynt med én eller flere luker for avstengning av vannet og tømming av turbinanlegget. For øvrig finnes en tømmeluke til fjerning av lekkasjevannet gjennom den stengte hovedluke. Alt etter forholdene kan finnes særskilte spyleluker, isluker etc.

Vannledningen Vannledningen fra inntaket til turbinen utføres som åpen kanal, tunnel, rørledning eller trykksjakt eller en kombinasjon av disse.

Åpne kanaler Er som regel gravd i jord, sprengt i fjell eller bygd som renne av tre

eller betong.

Tunneler Er sprengt i fjell og er i alminnelighet ikke utfôret unntatt på steder hvor berggrunnen er av spesielt dårlig kvalitet. Tunneler kan ofte være utsatt for høye vanntrykk.

Rørledninger Består oftest av stålrør ved høye vanntrykk, men kan også være av duktilt støpejern, glassfiberrør, trerør og plastrør. Mer detaljert beskrivelse av rør og utførelser av rør i Ref.[1], kapittel 7.

Fundamenter Røret legges opp på fundamenter gjerne støpt av betong. Mer detaljert beskrivelse av fundamentering i Ref.[1], kapittel 7.

Rørforankring I visse punkter, knekkpunktene, må røret forankres mot forskyvning på grunn av sin vekt, vannets trykk og de krefter som fremkalles av temperaturforandring.

Ekspansjonsbokser Anbringes som regel i lengre rørledninger for å oppta de lengdeforandringer som temperaturkreftene fremkaller.

Trykksjakter Er sprengt i fjell, vanligvis med en helning 35^o – 45^o og utfôres med rør sveiset av stålplate. Mellom rør og fjell brukes et mellomrom på 15 – 20 cm som fylles med beste sort betong.

Fordelingsbasseng Ved svært lange tilførselsledninger fram til turbinene vil det uten spesielle foranstaltninger oppstå store trykkendringer under normal regulering av turbinvannføringen. For å bøte på dette anbringes det et fordelingsbasseng, som vanligvis er en vertikal sjakt nedentil forbundet med tilførselsledningen og oventil har vannspeilet mot fri luft. Fordelingsbasseng plasseres så nær turbinen som mulig. I praksis er det øverst i rørledningen, fordi vannspeilet i fordelingsbassenget må kunne komme høyere enn i inntaksbassenget.

Rørbruddventil Anbringes i rørledningen like nedenfor fordelingsbassenget. Den skal stenge automatisk når vannhastigheten kommer over en bestemt størrelse f. eks. ved rørbrudd.

Turbinen	Av turbinens deler nevnes her bare de viktigste hoveddeler.
Ledeapparatet	Er vanligvis regulerbart, gir vannhastigheten den retning som passer til innstrømningen på løpehjulet. (Ledeapparatet vist ved Le på fig. 3.2, 3.3 og 3.4)
Løpehjulet	Vannføringens effekt omsettes i løpehjulet til mekanisk effekt som overføres til akselen. (løpehjulet vist ved Lø på fig. 3.2, 3.3 og 3.4)
Turbinakselen	Løpehjulet er festet til turbinakselen.
Radiallager	Akselen styres i et radiallager.
Aksiallager	Aksiallageret opptar kraften på løpehjulet i aksial retning på grunn av vannets trykk og reaksjon, ved vertikale turbiner også vekten av de roterende deler.
Spiraltrommen	Fører vannet fra turbinrøret inn til ledeapparatet på fullturbinen og kan danne understøttelse for dennes lagre. Spiraltromme vist på fig. 3.3. (Inndelingen av turbiner i partial- og fullturbiner, er definert i Ref.[1]. kapittel/avsnitt 7.4.1)
Sugerøret	Leder vannet fra løpehjulet ut i undervannskanalen. (Angitt på fig. 3.3 og fig. 3.4)
Avstengningsorgan for turbinen	Et avstengningsorgan plasseres oppstrøms turbinen. Det kan være en luke, strupeventil, sluseventil etc. Ved dykkede turbiner plasseres et avstengningsorgan – oftest luke – også i utløpet fra sugerøret.

Vannveien. I denne oversikt innbefatter **betegnelsen vannvei** ledningssystemet som fører vannet fra inntaket frem til turbinen og systemet som leder vannet bort fra turbinen. Den tekniske planlegging av slike systemer er behandlet i Ref. [1], og for videre redegjørelse om dette, henvises spesielt til kapittel 7 i Ref.[1].

Hydrauliske energitap i vannveien. Den del av vannveien som er av særlig betydning for driftsøkonomien i vannkraftverket, er vannledningen i tilløpet til turbinen. Derfor er det viktig å utføre denne ut fra optimale dimensjoneringskriterier. I Ref. [1] er vist en metode for dette, og det henvises spesielt til kapittel 6, bilag 6.1 i denne.

For dimensjoneringen av rør, vises til metoder for beregning av de hydrauliske tap og data for relevante friksjonskoeffisienter i kapittel 7, avsnitt 7.2.1, og tilsvarende tapsberegninger for tunneler i kapittelavsnitt 7.2.2 i Ref. [1].

Turbiner. En vanlig måte for inndeling av vannturbiner slik som beskrevet i Ref. [1], kapittel 7, avsnitt 4, er en gruppering i de to kategoriene:

- **Partialturbiner**, også kalt fristråleturbiner, blir for øvrig betegnet som impulsturbiner. Fra ledeapparatet strømmer vannet gjennom friluft til løpehjulsskovlene i en avgrenset del av løpehjulsomkretsen, og benevnes derfor også liketrykksturbin. Pelton- og Turgo- turbiner hører til denne kategori.
- **Fullturbiner,** betegnes dessuten som reaksjonsturbiner**.** Dette er turbiner hvor ledeapparatet danner et sammenhengende kammer som fordeler vannstrømmen inn i alle løpehjulskanalene rundt hele omkretsen av løpehjulet. Vanntrykket i dette kammer vil være forskjellig fra trykket i den ytre atmosfære. Av denne grunn benevnes disse turbiner også overtrykksturbiner. Francis og Kaplan turbiner hører til denne kategori.

Prinsippskisser av de vanlige vannturbiner er vist i snitt gjennom en Pelton-turbin på fig. 3.2, en Francis-turbin på fig. 3.3 og en Kaplan-turbin i fig. 3.4.

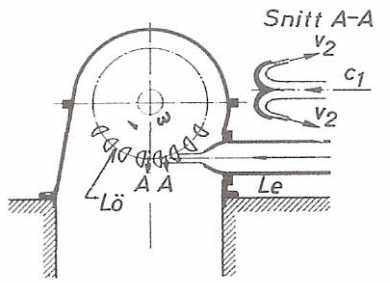


Fig. 3.2 Pelton-turbin [2]

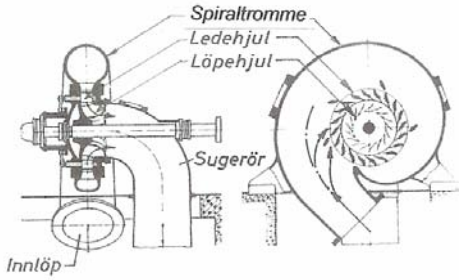


Fig. 3.3 Fracis-turbin [2]

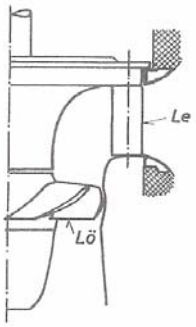


Fig. 3.4 Kaplan-turbin[2]

3.2 Tilpasning av en vannturbin til gitte anleggsbetingelser

De grunnleggende naturstørrelser for valg og dimensjonering av vannturbiner er

- Gjennomsnittlig vannføring Q [m^3/s].
- Tilgjengelig fallhøyde H [m]

Disse størrelser danner basis for energiproduksjonen i vannfallet. For definisjon og beregning av energiproduksjonen henvises til Ref. [1], kapittel 4.

3.2.1 Gjennomsnittlig vannføring

I Ref. [1] er redegjort for metoder og data for bestemmelse av hvor mye vann som gjennomsnittlig vil renne til inntakspunktet for et kraftanlegg i løpet av et år og hvordan vannføringen fordeler seg over året og fra år til år. For en detaljert innsikt i dette henvises til kapittel 3, Hydrologi, i Ref.[1].

3.2.2 Tilgjengelig fallhøyde

Høydeforskjellen mellom overvannsspeilet O.V., og undervannsspeilet U.V., i et vannfall er her betegnet H_{tot} slik som vist på fig. 3.5. Denne høydeforskjellen kan ikke utnyttes like godt ved partial- og fullturbiner.

Ved partialturbinene må løpehjulet rotere fritt i luft. Derfor må turbinen anbringes i en viss høyde over undervannet slik at dette ikke virker forstyrrende inn på løpehjulet. Dessuten må det være så stor lufttilgang til løpehjulet at det ikke dannes vakuum med påfølgende hevning av undervannsspeilet. Mellom avløpet fra løpehjulet og undervannsspeilet må det derfor bli en viss høyde som ikke kan utnyttes.

I motsetning til partialturbinene kan en fullturbin like gjerne plasseres under som over undervannsspeilet. I tilfelle turbinen dykkes, er det innlysende at hele fallhøyden blir utnyttet. Men hele fallhøyden kan utnyttes også om turbinen plasseres over undervannet, dersom den utstyres med et lufttett rør (kalt sugerør) som forbindes med turbinens avløpsside og føres ned i undervannet.

Netto fallhøyde. Med netto fallhøyde menes den høyde i meter som står til rådighet for turbinen. Denne høyde betegnes med H_n og defineres som høydedifferansen mellom overvanns- og undervannsspeilet ved sugerøret minus tapene i vannledningen fra overvannet frem til et definert ledningstverrsnitt oppstrøms turbinen. Dette er skjematisk vist på fig. 3.5.

Som angitt på figuren, er dette det samme som trykkhøyden h_p i det angitte punkt i tverrsnittet oppstrøms turbinen målt over undervannsspeilet ved sugerøret, pluss hastighetshøyden $c^2/2g$ i måletverrsnittet.

Ved turbiner uten sugerør og med løpehjulet roterende i luft blir netto fallhøyde H_n lik høydedifferansen mellom overvannsspeilet og midlere utløpspunkt fra løpehjulet minus de angitte trykktap i ledningen fram til turbinen.

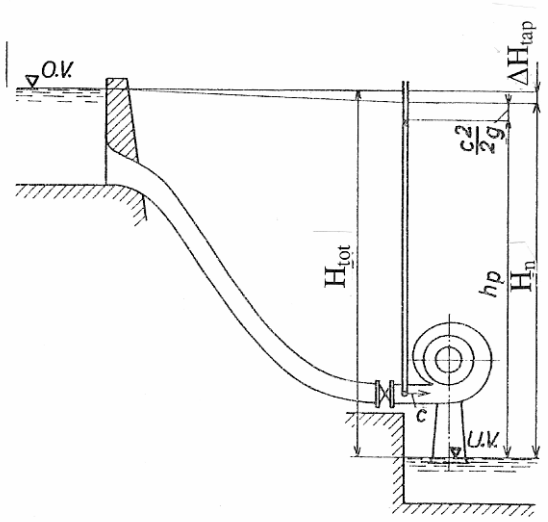


Fig. 3.5 Angivelse av netto fallhøyde H_n for en fullturbin [3]

3.2.3 Valg av turbin

Med fastlagte data for:

- Vannføringen til en turbin Q [m^3/s]
- Netto fallhøyde H_n [m]

beregnes turbineffekten:

$$P_t = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta \qquad [W]$$

hvor	ρ	Vannets tetthet	[kg/m^3]
	g	Tyngdens akselerasjon	[m/s^2]
	η	Turbinvirkningsgrad	[-]

På grunnlag av evalueringen av de naturgitte størrelser, er hovedbetingelsene for valg av turbin gitt. I tillegg til dette er omdreiningstallet n en størrelse som må vurderes og velges ut fra hensynet til nettfrekvens og pris på aggregatet. Omdreiningstallet n angis normalt med antall omdreininger i minuttet. Men det kan forekomme at n også angis i antall omdreininger i sekundet slik som vist i visse uttrykk nedenfor. Istedenfor omdreiningstallet n regnes i mange sammenhenger med vinkelhastigheten som betegnes med ω. Sammenhengen mellom vinkelhastigheten og omdreiningstallet er gitt i uttrykket:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \qquad \text{[rad/s], når n innsettes i omdr./min.}$$

Til hjelp for vurderingene av turbinvalg, er et klassifikasjonskriterium gitt, og dette benevnes: ***Fartstall.*** Dette er et dimensjonsløst tall som beregnes på basis av de naturgitte data for vannføring og fallhøyde samt omdreiningstallet for turbinen. Fartstallet beregnes på følgende måte:

- Beregning av turbinens kapasitet $^{*}\underline{Q} = {}^{*}Q / \sqrt{2 \cdot g^{*} \cdot H_n}$ [m^2]
- Redusert vinkelhastighet $^{*}\underline{\omega} = \pi^{*} \cdot n / \sqrt{2 \cdot g^{*} \cdot H_n}$ [m^{-1}], når omdreiningstallet n [omdr./s]
- **Fartstallet** $^{*}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^{*}\underline{Q}}$

Markeringen med stjerne øverst til venstre av vannføringen, $^{*}Q$, netto fallhøyden, $^{*}H_n$, omdreiningstallet, $^{*}n$, og fartstallet $^{*}\underline{\Omega}$, er gjort for å representere disse størrelsene med de tallverdier som legges til grunn for dimensjoneringen av turbinen og som for øvrig betegner turbinens beste driftspunkt.

I stedet for fartstallet, blir i praksis også andre klassifikasjonstall benyttet. Her nevnes:

- Spesifikt omdreiningstall $n_s = n \cdot \sqrt{Q} / \sqrt[4]{(g \cdot H_n)^3} = 17{,}5 \cdot {}^{*}\underline{\Omega}$, når n i [omdr./min]
- Alternativt $n_q = n \cdot \sqrt{Q} / H_n^{3/4} = 95 \cdot {}^{*}\underline{\Omega}$, når n i [omdr./min]

Som ligningene viser, kan disse klassifikasjonstallene med rimelig tilnærmelse beregnes av fartstallet (eller også omvendt).

Valg av turbintype. Med gitt fartstall kan turbintype velges. De ordinære turbiner dekker spesifikt markerte områder som vist i fig. 3.6

De tre hovedtypene Pelton-, Francis- og Kaplan-turbiner omfatter hvert sitt fartstallsområde, og supplerer hverandre på en ideell måte. Det betyr at i grenseovergangen mellom Pelton- og Francis-turbiner kan avhengig av forholdene, valget bli enten den ene eller andre av disse to. Tilsvarende ved overdekningen i andre enden av skalaen for Francis-turbiner, kan valget stå mellom Francis- og Kaplan-turbiner.

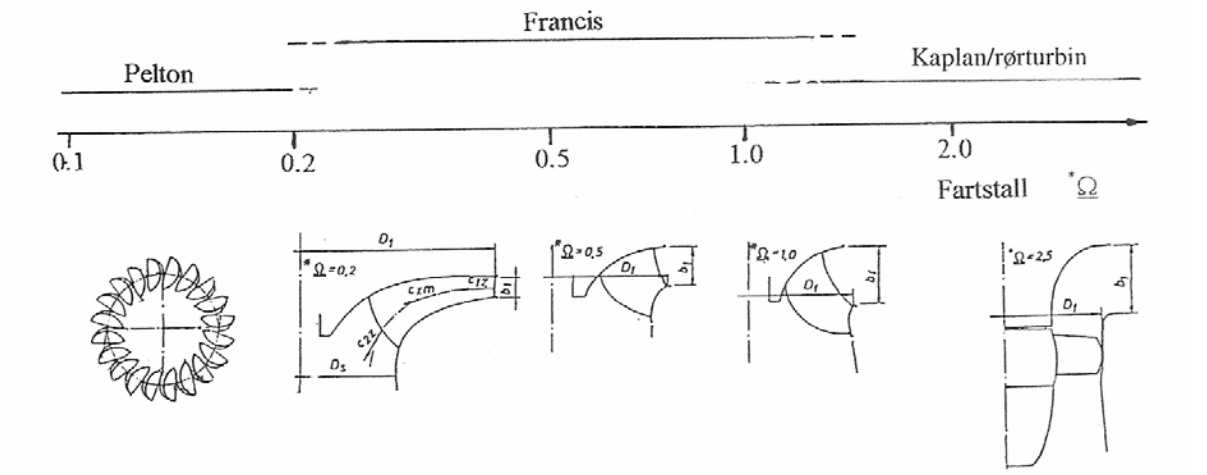


Fig. 3.6 Vannturbiner klassifisert ved fartstallet $^{*}\underline{\Omega}$ *[5]*

I tillegg til de tre turbintypene som er nevnt, finnes det et par andre, men disse har vesentlig mindre utbredt anvendelse. Den ene er tverrstrømsturbin (Crossflow turbin), som overlapper deler av bruksområdet for Kaplan-, Francis- og Pelton-turbiner, og den andre er Turgo-turbin, en fristråleturbin.

Tilpasning av turbin. Ved tilpasningen tilstrebes så høyt omdreiningstall som rimelig og mulig. Det tilsvarende fartstall må deretter sjekkes om det passer til spesifikke forhold som

- aggregatets effekt
- maksimale periferihastigheter på løpehjulets utløpsside i Francis- og Kaplan-turbiner.

For små turbiner kan dette innebære avveining om det er fornuftigere å anvende oversetning i form av gir eller removerføring fra turbin til generator istedenfor direkte kobling. Remdrift kan anvendes for effekter opp til 600 kW.

I tillegg til holdepunkter som er nevnt, henvises også til synspunkter og hensyn som er fremført i Ref. [1], kapittelavsnittene 7.4.3 og 7.4.5.

3.3 Hydraulisk dimensjonering av vannturbiner

Hver enkelt turbintype har sin karakteristiske utforming. Men som fig. 3.6 antyder for Francis-turbiner, vil utformingen av løpehjulet i hydraulisk henseende variere i avhengighet av fartstallet. De hydrauliske forhold og strømningstekniske betingelser som danner grunnlaget for denne utformingen og dimensjoneringen av løpehjulene, blir nærmere beskrevet i det følgende for de tre turbintypene Pelton, Francis og Kaplan. Det er disse tre typer som i hovedsak spiller noen rolle i praksis. Derfor avgrenses beskrivelsene av den hydrauliske dimensjonering til disse.

Designpunkt. Designpunktet for en turbin er normalt beste driftspunkt, nevnt i avsnitt 3.2.3, og er markert med stjerne for:

vannføringen, ${}^*Q$ [m^3/s], netto fallhøyde, ${}^*H_n$ [m], og omdreiningstallet, ${}^*n$ [omdr./min].

I dette driftspunkt forutsettes at turbinen oppnår sin maksimale virkningsgrad, som markeres ved $\eta = {}^*\eta$.

Fordi kombinasjonene av ${}^*Q$, ${}^*H_n$ og ${}^*n$ vil kunne være meget forskjellige fra ett anleggstilfelle til et annet, er det innlysende at tilpasningen av turbinen må bli spesifikk for hvert enkelt tilfelle. Det system som kombinerer disse tre størrelser på en slik måte at en passende turbin kan utformes og dimensjoneres, er basert på fartstallet ${}^*\underline{\Omega}$ (eller andre tilsvarende klassifikasjonstall). Dette danner utgangspunktet først for valget av turbin og dernest for valget av erfaringsdata som er knyttet til den hydrauliske utformingen av den valgte turbin ved gitt fartstall.

Betingelsene for å få en optimal omsetning av natureffekten $P = \rho \cdot g^* \cdot Q^* \cdot H_n$ i turbinen er at:

1. Hele vannføringen ${}^*Q$ går gjennom turbinen uten at noe strømmer forbi.
2. Ved omdreiningstall ${}^*n$ som er lagt til grunn, må løpehjulet være utformet slik at vannstrømmen mellom innløp og utløp av skovlene, avgir størst mulig del av den spesifikke effekten $\rho \cdot g^* \cdot H$ til løpehjulet (og videre derfra til turbinakselen).

Disse betingelser ligger til grunn for de erfaringsdata som igjen danner basis for design og dimensjonering av turbiner av de respektive typene Pelton, Francis og Kaplan. En detaljert gjennomgang av dette er forbundet med teori og beregninger som er vist i **APPENDIKS A.**

Her i det følgende skal strømningsforhold og effektoverføring i partialturbinen Pelton og i fullturbinene Francis og Kaplan avklares prinsipielt og illustreres ved figurer.

3.3.1 Partialturbiner

Strømningsforhold i Pelton-turbiner. Fig. 3.7 viser utsnitt av et Pelton-løpehjul hvor vannstrålen ut av munnstykket i ledeapparatet (dyse med nålregulering) kommer inn på løpehjulsskovlene, som er plassert med samme innbyrdes avstand rundt hele omkretsen av hjulskiven. Nederst til venstre på figuren er tegnet en skovl sett inn mot denne i strålens

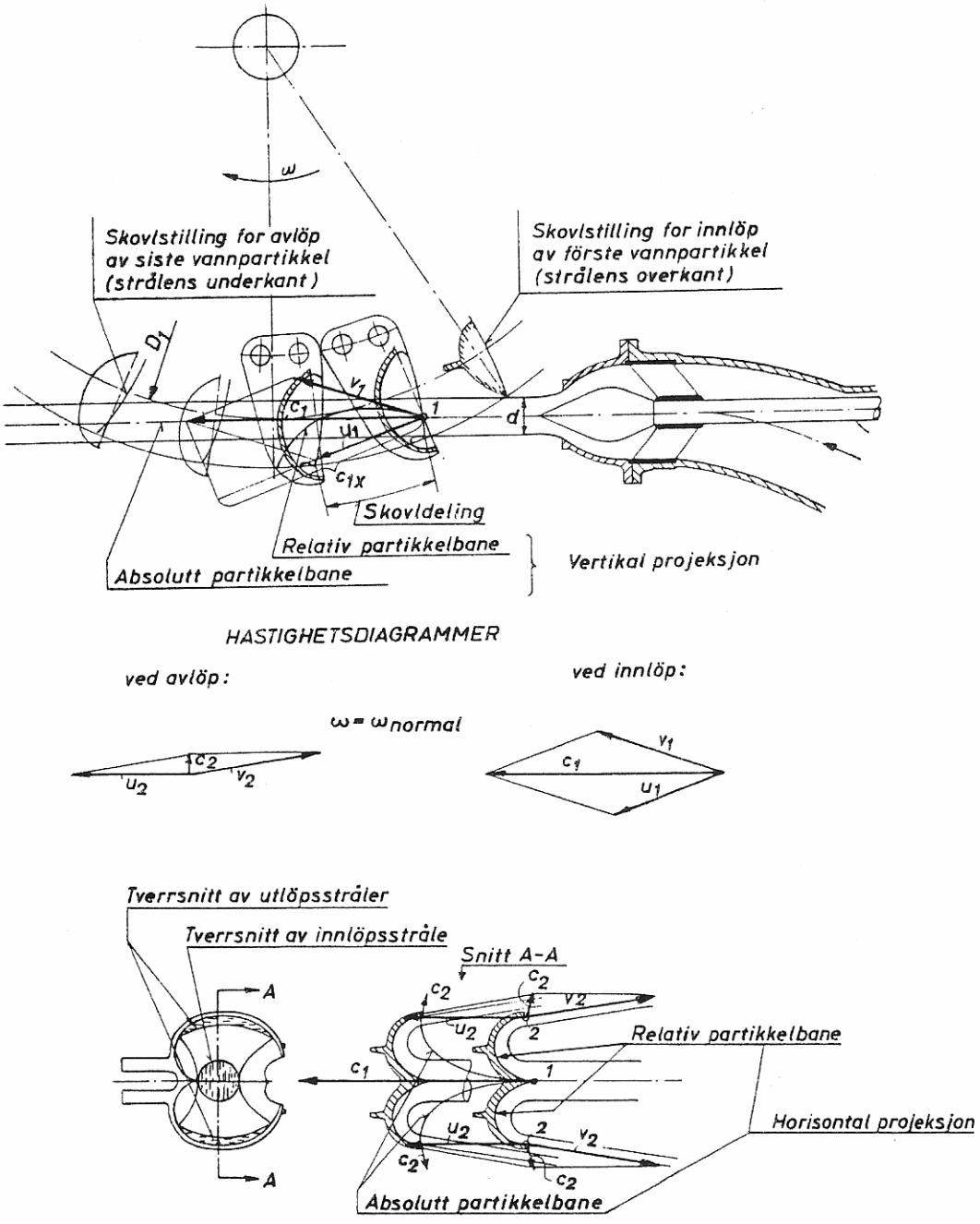


Fig.3.7 Strømningsforhold i Pelton løpehjulsskovler [2]

retning, dessuten er tverrsnittene av innløpende og utløpende stråler inntegnet. Til høyre nederst på figuren er tegnet snitt gjennom to skovler etter hverandre med snitt lagt som vist ved snittlinje A – A. I dette snitt er vist hvordan innløpende stråle deles av skovleggen og

avbøyes av skovlen så mye at utløpsstrålene så vidt går klar forbi skovlen som ligger bakenfor, sett i rotasjonsretningen.

Vannhastigheten c_1 ut av dysen kan vi regne ut av følgende ligningsuttrykk når vi kjenner netto fallhøyde H_n:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad [m/s]$$

hvor φ er koeffisient for friksjonen i dysen. Rimelig verdi for $\varphi = 0,98$.

Som utgangspunkt i betraktningene videre antas at løpehjulet roterer med konstant vinkelhastighet ω. Vi ser på én vannpartikkels forløp over en skovl, og betrakter da for eksempel den partikkel som befinner seg i strålens midtlinje og er i ferd med å løpe inn på en skovl i punkt 1 på fig. 3.7. Denne skovl er dessuten tegnet i en posisjon som svarer akkurat til det øyeblikk skovlen opptar det fulle stråletverrsnitt. Vannpartikkelens ***absolutthastighet*** c_1 i strålens retning er bestemt i ligningen ovenfor. Videre kjenner vi løpehjulets ***omdreiningshastighet*** $u_1 = r_1 \cdot \omega$ svarende til radien r_1 i punkt 1. Denne hastighet er rettet langs tangenten til løpehjulssirkelen gjennom punktet.

Med størrelse og retning kjent av både vannpartikkelens absolutthastighet c_1 og løpehjulets omdreiningshastighet u_1, kan vi også finne partikkelens hastighet i forhold til skovlen, altså ***relativhastigheten*** v_1. Dette skjer ved å tegne opp de tre hastighetsvektorene med sine respektive størrelser og retninger i et parallellogram, som betegnes hastighetsdiagram. Dette er vist på fig. 3.7 under overskriften HASTIGHETSDIAGRAMMER, ved innløp. Etter at vannpartikkelen er kommet inn på skovlen, blir dens bevegelsesretning avbøyd nesten til motsatt innløpsretning når den forlater skovlen igjen i punkt 2, slik som vist i snitt A – A nederst til høyre på figuren. Under avbøyningen i skovlen avgir partikkelen sin impulskraft svarende til forandringen av den relative hastighetsvektor fra v_1 til v_2. Vannpartikkelens strømning over skovlen er også forbundet med litt tap. Av denne grunn vil størrelsen av hastighetsvektor v_2 være litt mindre enn v_1. Overføringen av impulskraft fra vannpartikkelen til skovlen skyldes derfor i det store og hele forandringen av den relative hastighets retning. Størst ville denne virkning bli ved en avbøyning på 180^o. Men avbøyningen må selvsagt ikke gjøres større enn at partikkelen etter at den har forlatt skovlen, løper fritt forbi skovlen bakenfor. Forutsatt at strømningstapet over skovlen er så lite at relativhastigheten v_2 er tilnærmet lik v_1, er det rimelig klart å finne vannpartikkelens hastighetsdiagram ved utløpskanten i punkt 2. Omdreiningshastigheten u_2 vil vi sette er den samme som u_1 fordi vi kan regne med at vannpartikkelen løper inn og ut på samme diameter. Vi tegner derfor opp

hastighetsvektorene u_2 og v_2 i punkt 2 og finner absolutthastigheten c_2 ved utløp lik diagonalen i parallellogrammet med u_2 og v_2 som sider. Av dette ser vi at c_2 blir meget mindre enn c_1 som også var hensikten.

Fra det øyeblikk vannpartikkelen kommer inn på skovlen i punkt 1 til den forlater denne i punkt 2, går det en viss tid, og løpehjulet roterer i det samme tidsrom en viss vinkel. Ved å tegne samsvarende posisjoner av skovlen og vannpartikkelen på denne etter hvert som partikkelen vandrer over skovlen, vil vi finne partikkelens absolutte bane slik som angitt på fig. 3.7.

Betraktningen ovenfor av denne ene vannpartikkels vandring over en Pelton-skovl, illustrerer gjennomløpet også for alle de andre partikler vannpartiklene som strålen består av. Riktignok vil partiklene gjennomløpe forskjellige baner, men selv om de gjør det, så regner vi i praksis med at overføringen av impulskraft blir den samme fra alle vannpartiklene.

Ved å se nærmere på strålen og skovlen mens løpehjulet roterer, vil vi se at en skovl som nettopp griper inn i strålen, etter hvert opptar mer og mer av stråletverrsnittet inntil den kutter hele strålen. Men straks en skovl opptar fullt stråletverrsnitt, griper den bakenforliggende skovl inn i strålen og skjærer bort større og større del av stråletverrsnittet. En skovl tilbakelegger altså en veilengde som angitt på figuren i tidsrommet mellom innløpet av første og siste vannpartikkel.

Avbøyningen av strålen ser vi kan gjøres større når skovldelingen er stor enn når den er liten. Derfor gjøres skovldelingen så stor som mulig, men ikke større enn at alle vannpartikler i strålen kommer til virkning på skovlene.

Effektoverføring i Pelton-turbiner. Impulskraften som overføres fra strålen til skovlene, er bestemt av vannføringen Q og komponenten av strålehastigheten c_1 i omdreiningsretningen av løpehjulet ved innløpet og komponenten i omdreiningsretningen av hastigheten c_2 ved utløpet er vist på fig. 3.8,

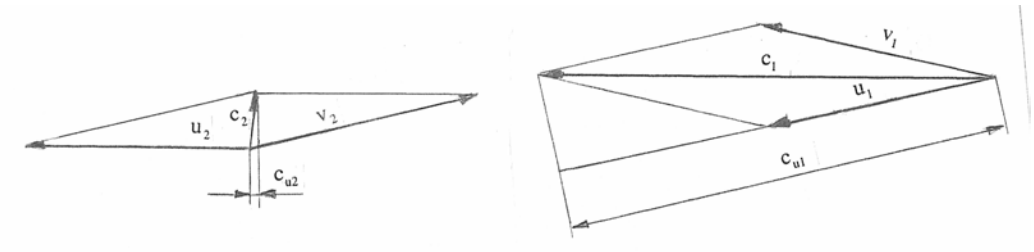


Fig. 3.8 Hastighetsdiagrammer ved innløp og utløp av Pelton-turbinskovl

og betegnes med c_{u1} ved innløpet og c_{u2} ved utløpet fordi de har samme retning som omdreiningshastigheten u. Impulskraften som overføres til løpehjulet blir da:

$$F_R = \rho \cdot Q \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \quad [N]$$

Impulskreftene utøver et moment rundt omdreiningsaksen svarende til radien fra akselsenteret til midten av strålens midtpunkt ved henholdsvis innløp og utløp av løpehjulet. For Pelton-turbiner regnes at innløp og utløp skjer ved samme radius. Derfor blir uttrykket for overført dreiemoment til turbinakselen:

$$T = \rho \cdot Q \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \cdot r_1 \qquad [Nm]$$

Effekten som dette dreiemoment overfører til løpehjulet ved en vinkelhastighet ω er:

$$P_{Lø} = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \cdot r_1 \cdot \omega \qquad [W]$$

Nå er $u_1 = r_1 \cdot \omega$ slik at effekten som er overført til løpehjulet, kan skrives:

$$P_{Lø} = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \cdot u_1 \qquad [W]$$

Denne ligning betegnes gjerne som ***turbinens hovedligning***.

Ved en nærmere betraktning av denne ligning vet vi i utgangspunktet at absolutthastigheten c_1 er konstant, og dermed c_{u1} = konstant. Holder vi Q konstant, men varierer vinkelhastigheten ω, vil $u_1 = r_1 \cdot \omega = u_2$ samt c_{u2} variere. Effekten $P_{Lø} = 0$ når $u_1 = u_2 = 0$; i dette tilfelle er dessuten $c_{u2} \approx -c_{u1}$. Ved å sette løpehjulet i rotasjon fra stillstand og øke hastigheten, vil vi se at c_{u2} vil avta i størrelse og nærme seg null når u_1 økes henimot $c_1/2$. Samtidig øker effekten $P_{Lø}$. Økes rotasjonshastigheten videre slik at u_1 øker henimot c_{u1}, vil c_{u2} også øke og nærme seg c_{u1}. Det vil si at $(c_{u1} - c_{u2})$ går mot null, og dermed går $P_{Lø}$ også mot null. I dette tilfelle går turbinen i rusning.

Undersøkelser har vist at effekten som overføres til løpehjulet, $P_{Lø}$, oppnår sin største verdi når c_{u2} tilnærmet er lik null og altså u_1 omtrent lik $c_1/2$.

I designpunktet som representerer beste driftstilstand for turbinen, regnes altså ${}^*u_2 \cdot {}^*c_{u2} = 0$, og effekten som tilføres løpehjulet, blir da:

$${}^*P_{Lø} = \rho \cdot {}^* Q \cdot {}^* u_1 \cdot {}^* c_{u1}$$

Hydraulisk design av Pelton-turbiner. I samsvar med redegjørelsene foran baseres hydraulisk design av løpehjul for Pelton-turbiner på følgende retningslinjer:

Fartstall ${}^*\underline{\Omega} = {}^* \underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^* \underline{Q}}$, som baseres på:

- De fastlagte naturstørrelsene: vannføring ${}^*Q$, netto fallhøyde ${}^*H_n$.

- Valgt omdreiningstall $^{*}n$, etter skjønn og vurdering av at det legges så høyt som praktisk mulig ut fra hensyn til nettfrekvens, antall stråler og gir.
- Største fartstall for 1 stråle regnes maksimum $^{*}\underline{\Omega} = 0{,}1$; men man går helst ikke så høyt, fordi man bør tilstrebe å gjøre forholdet $^{\bullet}d_s / D \le 0{,}1$, hvor $^{\bullet}d_s$ representerer største stråldiameter ved full pådragsgrad $^{\bullet}\kappa$ som vil være ca. $1{,}4$, og D er løpehjulsdiameteren svarende til tangeringspunktet for strålens midtlinje.
- Det regnes med at det maksimale antall stråler en turbin kan ha, er 6. Med 6 stråler blir fartstallet $^{*}\underline{\Omega} \approx 0{,}17$ ved en pådragsgrad $^{\bullet}\kappa = 1{,}4$.

Strålehastighet $c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g^{*} \cdot H_n}$ [m/s]; der $\varphi = 0{,}98$

Stråldiameter $d_s = \sqrt{\dfrac{4^{*} \cdot Q}{Z \cdot \pi \cdot c_1}}$ [m]; der Z er antall stråler

Omdreiningshastighet $u_1 = \dfrac{\omega \cdot D}{2} = 0{,}48 \cdot \sqrt{2 \cdot g^{*} \cdot H_n}$ [m/]

Vinkelhastighet $\omega = \dfrac{\pi \cdot n}{30}$ [rad/s]

Omdreiningstall n [omdr./min]

Diameter av løpehjulet ved tangeringspunktet for strålens senterlinje:

$$D = \frac{2 \cdot^{*} u_1}{^{*}\omega} \quad [m]$$

Tommelfingerregler:

- $\dfrac{D}{d_s} = 10$ for H $\le$ 400 [m]
- $\dfrac{D}{d_s} = 15$ for H = 1400 [m]
- B = 3,1·d_s for turbin med 1 stråle
- B = 3,2·d_s for turbin med 2 stråler
- B = 3,3·d_s for turbin med 4 – 5 stråler
- B = 3,4·d_s for turbin med 6 stråler

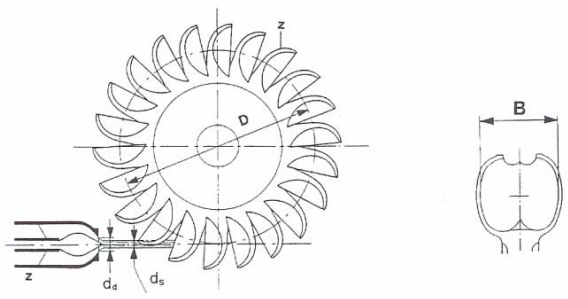


Fig.3.9 Pelton-turbin [4]

Dysediameter d_d og nålslag Y_s blir valgt: $d_d \approx 1{,}3 \cdot d_s$ og $Y_s = 0{,}85 \cdot d_s$ for nålvinkel 55^o og dysevinkel 85^o.

Avstand fra strålesenter til vannspeilet under løpehjulet ved fullast for vertikale turbiner settes til $3{,}5 \cdot B$ eller tilnærmet lik hjuldiameter D.

Empirisk formel for diameter på turbinhus for vertikale turbiner: $D_H = D_{hjul} + KB_{skovl}$. Konstant K er avhengig av antall stråler: $8 < K < 9$. For horisontale turbiner bør $B_{hus} \approx 4B_{skovl}$.

Et eksempel på hydraulisk dimensjonering av en Pelton-turbin er gitt i **APPENDIKS A.**

3.3.2 Fullturbiner

Strømningsforhold i fullturbiner. Strømningsforholdene har en karaktermessig lik bakgrunn i alle fullturbiner. For en gjennomgang av dette, konsentreres betraktningene om et aksialsnitt gjennom en vilkårlig valgt Francis-turbin som vist i fig. 3.10. Turbinen står i åpen kum, med vertikal aksel og sugerør rett ned i undervannet. Vi vil se på vandringen av én partikkel gjennom turbinen og sugerøret. Først festes oppmerksomheten ved skovlsnittene gjennom henholdsvis ledeapparatet og løpehjulet til høyre på fig. 3.10. Disse snitt representerer egentlig snittbildene av skovlene i utfoldede flater av kjegler som har akse i turbinakselen, og som tangerer kurvekonturen a – b i gitte punkter i henholdsvis ledeapparat og løpehjul. For enkelhets skyld antas at ledeapparatet har faste skovler. Løpehjulet som er festet til akselen, antas å rotere med en viss vinkelhastighet ω, og vannet fyller alle løpehjulskanaler og sugerøret helt.

På samme måte som i partialturbinen vil vi her betrakte bevegelsen av én vannpartikkel som hele veien forutsettes å bevege seg på overflaten av et omdreiningslegeme med akse i turbinakselen og kurve a – b som kontur i aksialsnittet. Vi starter betraktningen av vannpartikkelen i punkt a ved innløpet i skovlsnittet gjennom ledeapparatet. Gjennom ledeskovlkanalen beveger partikkelen seg langs en bane som vist. Ledeskovlene er formet slik at vannpartikkelens bevegelse blir bøyd fra nær radiell retning ved innløp til en relativt stor komponent i løpehjulets omdreiningsretning ved utløp av ledeskovlkanalen. Det punkt som svarer til ledeapparatets utløpskant, angis med indeks null slik at vi for partikkelhastigheten der skriver c_o. Retningen av c_o regnes her å falle sammen med retningen av skovlene i utløpet av ledeapparatet, og komponenten av c_o i omdreiningsretningen betegnes med c_{uo}.

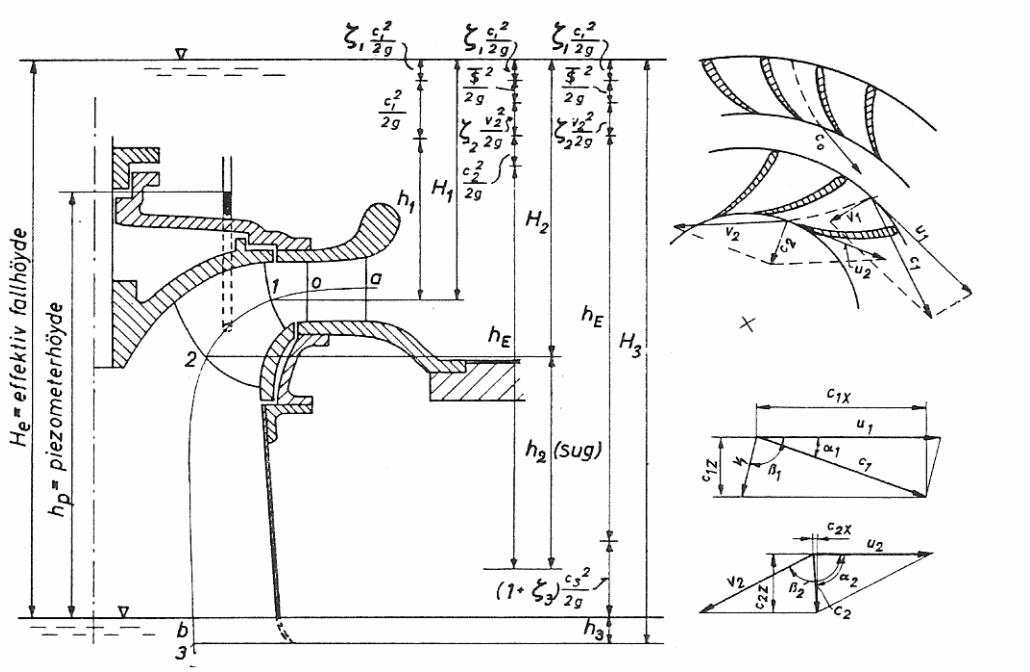


Fig. 3.10 Aksialsnitt gjennom en Francis-turbin [2]

Mellom utløpet av ledeapparatet og innløpet på løpehjulet følger bevegelsen av vannpartikkelen den hydrodynamiske lov som sier at retning, dessuten er tverrsnittene av innløpende og utløpende stråler inntegnet. Til høyre nederst på figuren er tegnet snitt gjennom to skovler etter hverandre med snitt lagt som vist ved snittlinje A – A. I dette snitt er vist hvordan innløpende stråle deles av skovleggen og avbøyes av skovlen så mye at utløpsstrålene så vidt går klar forbi skovlen som ligger bakenfor, sett i rotasjonsretningen.

Vannhastigheten c_1 ut av dysen kan vi regne ut av følgende ligningsuttrykk når vi kjenner netto fallhøyde H_n:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad [m/s]$$

hvor φ er koeffisient for friksjonen i dysen. Rimelig verdi for $\varphi = 0,98$.

Som utgangspunkt i betraktningene videre antas at løpehjulet roterer med konstant vinkelhastighet ω. Vi ser på én vannpartikkels forløp over en skovl, og betrakter da for eksempel den partikkel som befinner seg i strålens midtlinje og er i ferd med å løpe inn på en skovl i punkt 1 på fig. 3.7. Denne skovl er dessuten tegnet i en posisjon som svarer akkurat til det øyeblikk skovlen opptar det fulle stråletverrsnitt. Vannpartikkelens ***absolutthastighet*** c_1 i

$r \cdot c_{u0}$ = konstant for hele mellomrommet.

Her er r lik radien målt fra omdreiningsaksen til punkter i mellomrommet som for øvrig kalles *omdreiningshulrom.* Betegnes innløpspunktet på løpehjulsskovlen med indeks 1, kan vi beregne

$r_1 \cdot c_{u1} = r_0 \cdot c_{u0}$ og videre $c_{u1} = \frac{r_0 \cdot c_{u0}}{r_1}$, som er vannpartikkelens hastighet i omdreiningsretningen ved innløpet til løpehjulet.

Omdreiningshastigheter for løpehjulet:

$u_1 = r_1 \cdot \omega$ ved innløpet til løpehjulet på banekurve a - b

$u_2 = r_2 \cdot \omega$ ved utløpet av løpehjulet ved banekurve a - b

Før videre betraktning av partikkelbevegelsen gjennom løpehjulskanalen, vil vi bestemme vannpartikkelens hastighetskomponent i aksialsnittet gjennom turbinen. Følgende betegnelser innføres:

D_0	er diameter ved utløpskanten av ledeapparatet	[m]
D_1	er diameter ved innløpskanten av løpehjulsskovlene	[m]
D_2	er diameter ved utløpskanten av løpehjulsskovlene	[m]
b_0	er bredden av ledeapparatet ved utløpskanten	[m]
b_1	er bredden av innløpsåpningen av løpehjulet	[m]
b_2	er bredden av utløpsåpningen av løpehjulet	[m].

Hastigheten av vannpartikkelen i aksialsnittet gjennom turbinen angis med c_z. Denne hastighetskomponent blir heretter betegnet ***meridianhastighet*** og ligger tangentielt til banekurven a – b i figurplanet på fig. 3.10.

For beskrivelsen av hastighetsforholdene gjennom turbinen vises til fig. 3.11 og forenkler betraktningen av gjennomstrømningsarealene ved å sette at

$$\pi D_0 b_0 c_{z0} = \pi D_1 b_1 c_{z1} = \pi D_2 b_2 c_{z0}$$

hvor c_{0z} er meridianhastighet i utløpet av ledeapparatet på banekurve a – b

c_{1z} er meridianhastighet i innløpet av løpehjulet på banekurve a – b

c_{2z} er meridianhastighet i utløpet av løpehjulet på banekurve a – b.

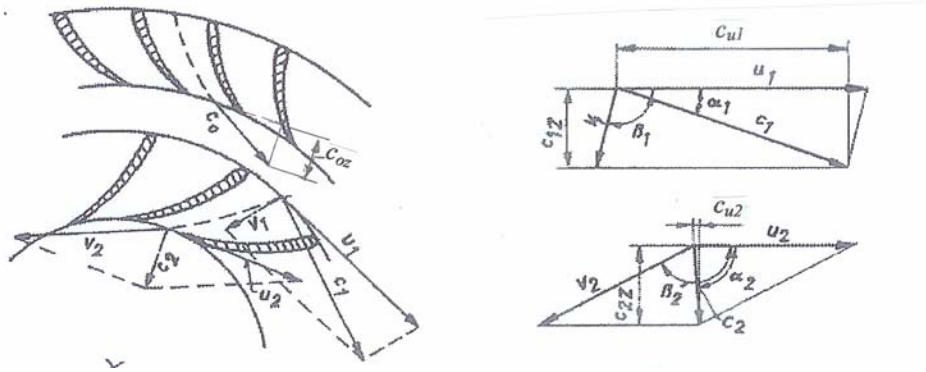


Fig. 3.11 Hastighetsdiagrammer for utløp av ledeapparat, innløp og utløp løpehjul [2]

Videre betegner:

α	vinkelen mellom absolutthastigheten c og hjulets omdreiningshastighet u
β	vinkelen mellom relativ hastighet v og hjulets omdreiningshastighet u

0 indeks for utløp fra ledeapparat
1 indeks for innløp på løpehjul
2 indeks ved utløp fra løpehjul

Med de innførte betegnelser og forenklinger kan vi nå bestemme den absolutte vannhastighets retning og størrelse fra innløp til utløp fra løpehjulet ved opptegning av hastighetsdiagrammene som vist både i skovlsnittet på fig. 3.11.

Det vi tilsiktet ved skovlutformingen i ledeapparatet for designpunktet, var å gi vannstrømmen derfra inn på løpehjulet en absolutt hastighetskomponent, c_{u1}, i omdreiningsretningen så stor som det var hensiktsmessig og mulig å gjøre. Videre tilsiktet vi ved utformingen av skovlene i løpehjulet å få omsatt maksimum av rotasjonsenergien for den innløpende vannstrøm til effekt på turbinakselen. I praksis betyr det at dette siktemål oppnås best når vannet løper ut av løpehjulet med en absolutt omdreiningskomponent, c_{u2}, tilnærmet lik null for designpunktet. Dette innebærer dessuten at relativ vannhastighet, v_1, og skovlene ved innløp på løpehjulet har lik retning og at relativ vannhastighet, v_2, og skovlene ved utløp av løpehjulet også har lik retning.

Etter utløpet fra løpehjulet beveger vannpartikkelen seg videre langs overflaten av omdreiningslegemet som har banekurven a – b som aksialsnittkontur, og løper ut av sugerøret i punkt b med hastigheten c_3.

Den bevegelse som er betraktet ovenfor for én vannpartikkel gjennom turbin og sugerør, forutsettes å foregå på samme måte for alle vannpartikler som strømmer gjennom turbinen. Dessuten forutsettes at energiomsetningen (eller effektoverføringen) til løpehjulet og akselen er den samme for alle vannpartiklene.

Effektoverføring i fullturbiner. Ved omsetningen av omdreiningskomponenten c_{u1} ved innløpet til c_{u2} ved utløpet av løpehjulet, får vi overført impulskrefter som gir moment til løpehjulet og effektoverføring når løpehjulet roterer. På samme måten som uttrykt for Pelton-turbiner får vi:

- Impulskraft ved innløp på løpehjulet $F_{innl.} = \rho \cdot Q \cdot c_{u1}$ [N]
- Impulskraft ved utløp fra løpehjulet $F_{utl.} = \rho \cdot Q \cdot c_{u2}$ [N]

Dreiemoment på løpehjulet fra impulskreftene:

- Dreiemoment fra $F_{innl.}$ er $T_1 = F_{innl.} \cdot r_1 = \rho \cdot Q \cdot r_1 \cdot c_{u1}$ [Nm]
- Dreiemoment fra $F_{utl.}$ er $T_2 = F_{utl.} \cdot r_2 = \rho \cdot Q \cdot r_2 \cdot c_{u2}$ [Nm]
- Resulterende dreiemoment $T = T_1 - T_2 = \rho \cdot Q \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2})$ [Nm]

Ved en vinkelhastighet ω på løpehjulet blir overført effekt:

$$P_{Lø} = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2}) \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \mid \quad [W]$$

Dette er turbinens hovedligning uttrykt på samme måte som for Pelton-turbiner, men fordi vi forutsatte at Pelton-turbiner har innløp og utløp på samme diameter, ble $u_1 = u_2$ for disse. Når designpunktet forutsettes å representere beste driftstilstand, så er det alminnelig å regne med ${}^*u_2 \cdot {}^*c_{u2} = 0$ i dette driftspunkt. Og effekten overført til løpehjulet, blir da:

$${}^*P_{Lø} = \rho \cdot {}^* Q \cdot {}^* u_1 \cdot {}^* c_{u1} \qquad [W]$$

Strømningstap i turbiner i relasjon til effektoverføringen

For et vilkårlig valgt punkt på en banekurve for eksempel banekurve a – b på fig. 3.10, betegner:

H	total trykkhøyde i [m]
h	vanntrykkhøyden i [m]
h_p	piezometerhøyde = vanntrykkhøyde målt over undervann i [m]
r	radien i [m].

Strømningen gjennom turbinen er forbundet med energitap i form av *friksjon* og *avbøyning,* og blir gjerne uttrykt spesifikt som trykktap på følgende måte:

$\zeta_1 \frac{c_1^2}{2g}$ = trykktap i ledeapparatet [m], koeffisient ζ_1 i området 0,06 – 0,15

$\zeta_2 \frac{v_2^2}{2g}$ = trykktap i løpehjulet [m], koeffisient ζ_2 i området 0,06 – 0,15

$\zeta_3 \frac{c_3^2}{2g}$ = trykktap i sugerøret [m], koeffisient ζ_3 i området 0,1 – 0,3

I tillegg til disse tap oppstår også et energitap ved innløpet på løpehjulet hvis retningen av vannhastigheten umiddelbart foran innløpet, endres på grunn av regulering av turbinvannføringen. Dette tapet betegnes *støttap* (impulstap) og opptrer mer eller mindre sterkt ettersom reguleringen gir stort eller er lite avvik fra vannføringen i designpunktet. På fig. 3.10 er støttapet også definert ved et trykktap, og angitt med betegnelsen $\frac{T_s^2}{2g}$ [m].

Likeledes er utløpstapet fra sugerøret angitt som et trykktap lik $(1+\zeta_3) \cdot \frac{c_3^2}{2g}$ [m].

De trykktapsandelene som er definert ovenfor, representerer hver enkelt en viss reduksjon av netto fallhøyde H_n. Ved å sammenfatte trykktapene i uttrykket:

$$\Delta H_{tap} = \zeta_1 \cdot \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_2 \cdot \frac{c_2^2}{2g} + (1+\zeta_3) \cdot \frac{c_3^2}{2g} + \frac{T_s^2}{2g}, \ [m]$$

kan vi sette uttrykket for utnyttet fallhøyde H_u i turbinen:

$$H_u = H_n - \Delta H_{tap} \qquad [m]$$

Effekten som overføres til løpehjulet i turbinen $P_{Lø}$, uttrykt på basis av utnyttet fallhøyde, blir:

$$P_{Lø} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u \qquad [W]$$

Hydraulisk virkningsgrad. Hydraulisk virkningsgrad, η_h, uttrykkes ved forholdet mellom overført effekt $P_{Lø}$, til løpehjulet og natureffekten P, svarende til netto fallhøyde H_n:

$$\eta_h = \frac{P_{Lø}}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n} = \frac{\rho \cdot Q \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2})}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n} = \frac{u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}}{g \cdot H_n} = \frac{H_u}{H_n}$$

For beste driftspunkt er hydraulisk virkningsgrad

$$^*\eta_h = \frac{^*u_1 \cdot ^* c_{u1}}{g \cdot ^* H_n} = \frac{^*H_u}{^*H_n}$$

Turbinvirkningsgrad. I begynnelsen av kapittelavsnitt 3.2.3 er totalvirkningsgraden for en vannturbin gitt betegnelsen η. Denne gir altså uttrykk for hvor stor del av natureffekten P, som blir overført til turbinakselen. Akseleffekten er gitt betegnelsen P_t, og uttrykket for denne:

$$P_t = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta \qquad [W]$$

Overføringen av effekt fra turbinløpehjulet til akselen er forbundet med mekaniske tap i form av friksjon i lagre, tetningsbokser, skivefriksjon i rommet mellom løpehjul og lokk for fullturbiner eller ventilasjon av partialturbiner samt eventuelle tap fra andre mindre tapskilder. Andelen av overført effekt fra løpehjulet til overføringspunktet fra akselen til brukersiden (generatoren) uttrykkes derfor ved en ***mekanisk virkningsgrad*** betegnet med η_m.

Turbinens totalvirkningsgrad uttrykkes etter dette ved:

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_h .$$

I Ref. [1], kapittelavsnitt 7.4.5, oppgis verdier for turbinvirkningsgraden i området 85 % til 95 % i beste driftspunkt, men for små turbiner under 200 – 300 kW gjerne lavere verdier enn disse. Dessuten er et diagram referert, hvor typiske forløp av virkningsgradskurver er vist for forskjellige turbintyper ved forskjellige lastforhold. Diagrammet viser ellers at Pelton-turbiner og Kaplan-turbiner med regulering både av ledeskovlene og skovlene i løpehjulet, har flatere virkningsgradskurver enn Francis-turbiner. Pelton- og Kaplan-turbiner er derfor best egnet til drift ved del-last.

Hydraulisk design av fullturbiner. Fartstallet danner basis for formgivningen av profilen og gjennomløpet av skovlkanalene i en turbin. Dette gjelder for alle typer fullturbiner, det vil i

praksis være Francis-, Kaplan- og rør-turbiner. Når fartstallet er gitt, er forholdet mellom diameteren ved innløp og diameteren ved utløp av et turbinløpehjul eller forholdet mellom en løpehjulsdiameter og bredden av ledeapparatet i hovedsak gitt. Dette er imidlertid forhold som har et erfaringsmessig grunnlag og vil av den grunn variere noe fra en tilvirker av turbiner til en annen. Likevel kan det stilles opp veiledende retningslinjer som med rimelig god tilnærmelse er å betrakte som generelt gyldige.

For utforming og sjekking av designen av en fullturbin, er det noen hovedparametere som vist i fig. 3.12, en må kjenne. Det er:

-	$^{*}u_1$	omdreiningshastighet ved største innløpsdiameter D_1	[m/s]
-	$^{*}c_{0z}$	meridianhastighet ved utløpskanten av ledeapparatet	[m/s]
-	$^{*}c_s$	meridianhastighet ved minste tverrsnitt på løpehjulets sugeside	[m/s]
-	$^{\bullet}\kappa$	pådragsgrad ved fullast på turbinen	[-]
-	b_0	bredden av ledeapparatet	[m]
-	D_0	diameter ved utløp av ledeapparatet	[m]
-	D_1	største diameter av løpehjulet ved innløpet til skovlene	[m]
-	D_s	diameter av sugerøret ved utløpet av løpehjulet	[m]

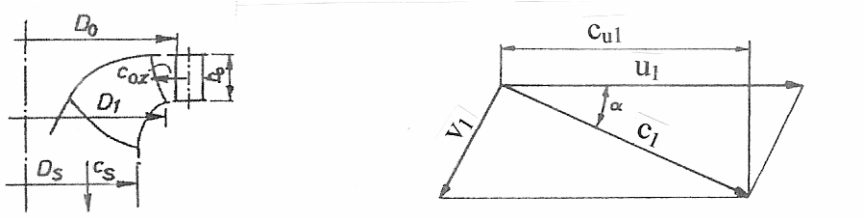


Fig. 3.12 Angivelse av hovedparametere for hydraulisk design av fullturbiner

Bestemmelsen av disse parametere baseres både på beregninger og erfaringsverdier som de enkelte turbintilvirkere benytter, og slike beregninger og evalueringer av dataverdiene for disse parametere må kunne dokumenteres for enhver turbinleveranse. I kontrolløyemed kan disse dataverdiene sammenlignes med sjekkeverdier som kan bestemmes tilnærmet etter retningslinjer og fremgangsmåter som er gitt i **APPENDIKS A,** både for Francis- og Kaplan-turbiner. I dette appendiks er gitt et eksempel på dimensjonering for hver av disse turbiner.

Foruten å fastlegge rimelig optimale hoveddimensjoner for en turbin, er det aller viktigste for å oppnå høyest mulig hydraulisk virkningsgrad at skovlene og skovlkanalene i løpehjulet er gitt en hydraulisk hensiktsmessig god utforming. De enkelte turbintilvirkere har hver sine ekspert-grunnlag for å tilstrebe dette. Derfor kan utformingene variere mye fra den ene til den andre tilvirker uten at det gir annet en svært marginale forskjeller mellom dem når det gjelder hydraulisk virkningsgrad, så lenge vi konsentrerer oppmerksomheten om designpunktet. Imidlertid er det noen hovedkrav som enhver skovlkanal må tilfredsstille, og som bør sjekkes:

- innløpsretningen på skovlene må være tilpasset relativhastigheten $^{*}v_1$ i hastighetsdiagrammet ved løpehjulsinnløpet svarende til designpunktet
- retningen av skovlene i utløpet må være tilpasset relativhastigheten $^{*}v_2$ i hastighetsdiagrammet ved løpehjulsutløpet svarende til designpunktet
- avstanden mellom skovlene i utløpet av kanalene må være stor nok til at antatte drivgjenstander i driftsvannføringen strømmer gjennom uten å tilstoppe kanalen
- mellom innløp og utløp må skovlflaten være formet jevn og uten skarpe knekk i krumninger eller avbøyninger

I tillegg til dette har det betydning at innløpskanten på skovlen er hensiktsmessig avrundet for innstrømningen. Mot utløpet er det vanlig at skovlene er uttynnet, men dette har igjen innflytelse på utstrømningsretningen, og må derfor tas med i betraktningene når skovlretningen tilpasses.

Ledeapparatet i en fullturbin kan ha faste eller vribare ledeskovler. Det vanlige for store turbiner er vribare ledeskovler, mens det for små turbiner ofte er ledeapparat med faste skovler. I alle tilfelle er det viktig å holde kontroll med at både retningen og åpningen mellom skovlene for designpunktet er i orden, og for vribare ledeskovler at også svingevinkelen er korrekt.

I tillegg til det som er nevnt foran om hydraulisk design bør også antall skovler i løpehjulet kontra antall skovler i ledeapparatet sjekkes. Årsaken er at fare for unødig støy kan oppstå når løpehjul og ledeapparat har en uheldig kombinasjon av skovltall. I praksis betyr dette at løpehjulet må ha et ulike antall når ledeapparatet har et like antall skovler.

Kavitasjon og dykking. NPSH (Net Positive Suction Head) er et høydenivå som bestemmer grenseverdien for den høydeposisjon en fullturbin kan ha over undervannet. Denne høyden må kontrolleres for å sjekke at kavitasjon ikke opptrer ved utløpet av løpehjulet i Francis-, Kaplan- og rør-turbiner. For bestemmelse av NPSH benyttes ligningen

$$NPSH < -H_s + h_b - h_{va}$$

hvor H_s er sugehøyden (= dykkingen som indikert i fig. 3.13), negativ for dykkede turbiner [m]
h_b barometertrykk. Dette er normalt 10,3 [m] vannsøyle
h_{va} vannets damptrykk. Ved 10 ^{o}C er h_{va} = 0,238 [m] vannsøyle

På basis av erfaringsdata som finnes, kan kavitasjonsfri sugehøyde takseres avhengig av fartstallet. I følge Thoma kan vi sette

$$H_s \leq 10 - \sigma \cdot H_n ,$$

hvor σ er kavitasjonstall; veiledende verdier er vist i fig. 3.14

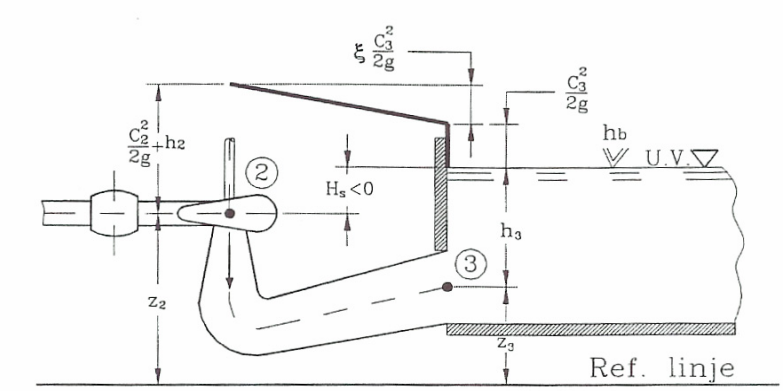


Fig. 3.13 Dykking av turbiner [4]

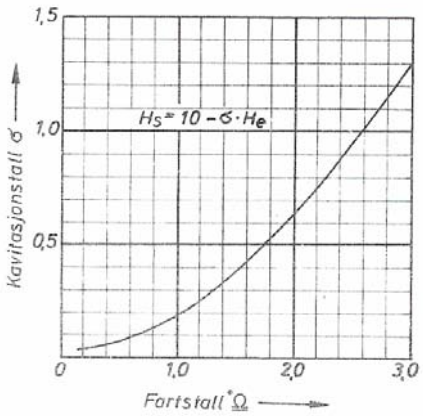


Fig. 3.14 Kavitasjonstallet i avhengighet av fartstallet [2]

Når det gjelder Pelton-turbiner, må det kontrolleres at undervannet ikke kommer for nær løpehjulet. Som tidligere angitt bør høyden fra undervannet til strålesenter være lik løpehjulsdiameteren D for vertikale turbiner.

3.3.3 Fordeler og ulemper ved de forskjellige turbintyper

I Ref. [1], kapittelavsnitt 7.4,8, er det satt opp en liste over noen typiske fordeler og ulemper ved de aktuelle turbintyper. Det henvises til denne listen, som er vel verdt å ta med i betraktningene når valget står om turbiner og turbintyper for et anlegg.

3.4 Tilstander under drift og regulering av vannturbiner

3.4.1 Turbinregulering

Generelt. Belastningen på elektriske energiforsyningsnett varierer avhengig av brukernes behov. Tilsvarende må energiproduksjonen endres til likevekt med belastningen. Dette skjer ved at regulatorer kontinuerlig justerer pådraget på turbinene og derved tilpasser avgitt turbineffekt til belastningen. Primært i reguleringsprosessen gir ulikevekten mellom effekt og belastning en motsvarende endring i nettfrekvensen, som danner inngangssignalet til styring av reguleringen. De alminnelige krav til reguleringen er å oppnå raskest mulig utligning av en lastendring og at frekvensen holdes konstant ved likevekt mellom last og effekt.

Turbinregulator. En regulator som er designet for å tilfredsstille disse krav, blir også betegnet fullstendig regulator. Den enkelte turbin med fullstendig regulator har en følerenhet (såkalt pendel) som kontinuerlig avkjenner nettfrekvensen direkte eller gjennom omdreiningstallet på aggregatet. Prinsippet for denne type regulering betegnes vanligvis for frekvensregulering, og den er aktuell når et aggregat kjøres på eget isolert nett. I nett som forsynes fra mange aggregater, vil prinsipielt bare ett sentralt aggregat i nettet ha styringen av frekvensen, mens de øvrige aggregatene følger med og bidrar i utreguleringen av effekt/lastavviket. Effektregulatorene på følge-aggregatene styres da ut fra programmer og kriterier som man ikke går nærmere inn på her.

Lastavslag. Når det oppstår plutselige avslag i belastningen, vil den forbigående økning i aggregatets omdreiningshastighet bli mindre jo større svingmassene er. Store svingmasser – enten de innebygges i generatoren eller i separate svinghjul – er imidlertid dyre. Av denne grunn forsøker man å gjøre lukkehastigheten av pådragsorganet på turbinen så høy som mulig. Men ved høy lukkehastighet oppstår også høy trykkstigning i rørledningen på grunn av retardasjonen av vannhastigheten. Hvis altså en bestemt trykkstigning ikke skal overskrides, må derfor lukkehastigheten begrenses til en verdi som må estimeres ved beregninger.

Fordi hensikten fortsatt er å få en hurtigst mulig (eller akseptabel) utligning av avvik mellom effekt og belastning ved store lastavslag, og når dette ikke kan skje fullkomment ved reguleringen av pådraget, må andre løsninger finnes. Dette er aktuelt spesielt for Pelton- og Francis-turbinene ved store fallhøyder. For Pelton-turbiner løses problemet ved at turbinregulatoren i tillegg til bevegelsen av nålen også styrer en stråleavbøyer som bøyer strålen helt eller delvis bort fra løpehjulet i den tiden reguleringen foregår. På Francis-turbiner blir det anordnet en seteventil som slipper vann fra tilløpsledningen forbi turbinen i

reguleringsperioden. Åpningen i ventilen og forbislipningen styres av turbinregulatoren. Eksempel på tekniske utførelser av disse løsninger blir nærmere belyst i kapittelavsnittene for Pelton- og Francis-turbiner.

Regulerings- og driftsforhold for små turbiner.
I redegjørelsene som er gitt i det foregående, er det forutsatt at turbinene har forstilbare ledeapparat så vannføringen kan reguleres. Mest vanlig er små turbiner utrustet på samme måte og kan da utstyres med tilsvarende regulatorer. Men dette er neppe nødvendig fordi reguleringsbehovene kan løses på enklere og billigere måter som nevnes nedenfor.

I mikro- og miniturbiner kan ledeapparatet være betydelig forenklet i forhold til større turbiner. Eksempelvis for en mikroturbin kan ledeskovlene ha fast posisjon og regulering av vannføringen foregå ved hjelp av en ventil i tilløpet.

Uansett hvordan reguleringsmulighetene for driften av de små turbinene er tilpasset, vil belastningsendringer medføre ubalanse mellom turbineffekten og belastningen. For aggregater i samkjøring med det lokale nett under normal drift blir denne ubalanse utlignet ved en eller annen form for regulering som beskrives i Ref. [1], kapittelavsnitt 7.4.6.

Imidlertid kan også belastningen falle helt ut ved at generatoren faller ut av nettet. Hvis turbinen da står med fullt åpent ledeapparat, vil den ruse. Det omdreiningstall turbinen da kan komme opp i, er avhengig av turbintypen. Holdepunkter for omdreiningstallet ved rusing er gitt i **ref. [1],** kapittelavsnitt 7.4.7.

Imidlertid fører endringer av vannføringen i rørledninger til dynamiske trykktilstander i ledningene. Dette skjer ved regulering av pådraget på en turbin med rørledning i tilløpet, men også for enkelte turbintyper ved store endringer av omdreiningstallet. Dynamiske trykktilstander i rørledninger benevnes *trykkstøt*, og betraktes nærmere i det følgende.

3.4.2 Trykkstøt

Generelt. Det trykkstøtet som oppstår i lukkede rør når hastigheten av vannstrømmen i røret endres, er avhengig av størrelsen på hastighetsendringen og elastisiteten i vannet og røret. Som eksempel er den maksimale trykkstigning ved stengeventilen i en rørledning ved en plutselig og full stengning og antatt friksjonsfri strømning

$$\Delta p = \rho \cdot a_t \cdot v \ [N/m^2] \quad \text{eller}$$

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{a_t \cdot v}{g} \ [m]$$

hvor a_t hastigheten av en trykkbølge) som forplanter seg fra

stengeorganet langs rørledningen [m/s]
g er tyngdeakselerasjonen [m/s^2]
Δh trykkstigningen på oppstrømssiden ved ventilen i meter [m]
Δp trykkstigningen på oppstrømssiden ved ventilen i trykkenheter [N/m^2 = Pa]
v vannhastigheten i rørledningen med diameter D før avstengningen [m/s]
ρ tettheten av vannet [kg/m^3]

Hastigheten a_t av trykkbølgen langs rørledningen

$$a_t = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1+\frac{K \cdot D}{E \cdot s}}} \text{ ; for vann er } \sqrt{\frac{K}{\rho}} \approx \sqrt{\frac{2 \cdot 10^9}{10^3}} \approx 1400 \text{ m/s}$$

hvor D er rørdiameter [m]
E er elastisitetsmodul for materialet i rørveggen [N/m^2 (betegnes Pa for pascal)]
K er kompressibilitetsmodulen for vann [N/m^2]
s er rørveggtykkelse [m]

Tallverdien av a_t = 1000 – 1200 m/s i vanlige trykkledninger av stål forlagt i terrenget. Imidlertid benyttes rør også av annet materiale enn stål særlig i forbindelse med små turbiner med moderate fallhøyder. Det kan være duktile støpejernsrør, glassfiberrør, bandasjerte trerør og enkelte typer plastrør som er nevnt i Ref. [1], kapittelavsnitt 7.2.1. Tallverdien av a_t for rør av disse materialer vil være lavere og til dels mye lavere enn for stålrør. For enkelte typer plastrør kan tallverdien for trykkbølgehastigheten være helt nede i a_t = 200 [m/s], men hastigheten a_t er avhengig både av temperatur og rørdimensjoner i tillegg slik at i praksis vil nok a_t ha tallverdier mer i området 300 – 500 [m/s].

Bølgeforplantningstider og lokal varighet av trykkendring

Tiden Δt trykkbølgen tar fra stengeorganet til kildebassenget og tilbake i en ledning med konstant diameter D og lengde L, er

$$\Delta t = \frac{2 \cdot L}{a_t}$$

Skjer full stenging momentant, blir trykkøkningen Δp ved stengeorganet konstant i dette tidsrommet. Samme trykkøkning finner sted også om stengeorganet stenges langsommere forutsatt at full stenging skjer innen en tid $\leq \Delta t$, men varigheten av trykkøkningen er avhengig av hastigheten for stengingen.

Hvis rørledningen fortsetter også nedstrøms stengeorganet og munner ut for eksempel i et basseng, oppstår det en trykksenkning (altså motsatt fortegn) av samme størrelse nedstrøms stengeorganet forutsatt at rørdiameteren er den samme og at kavitasjon ikke inntrer.

Ved partiell i stedet for full stenging av vannføringen i rørledningen, blir trykkendringen

$$\Delta h = \frac{a_t}{g}\Delta v \ \text{[m]}$$

hvor Δv er endringen av hastigheten [m/s] i rørledningen ved partiell stenging.

Eksempel: Antar en rørledning med lengde L = 500 [m] og diameter D = 500 [mm] konstant for hele rørlengden.

- Materiale: Stålkvalitet med godstykkelse s = 6 [mm].

  $a_t = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1+\frac{K \cdot D}{E \cdot s}}}$. K 2000 [MPa] for vann; E 200000 [MPa] for stål

  for vann er $\sqrt{\frac{K}{\rho}} \approx \sqrt{\frac{2 \cdot 10^9}{10^3}} \approx 1400$ [m/s]

  $\sqrt{1+\frac{K \cdot D}{E \cdot s}} = \sqrt{1+\frac{2 \cdot 10^9 \cdot 0,5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,006}} = 1,35$; det vil si

  $a_t = \frac{1400}{1,35} = 1037$ [m/s].

  Ved for eksempel momentan stenging av ledeapparatet (egentlig for $t \le 2L/a_t$) og en hastighetsendring Δv = 5 m/s, a_t = 1037 [m/s] og g = 9,81 [m/s^2, blir

  $\Delta h = \frac{a_t}{g} \cdot \Delta v = \frac{1037}{9,81} \cdot 5 = 528$ [m].

  Tiden for tur/retur av trykkbølgen $\Delta t = \frac{2 \cdot L}{a_t} = \frac{2 \cdot 500}{1037} = 0,96$ [s].

  Dette tidsintervall er den varighet som trykkøkningen Δh har ved stengeorganet. Varigheten av den samme trykkøkningen midtveis i rørledningen ville være halvparten så lang som ved stengeorganet, mens den like nedstrøms rørinntaket opptrer kun som et blaff.

- Materiale: Plastikk-rør, eksempelvis i følge ref. *[3]*, har rør av MDPE80 en korttids elastisitetsmodul på ca. 800 [MPa]. Denne gir en forplantningshastighet for trykkbølger

  $a_t \approx 250$ [m/s], og en endring av vannhastigheten $\Delta v = 5$ [m/s] gir da en trykkendring

  $\Delta h = \frac{a_t}{g} \cdot \Delta v = \frac{250}{9,81} \cdot 5 = 127$ [m] ved momentan stenging av ledeapparatet.

  Tiden for tur/retur av trykkbølgen $\Delta t = \frac{2 \cdot L}{a_t} = \frac{2 \cdot 500}{250} = 4$ [s] i dette tilfelle

  Den beregnede trykkøkning Δh ved stengeorganet blir ca ¼ av høyden og varer vel fire ganger så lenge som for stålrør i dette anleggseksemplet. Varigheten av den samme trykkøkning midtveis i rørledningen blir igjen den halve av varigheten ved stengeorganet, og opptrer bare som et blaff ved inntaket til røret.

Reguleringshastigheter for turbiner med rørledning. Eksemplene ovenfor indikerer at det er nødvendig å vurdere mulige kritiske tilstander som kan inntreffe under drift av turbiner med rørledning for å holde kontroll med at tilstrekkelig sikkerhet er lagt inn både for materialstyrke og regler for drift og regulering.

Ved lastavslag på en turbin må vannføringen nedreguleres tilsvarende, og en trykkøkning oppstår avhengig av hvor raskt reguleringen foregår. Ved lastpåslag må vannføringen tilsvarende reguleres opp, og en trykksenkning oppstår som igjen er avhengig av reguleringshastigheten. Videre er det en vurderingssak i hvert enkelt tilfelle hva man vil tillate av så vel økninger som senkninger av trykket med basis i muligheter for tekniske løsninger av reguleringen, andre krav og behov samt kostnader. Mest avgjørende er å få bestemt lukkehastigheten for turbinpådraget for å sikre at tillatt trykk i rørledningen ikke overskrides.

På grunnlag av teorigrunnlaget foran samt visse forenklinger og antagelser, er enkle regnemåter dannet for å fastlegge grenseverdier for lukkehastigheten av turbinpådraget når en verdi for høyeste tillatte trykkstigning er gitt.

En vanlig antagelse er at pådraget lukkes med jevn hastighet. Tiden som lukkingen da tar fra fullt pådrag = 1,0 til pådrag = 0, betegnes med T_L. Forutsettes at trykket under lukkingen stiger med ΔH [m], blir øyeblikkstrykket $H_ø = H + \Delta H$, hvor H er lik fallhøyden. Av dette beregnes

$z = \frac{H + \Delta H}{H} = 1 + \frac{\Delta H}{H}$, som betegnes trykkforhold. Vanlig tillatte verdier: z = 1,1 – 1,15.

I tillegg til trykkforholdet beregnes ytterligere to karakteristiske størrelser:

- Rørkarakteristikken $h_w = \frac{\dot{v} \cdot a_t}{2 \cdot g \cdot \dot{H}}$ [-]
- Tidskonstanten for rørledningen $T_w = \frac{2 \cdot L \cdot h_w}{a_t}$ [s]

Her er $\dot{v}$ [m/s] vannhastigheten i rørledningen ved full vannføring $\dot{Q}$ [m^3/s]
$\dot{H}$ [m] fallhøyden ved fullvannføring $\dot{Q}$ [m^3/s]
L [m] lengden av rørledningen

Avhengig av verdien på h_w kan nå minste lukketid for pådraget beregnes tilnærmet:

- For $h_w \le 1$ er lukketiden $T_L = T_w \cdot \frac{2}{1 - z}$ [s] for gitt verdi av trykkforholdet z
- For $h_w > 1$ er lukketiden $T_L = T_w \cdot \frac{\sqrt{z}}{1 - z}$ [s] for gitt verdi av trykkforholdet z

Trykkstigningen $z > 1{,}0$ gir altså negativ lukketid T_L.

- Åpnetiden derimot er positiv fordi $z < 1{,}0$, og beregnes tilnærmet ved:

$$T_{å} = T_w \cdot \frac{2\sqrt{z}}{1-z} \text{ [s]}$$

4 Materialer

4.1 Innledning

I dette kapittel behandles materialer som er mest brukt i vannturbiner i dag. Men fordi det hele tiden foregår en utvikling av nye materialer og forbindelsesteknikker, vil det som for tiden er god skikk, gjerne bli fortrengt av nye konstruksjonsmetoder og materialkombinasjoner i fremtiden. I tillegg foregår en endring i materialpriser i forhold til fremstillingskostnader, som gjør at preferansene i materialvalg og fremstilling også forandres.

Ut fra dette blir det i veiledningen her generelt ikke gitt absolutte retningslinjer for valg og anvendelser av materialer i turbinkonstruksjoner unntatt for spesielle detaljer. Derimot når gitte materialer og detaljer i konstruksjonen er valgt, pekes det på egenskaper, tilstander og andre forhold som det er grunn til å sjekke/vurdere ved så vel materialer og detaljer som kombinasjoner av disse.

Det må videre understrekes at materialer med tilhørende kvalitetskontroller, som behandles i avsnittene som følger, refererer seg til store vannturbiner. For små vannturbiner derimot er det rimelig at kravene til materialer og kontrollen av dem må bli noe enklere. Men hensikten med å gå inn på materialrelatert kvalitetssikring for store turbiner, er å ha dette som basis å støtte seg til når det eventuelt opptrer havari eller materialsvikt ved små turbiner.

4.2 Betingelser ved valg av materialer

Konstruksjonskonseptet til en vannturbin vil ha et sett betingelser som danner hovedgrunnlaget for vurdering av materialvalget. Vanlig aktuelle betingelser:

- Hvilket miljø: atmosfærisk luft, vannkvalitet, korrosiv væske, kavitasjon etc.
- Hvilke krefter: størrelse, variasjon, trykkfordeling over flater etc.
- Hva slags bevegelsesforhold: statisk i ro, lineær/roterende bevegelse, periodisk bevegelse eller tilfeldig bevegelse, relativ bevegelse mellom deler etc.
- Konstruksjonsoppbygning: utformingen av deler, bearbeidning, montering/demontering etc.
- Hva slags fundament: understøttelse, innspenning, montering på støttepunkter, kraftfordeling på konstruksjonen fra understøttelsene etc.
- Hva med konstruksjonens romlige dimensjoner: transporthensyn, sveising på stedet etc.

Konstruksjon av vannturbiner bygger hovedsakelig på en eller annen type støpt, smidd og/eller valset karbonstål og legerte stål, men deler av støpejern kan være integrert. Trenden for materialbruken går i retning av mindre bruk av støpte deler og større bruk av platestål og

sammenføyning ved sveising. Materialkvaliteten velges ved å sjekke hvordan den egner seg i relasjon til betingelsene som grupperer seg under miljø, krefter, bevegelser og formgiving. For deler som utsettes for høye så vel statiske som dynamiske kraftbelastninger og slitasje fra abrasiv strømning og kavitasjon, vil det dreie seg om:

- materialets fasthetsegenskaper
- duktilitet
- sveisbarhet
- utmatting ved høyfrekvent belastningsvariasjon
- materialfeil og bruddmekaniske egenskaper
- motstandsevne mot kavitasjonserosjon
- korrosjonsutmatting
- sanderosjon
- etc.

Deler som kan bli utsatt for kavitasjonserosjon, er i Kaplan-turbiner løpehjulet og løpehjulskammeret og i Francis-turbiner løpehjulet og øverste del av sugerøret. Disse deler blir i slike tilfelle utført av rustfrie stålkvaliteter som 13Cr4Ni. Dette materiale benyttes også i ledeskovlene i Francis-turbiner når det er store strømningshastigheter. De stasjonære delene i dyse og nålspisser i Pelton-turbiner blir også utført i 13Cr4Ni kvalitet, og dersom det forventes slitasje på grunn av sand i vannet overflatebehandles nåler og dysering gjerne med materiale som har større hardhet enn grunnmaterialet. Ringene i labyrinttetninger slites mest av sanderosjon, mer sjelden av kavitasjonserosjon. Materialet i disse ringene er vanligvis NiAl.

Korrosjonsutmatting er en type påkjenning som har gitt flest tilfelle av materialsvikt eller havari. Desidert mest utsatt er våte aksler i horisontale Kaplan-turbiner og i horisontale Francis-turbiner med flere lagre og dobbelt løpehjul.

Små vannturbiner. I den overveiende del av anvendelsene av små turbiner vil det ikke være så store strømningshastigheter at slitasje av den grunn forventes. I de fleste anleggsforhold skulle det heller ikke kreve ekstra omkostninger å anlegge turbinen slik at kavitasjonsfri drift oppnås. Dette skulle egentlig tilsi lite behov for å benytte rustfrie stålkvaliteter i små turbiner. Men som påpekt i ref. [12], er det slik at for likedannede turbiner og samme spenningsnivå, vokser vekten med 3. potens mens effekten vokser med 2. potens av de lineære dimensjoner for turbinen. Derfor er det naturlig at for eksempel mikroturbiner blir relativt billigere i hel rustfri utførelse enn store turbiner. Av denne grunn kan det være naturlig at for eksempel en Pelton-turbin på 500 kW utføres i 100 % rustbestandig materiale. Den store fordelen med dette er at turbinen blir vedlikeholdsfri. Alt i alt er det berettiget med rustfritt materiale både

av hensyn til materialsvikt og årsaker til havari så vel som å unngå øket falltap på grunn av øket overflateruhet fra korrosjon.

Til sammenligning for tilsvarende effekt på 500 kW for Francis- og Kaplan-turbiner med 10 m fallhøyde, er det bare løpehjulet og eventuelt ledeapparatet som det er naturlig å utføre i rustbestandig materiale.

En viktig grunn til forskjellen i materialvalget til disse turbinene er også at Pelton-turbinens andel i kostnadene for hele anlegget er maksimum 15 %, mens lavtrykksturbinenes andel av kostnadene kan være over det dobbelte.

Ulykkes- eller katastrofeaspektet ved små turbiner, og spesielt ved mikroturbiner, er lavere enn for store turbiner. Det er flere grunner til dette. Risiko for skade på personalet er mindre og de frigjorte krefter som kan oppstå ved materialsvikt fører til mindre materielle ødeleggelser enn ved større vannkraftanlegg. Dette er hensyn som betyr at kvalitetssikringen forenkles noe og i seg selv blir mindre kostnadskrevende. Sagt på en annen måte, hvis kvalitetssikringen skulle være like omfattende for en turbin med en effekt 100 kW som for en turbin med effekt 100 MW, ville dokumentasjonsarbeidet koste mer enn selve turbinproduktet.

4.3 Materialdokumentasjon

4.3.1 Sertifisering og identifisering av materiale

Det må være et generelt krav at materialkvaliteten i alle hoveddelene som inngår i småturbinene må kunne identifiseres og dokumenteres med enkel verkssertifisering.

For alle typer materiale gjelder NS EN 10204 som foreskriver kontrolldokumenter referert i tabell 4.1, for de nå gjeldende referansetyper.

Tabell 4.1 – Oversikt over kontrolldokumenter

EN 10204 Referanse	Betegnelser av Type dokument	Dokument innhold	Dokument gjort gyldig av
Type 2.2	Verksattest	Erklæring om samsvar med bestilling med angivelse av prøvingsresultater fra ikke-spesifikk kontroll.	Produsenten
Type 3.1	Kontrollsertifikat 3.1	Erklæring om samsvar med bestilling med angivelse av prøvingsresultater fra spesifikk kontroll.	Produsentens autoriserte kontrollrepresentant som er uavhengig av produksjonsavdelingen.

Type 2.2 betegner prøverapport eller materialbevis og viser hvem produsenten er, leveringsbetingelser i følge bestillerens oppgaver, også med tillegg av offentlige forskrifter hvis disse er tatt med, samt løpende driftsnotater.

Tilråding: Som kontrolldokumentasjon for mikro- og miniturbiner tilrådes type 2.2 og for småturbiner type 3.1.

4.3.2 Aktuelle materialer i hoveddeler til vannturbiner

Gjennom en rekke decennier i nyere tid har hoveddelene i vannturbiner i stor utstrekning vært utført av materialer som her refereres som aktuelle, og har følgende sortering, benevning og betegnelser:

- C-Mn-stål (karbon-mangan-stål), inklusive finkornstål, seigherdingsstål som leveres også i behandlet tilstand TMCP (Termo Mechanical Control Process)
- rustfritt austenittisk stål ASTM 304L og ASTM 316L (tabell 2 i APPENDIKS B)
- rustfritt stål betegnet myk martensittisk: EN-betegnelser: X3CrNiMo13-4 og X4CrNiMo16-5-1 (tabell 2 i APPENDIKS B)
- seigjern (svart)
- bly- , trinn- og Al-bronse
- polymer, plast for eksempel High Density Polyethylen.

Videre spesifikasjon av nasjonale og internasjonale materialstandarder, betegnelser og angivelser av materialkvaliteter er gitt i **APPENDIKS B.**

Sveisbare materialkvaliteter. Hoveddeler som påkjennes av vanntrykk ved moderate vannhastigheter, er ringledninger til Pelton-turbiner, spiraltrommer til Francis- Kaplan-turbiner og turbinlokk. Disse deler bygges opp av plater og sammenføyes ved sveising, og materialet må derfor være sveisbart. Aktuelle sveisekvaliteter av platestål er S355J2G3 og finkornstål P355NL1. Felles for disse stålkvalitetene er at de tilfredsstiller kravene til slagseighet (CVN) på minimum 27 Joule ved -20 ^{o}C eller lavere temperaturer. Når det gjelder deler med rørdiameter under 400 mm, som for eksempel ringledningen til en Pelton-turbin med relativt lav fallhøyde, er det imidlertid hensiktsmessig å utføre delene i rustfritt materiale. De rustfrie austenittiske kvalitetene ASTM 304L og 316L tilfredsstiller nemlig de nevnte slagseighetskravene.

4.4 Materialkontroll

For materialer som sammenføyes ved sveising, er regelen alltid at materialene skal ha en dokumenterbar sveisbarhet. Sveisingen forutsettes utført av sertifiserte sveisere og med dokumenterte sveiseavsett.

Imidlertid vil det i praksis nesten alltid opptre feil i sveiser. Støpegods har også gjerne feil i seg. Feilene i sveiser dreier seg om sprekker, slagginnleiring, forbindelsesfeil og gasshulrom. De alvorligste farer er knyttet til sprekker og bindefeil, men ekstremt farlig er hulrom med innhold av hydrogengass som kan være årsak til mikrosprekker. Den mest alvorlige feil er en voksende sprekk med spiss ende.

Sprekkvekst. Forekomsten av sprekkvekst kan inndeles i to typer:

- Stabil sprekkvekst, det vil si sprekkvekst ved høyfrekvent utmatting. Relatert til vannturbiner er løpehjulet i en Pelton-turbin den komponenten som er mest utsatt for slik sprekkvekst, spesielt ved fallhøyde over 250 – 300 m. Denne form for materialsvikt er tilnærmet uavhengig av størrelsen på løpehjulet. Samme type sprekkvekst kan opptre også i akslinger på horisontale turbiner.
- Ustabil sprekkvekst. Denne type sprekkvekst forekommer mer sjelden enn stabil sprekkvekst, og som eksempel kan nevnes materialsvikt på grunn av underdimensjonering.

Av avgjørende betydning for at en sprekk skal vokse, er forholdet mellom elastisk og plastisk energi som er lagret foran sprekken. En sprekk vil vokse bare dersom lagret elastisk energi er lik eller større enn energien som er nødvendig for å øke sprekkarealet.

Det er utviklet metoder for å evaluere kritiske sprekkvekstforhold som benyttes i oppsatte kriterier for godkjenning av store sveiste konstruksjoner for høy belastning som for eksempel spiraltrommer til høytrykks Francis- og ringledningen til Pelton-turbiner.

For små vannturbiner. En nærmere redegjørelse om metoder for evaluering av kritisk sprekkvekst, blir ikke gitt her fordi vurderingene dreier seg om små vannturbiner som har betydelig mindre dimensjoner og styrkemessig lavere belastningsforhold enn de store høytrykks turbiner. Av denne grunn er faren betydelig mindre for kritiske betingelser der brudd kan oppstå i en konstruksjon. Derfor vil enklere metoder være tilfredsstillende for kontroll og godkjenning av sveiste konstruksjoner og støpegods til små turbiner.

4.4.1 Godkjenningsprøver

Trykkprøving. På grunn av sannsynligheten for at det finnes feil i en sveis, er en kontroll nødvendig av sveisens styrke og tetthet i konstruksjonsdeler som belastes av vanntrykk. En

metode som i alminnelighet er tilstrekkelig for kontroll av små turbiner, er å trykkprøve de sveiste trykkpåkjente deler. I hovedsak dreier det seg om spiraltrommer for Francis-turbiner og ringledninger for Pelton-turbiner. Slik prøving utføres ved å sette prøvestykkene under trykk opptil 1,6 ganger normaltrykket.

Inspeksjon av overflater. Overflatene av så vel plater og støpegods som sveiser bør inspiseres nøye for å identifisere sprekker, kraterlignende groper, skarpe hulkiler og andre anvisere for konsentrasjon av spenninger. Sprekker kan finnes for eksempel ved å stryke over flaten med en lettflytende olje som vil trekke seg inn i sprekker og bli der selv om overflaten senere vaskes med et oljeoppløsende middel. Bestrykes deretter overflaten med oppslemmet kritt eller lignende, og lar slemmingsvesken fordampe, trekkes oljen opp i krittlaget, og sprekken blir synlig. Andre metoder er også velegnet til sprekkundersøkelser, for eksempel bruk av magnetisk pulver og påføring av et magnetisk felt tvers over sprekken. Fordi det er mye mindre magnetisk permeabilitet i sprekken enn i stålplaten for øvrig, oppstår her en lokal feltøkning som gjøres synlig med det magnetiske pulveret.

Spesifikt for løpehjul. Nedtrøms ledeskovlene i Francis-turbiner dannes "bakevjer" som er årsak til høyfrekvente effektsvingninger ved innløpet til løpehjulet. Disse effektsvingningene kan føre til spenningsamplituder av størrelsesorden 25 MPa og superponeres til den hydrostatiske belastningen. I tillegg vil løpehjulet inneholde restspenninger som er dannet ved fremstillingen. Restspenninger etter fremstillingen søkes minimalisert ved best mulig valg av materialkombinasjoner og fremstillings- og behandlingsmetoder under produksjonen av løpehjulene. Dette skjer etter prinsipielle retningslinjer og valg som:

- Plate, avstøp og sveiseavsett bør ha samme metallurgiske struktur og kjemiske sammensetning. Små forskjeller i sammensetning kan føre til store forskjeller i sammentrekning ved avkjøling av sveiseavsett og tilstøtende materialsoner.
- Viktig å ha kontroll med innholdet av nitrogen, N, i materialet. Ved høyt N-innhold kan martensittpunktet komme under romtemperatur. Det vil si at N-innholdet ikke bør være høyere enn at all austenittstruktur vil være transformert til martensitt når temperaturen er kommet ned til 30 ^{o}C.
- For høylegerte stål er luftkjøling tilstrekkelig for gjennomherding til 100 % martensitt. Lavlegerte stål derimot krever bråkjøling.
- Viktig å inspisere at hulkiler mellom skovler og kranser har jevn og god avrunding for å unngå høye konsentrasjoner av spenninger.

Videre skal nevnes at det i praksis nesten ikke er observert sprekkopptreden i Francis-løpehjul med årsak i bakevjene nedstrøms ledeskovlene, ved fallhøyder under 250 m. Dessuten er det et faktum at over denne fallhøyde er det svært få Francis-turbiner med en maksimal effekt på

5 MW. Derfor har egentlig denne sprekkproblematikken liten betydning med henblikk på små vannturbiner.

Francis- og Pelton- løpehjul ved høyfrekvent utmatting

På grunnlag av den maksimale forskjell mellom spenningene fra belastningen, restspenning og den statiske last for Pelton- og Francis-løpehjul, er følgende godkjenningskriterium formulert:

Sprekkdybden fra overflaten for en halvelliptisk sprekk må ikke overskride a = 1 mm og bredden på en sprekk i overflaten må ikke overskride 2c = 2 mm.

I praksis godkjennes en 2 mm lineær indikasjon som påvises med magnafluksmåling, samt ultralydindikasjon av feil med sirkeldiameter 2 mm. Røntgen er ikke egnet for detektering av to-dimensjonale feil bortsett fra feil i tynne plater og skovler.

De ovennevnte kravene gjelder for løpehjul med fallhøyde over 250 – 300 m. I denne sammenheng henvises til **ref. [13] CCH 70-3,** som angir soneinndeling for kvalitetsklasse på løpehjulene.

I nedre del av fallhøydeområdet må det som antydet før i avsnitt foran, være andre, enklere krav til godkjenning. Som eksempel på dette fra praksis nevnes at en leverandør av mini Pelton-turbiner (effekt opp til 200 kW) har oppnådd utmerket driftserfaring med påsveiste skovler på løpehjul for turbiner med fallhøyde opp til 150 m. I disse tilfelle dreier det seg om presisjonsstøpte skovler i austenittisk rustfritt materiale som er sveist mot hverandre og mot navskiven med austenittisk avsett. Sveisene er besiktiget bare av den som tilvirker og er ellers ikke sprekkontrollert av kunde. Konklusjonen er likevel at i én forstand er dette et eksempel på en nokså mangelfull kontroll og kvalitetssikring, men er forsvarlig kun når leverandøren har gode referanser og tilfredse kunder.

4.4.2 Deler utsatt for sanderosjon

De mest alvorlige påvirkninger ved siden av utmatting, er kavitasjonserosjon, sanderosjon og korrosjon som reduserer levetiden og øker vedlikeholdsutgiftene til høytrykks vannturbiner. Deler som blir ødelagt ved sanderosjon, er deler som påvirkes av høye strømningshastigheter kombinert med akselerasjon og turbulens. For eksempel en sandpartikkel i vannstrømmen som avbøyes over en Pelton-skovl, utsettes for en svært høy akselerasjon samtidig som at relativhastigheten kan være i området 50 m/s. Dessuten øker akselerasjonen av relativhastigheten over Pelton-skovlen omvendt proporsjonalt med skovlbredden for

hydraulisk likedannede turbiner med samme fallhøyde. Det vil si at en turbin med skovlbredde B = 100 mm utsettes for fire ganger større akselerasjon og dermed tilnærmet samme økning av sanderosjonen sammenlignet med en turbin med skovlbredde B = 400 mm.

Motstandsdyktig materiale mot sanderosjon er en hard, men også seig rustfri stålkvalitet. For deler med flater som beveger seg ved berøring relativt til andre flater, må hardheten i materialflatene vurderes i forhold til hverandre. Dette kan eksempelvis være ledeskovler i forhold til ledeflatene som skovlene beveges mellom. En erfaringsregel sier at for å hindre riving, bør det være en forskjell i hardhet på minst 70 Vickers (HV) mellom materialet i ledeskovl sammenlignet med materialet i ledeflatene.

Imidlertid er problemene med riving mindre for små turbiner enn for større geometrisk likedannede turbiner. Dette henger sammen med at tendensen til riving øker med veilengden og arealet av flatene som subber mot hverandre under relativbevegelser.

En veiledende angivelse av materiale i ledeskovler kan være martensittisk 13Cr1Ni. For høytrykksmaskiner brukes gjerne det sterkere 13Cr4Ni. Hardheten av disse materialer er ca. HV 230. I ledeflatene bør da velges materiale med hardhet HV 300.

For mini- og mikroturbiner med fallhøyde under 150 m, kan forskjellige bronselegeringer være aktuelle som alternativ til rustfritt stål. Ved denne og høyere fallhøyde er NiAl-bronse aktuell.

I dyser er det gunstig å benytte martensitt-austenittisk struktur (HV 300). Videre er keramiske belegg utviklet for bruk på nåler og dyseringer.

På grunn av den skade som sanderosjon kan føre til på Pelton-skovler, bør materialet være både hardt og seigt. Men man kan heller ikke gå opp til hva som helst i høy hardhetsgrad på grunn av utmattingsfare. Rustfri 13Cr4Ni har vist seg å være et rimelig bra materialvalg for Peltonhjul.

4.5 Noen trekk fra materialmekanikken

I dette avsnitt behandles bare grunnlag for dimensjonering med tanke på å oppnå tilstrekkelig styrke av en konstruksjon som belastes. Det går ut på å få kontroll på at betingelsene ved maksimalbelastningen ikke fører til utillatelig flyting, brudd, instabilitet eller stor utbøyning. Dessuten må konstruksjonen tåle belastningsvariasjon uten at det oppstår utmattingsbrudd.

4.5.1 Seige materialers oppførsel ved belastning

Seige materialer "flyter" ved høy belastning. På basis av dette defineres en flytespenning σ_F som er den spenning da flytingen begynner. For belastninger som gir lavere spenning enn flytespenningen, får materialet ingen blivende deformasjon etter avlastning.

Enkelte materialer har for øvrig ingen utpreget flytegrense. For disse bestemmer man en såkalt $\sigma_{0,2}$ -grense. Det vil si den spenning som fører til 0,2 % blivende tøyning etter avlastning. Ved fasthetsberegninger blir $\sigma_{0,2}$ -grensen likestilt med flytegrensen.

4.5.2 Flytehypoteser

Ved strekkforsøk finner en hvor høy *enakset* spenning materialet kan utsettes for uten å flyte. Ved *flerakset* spenningstilstand søker man å regne frem en ekvivalent enakset spenning som gir samme risiko for flyting. Det finnes to hypoteser som oppfyller betingelsene for å gjøre denne omregning:

- Devisjonsarbeidshypotesen
- Skjærspenningshypotesen

Deviasjonshypotesen angir at flyting begynner når deviasjonsarbeidet, regnet pr. volumenhet i materialet, går opp til en viss kritisk størrelse. Med deviasjonsarbeide menes den delen av det totale elastiske formendringsarbeide som gjenstår etter at volumendringsarbeidet er trukket fra.

Den kritiske verdien for deviasjonsarbeidet ved en enakset spenning lik flytegrensen σ_F, er:

$$W_{dkrit} = \frac{1+\nu}{E} \cdot \sigma_F^2$$

hvor W_d er deviasjonsarbeidet [J]
E er elastisitetsmodulen [Pa]
ν Poissons tall [-]

Med utgangspunkt i dette finner vi at flyting for en treakset spenningstilstand som er illustrert i fig. 4.1, inntrer når

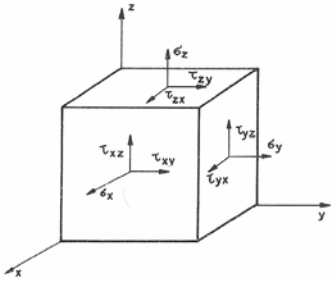


Fig. 4.1 Orientering av komponentene i en treakset spenningstilstand [10]

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma \ - \sigma_z \cdot \sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

går opp til flytegrensen σ_F. Størrelsen σ_e kalles ekvivalentspennigen og er altså den ekvivalente enaksede spenning som gir samme flyterisiko som den betraktede spenningstilstanden.

Skjærspenningshypotesen sier at flyting inntrer når den største skjærspenningen i materialet oppnår kritisk verdi, som nærmere bestemt er $\frac{1}{2} \cdot \sigma_F$. Ekvivalentspenningen er i dette tilfelle altså lik den dobbelte verdi av den maksimale skjærspenningen og betegnes med σ_{es}.

Disse to hypotesene er prøvet ved forsøk (i de fleste tilfelle med tynnveggede rør belastet med radielt trykk, aksialkraft og vrimoment), og meget god overensstemmelse er funnet. Deviasjonshypotesen gir den beste overensstemmelsen, mens skjærspenningshypotesen gir en liten margin mer sikkerhet mot flyting.

Nærmere utredning av skjærspenningshypotesen er gitt i **APPENDIKS C.**

<u>Regneeksempel:</u>

Anta en aksel av materiale St52 som er belastet slik at den får en bøyespenning $\sigma_b = 100$ [MPa] og vrispenning $\tau_y = 70$ [MPa]. Vi vil bestemme sikkerheten mot flyting i følge de to hypotesene.

I følge deviasjonshypotesen:

I formelen for σ_e innsettes $\sigma_y = \sigma_b$ og $\tau_{xy} = \tau_v$ mens alle andre spenningskomponenter blir null.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{100^2 + 3 \cdot 70^2} = 157 \text{ [MPa]}$$

Flytegrensen for St52 er $\sigma_F = 320$ [MPa] for tykkelse t > 40 mm.

Sikkerhet mot flyting $n_F = \frac{\sigma_F}{\sigma_e} = \frac{320}{157} = 2,04.$

I følge skjærspenningshypotesen:

For det tilfelle at σ_x og τ_{xy} er de eneste spenningskomponentene som er forskjellig fra null, blir ekvivalentspenningen

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{100^2 + 4 \cdot 70^2} = 172 \text{ [MPa]}$$

Sikkerhet mot flyting blir her $n_F = \frac{320}{172} = 1,86$

Kommentar: Dersom det er bøyespenning i en roterende aksel, og skjærspenningen på grunn av torsjonsmomentet er tilnærmet konstant, er det bøyespenningen som gir bidrag til utmatting. Det kan observeres på aksler som har vært utsatt for korrosjonsutmatting ved at retningen på alle sprekkene går i omfangsretningen

4.5.3 Belastningsbetingelser og sikkerhet ved dimensjonering

Ved dimensjoneringen av enkeltdeler og formede strukturer i maskinkonstruksjoner hører det med, ved siden av å gjøre gunstige materialvalg, å tilveiebringe en allsidig oversikt over belastningsbetingelsene for den aktuelle maskin. Dette innebærer kartlegging av de typer kraftpåvirkninger som er aktuelle, korrosjons-/erosjonsbetingelser, deformasjoner, påvirkning av varme-/kuldeendringer, varierende og vekslende belastninger, fundamentstabilitet og andre faktorer som har betydning for konstruksjonen.

Kategorier å ta hensyn til ved evaluering av styrkeforhold. Noen viktige forhold og egenskaper knyttet til materialer og design ved evaluering av styrkeforholdene i maskinkonstruksjoner summeres opp i det følgende.

Dimensjonering med hensyn til brudd. Sprø materialer som grått støpejern brister uten større plastisk deformasjon. For maskindeler av slike materialer er det nødvendig å kontrollere sikkerheten mot brudd ved maksimalbelastningen. På grunn av materialsvikt som har opptrådt gjennom årene av grått støpejern, har dette materiale meget liten anvendelse. Derimot har støpejern med kulegrafittstruktur og visse krav til slagseighet hatt en meget stor anvendelse i påkjent maskingods.

Dimensjonering med hensyn til knekking. I maskinkonstruksjoner med stenger eller staver som utsettes for stukekrefter, vil disse knekke når stukekraften overstiger visse verdier. Knekklasten er avhengig av slankheten, innspenningsforholdene i endene samt krumningen av stavene. Elastisk knekking av rette staver kalles vanligvis ***Eulerknekking***. Hovedparametrene ved knekkingsbetingelser er knekkingselementets:

- E-modul [Pa]
- knekklengde L_k [m]
- tverrsnittsareal A [m^2]
- stavtverrsnittets treghetsmoment I [m^4]
- treghetsradius $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ [m]
- slankhet $\lambda = \frac{L_k}{i}$ [-]

For en knekklast F_K ved elastisk knekking blir spenningen, som kalles ***Eulerspenning***:

$$\sigma_E = \frac{F_E}{A} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{A \cdot L_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \text{ [Pa]}$$

Denne ligning viser at σ_E har et hyperbelformet forløp avhengig av slankheten λ. Men fordi materialet ikke er fullkomment elastisk, begrenses gyldigheten av ligningen for σ_E når slankheten kommer under verdier som bestemmes av materialtypen. Dette er erfart ved forsøk som har gitt verdier for knekkspenningen avhengig av slankheten for forskjellige materialer. På basis av disse forsøk har ***von Tetmajer*** satt opp ligninger for sammenhengen mellom knekkspenningen σ_T og slankheten λ:

For St 37 $\quad \sigma_T = 304 - 1{,}12 \cdot \lambda \quad$ [Pa]

" St 60 $\quad \sigma_T = 329 - 0{,}61 \cdot \lambda \quad$ [Pa]

Disse ligninger beskriver rette linjer som for St 37 gjelder for $\lambda < 105$ og for St 60 gjelder for $\lambda < 85$. Disse områder for λ kalles Tetmajerområdet, og sikkerheten mot knekking beregnes her i forhold til σ_T. For området med større slankhet enn Tetmajerområdet gjelder Eulerspenningen σ_E, og dette område kalles Eulerområdet.

Erfaringer har imidlertid vist at vi må regne med høye sikkerhetsfaktorer når vi skal bestemme sikkerhet mot knekning. Sikkerhetsfaktorer av størrelsesorden 3 – 6 er ganske vanlig innen Eulerområdet, mens 1,75 – 4 er intervallet for valg av sikkerhetsfaktorer i Temajerområdet.

Videre utredning av knekking er gitt i **APPENDIKS C**.

Kombinert knekking og bøyning. Stenger og staver kan være utsatt både for aksialkrefter og tverrkrefter. I NS 424 A er fremgangsmåter gitt for beregningen i slike tilfelle.

Dimensjonering med hensyn til elastiske deformasjoner. I visse maskiner spiller de elastiske deformasjoner så stor rolle at de har avgjørende betydning for den konstruktive oppbygging. Eksempler på dette er høytrykks vannturbiner. I disse er det blant annet, viktig å opprettholde klaringspasningene mest mulig konstant mellom deler som beveges i forhold til hverandre ved trykk opp til det maksimale, for å holde vannlekkasjen gjennom klaringsspaltene minst mulig. Det henvises til fasthetslæren for å finne metoder til å bestemme de elastiske deformasjoner.

Dimensjonering med hensyn til utmatting. Utmattingsbrudd er brudd som inntreffer vanligvis etter et stort antall belastningsvekslinger (eksempel Pelton-skovler). Og de skjer ved spenninger som normalt er betydelig lavere enn materialets strekkfasthet. Utmattingsbruddet starter alltid med en sprekk, som nesten alltid begynner ved overflaten og da gjerne ved en uregelmessighet i overflaten. Sprekken forplanter seg innover i materialet inntil tverrsnittet blir så lite at vi får et statisk brudd i dette. Bruddet skjer uten nevneverdige plastiske deformasjoner.

Videre redegjørelse for varierende og vekslende belastning i **APPENDIKS C.**

Kjervvirkning. Begrepet brukes i betydningen av at en eller annen uregelmessighet i overflaten fører til spenningskonsentrasjoner. Det kan være tverrsnittsoverganger, spor, hull og lignende. Men også riss eller andre merker etter uforsiktig handtering hører også til kategorien kjerv.

Sikkerhetsbegrepet. En sikkerhetsfaktor angir forholdet mellom den kritiske belastningen som i følge beregningene medfører brudd, flyting eller lignende, og den høyest ventede

belastningen. Begge disse belastningsverdier er som regel basert på en rekke antagelser og er derfor tilsvarende usikre.

Altså, en sikkerhetsfaktor blir som regel valgt helt skjønnsmessig, og valget kan være nokså vanskelig selv om det foregår en utvikling av metoder for å minske usikkerheten ved disse valgene. I alle fall er regelen i praksis at det benyttes forskjellige sikkerhetsfaktorer som bygger på erfaringer, og de vanligste områdene for disse er:

Mot flyting: $n_F \approx 1,3$ - 1,8 ved strekk og trykk
$n_F \approx 1,0$ - 1,8 ved bøyning

Mot brudd: $n_B \approx 2,0$ - 3,0

Mot knekking: $n_K \approx 1,4$ - 3,0 for stav med bøy
$n_E \approx 2,0$ - 5,0 Euler

Mot utmatting: $n_U \approx 1,7$ - 2,5 i forhold til utmattingsfastheten.

Ved valget av sikkerhetsfaktor må man også ta hensyn til hvilke konsekvenser et eventuelt brudd vil ha med hensyn livsfare, kostbar driftsstans etc.

5 Turbinkonstruksjoner

I redegjørelsene om design og konstruksjon av vannturbiner, blir omtalen egentlig avgrenset til Pelton-, Francis- og Kaplan-turbiner, de tre typer som i alminnelighet blir anvendt. Men det er verdt å nevne et par typer i tillegg, nemlig krysstrøms- og turgo-turbiner, som sporadisk også forekommer i kategorien små turbiner. Noen inngående omtale av disse blir ikke gitt her.

I avsnittene om turbinkonstruksjoner betraktes arrangement, turbinoppbyning og opplegg for evaluering av styrkeforhold, dynamiske tilstandsforhold og beregninger av spenninger og deformasjoner av vitale deler i konstruksjonene.

5.1 Peltonturbiner

5.1.1 Generelt om arrangement

Pelton-turbiner kan ha én eller flere stråler; 6 stråler anses imidlertid som maksimum. Antall stråler vil også være bestemmende for hvilken akselorientering som er gunstigst, enten horisontal eller vertikal aksel.

Horisontale aggregater. For å gi oversikt over arrangement og oppbygning, vises i fig. 5.1 en én-stråle Pelton-turbin som eksempel. Vannet strømmer gjennom tilløpsbendet til munnstykket (1), hvor den kompakte stråle (2) strømmer ut og direkte inn på skovlene (4) og driver løpehjulet (3) rundt. Etter at vannet har forlatt skovlene, faller og ledes det ned gjennom sjakten til undervannskanalen.

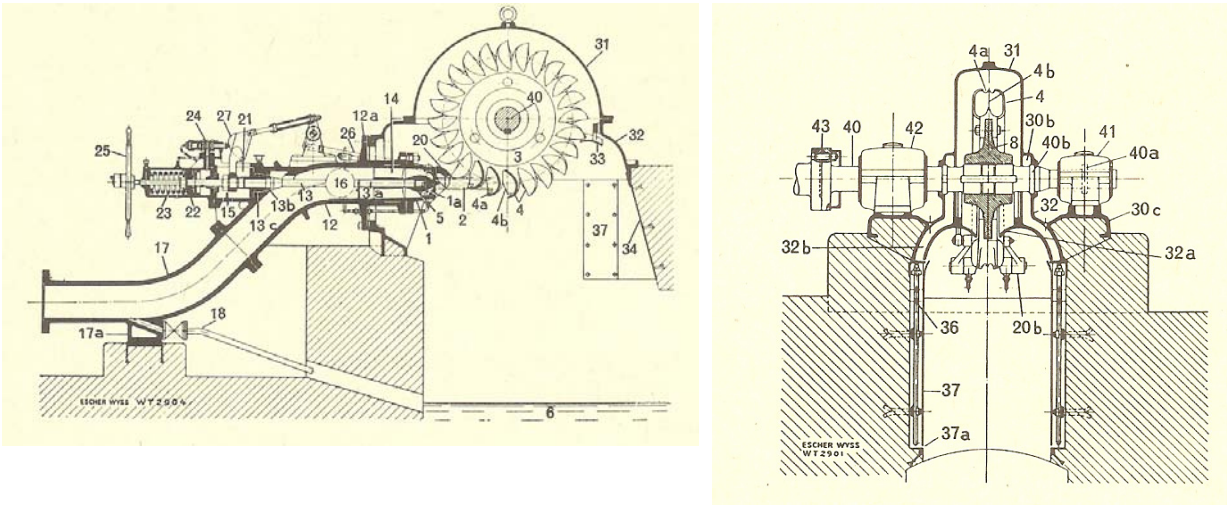


Fig. 5.1 En-stråle Pelton-turbin: a) Radialsnitt [2] *b) Aksialsnitt [2]*

I tillegg til de hoveddeler som er nevnt, nevnes flere i listen nedenfor:

4. Løpehjulskovler
5. Nålhode
6. Undervannsspeil
12. Tilløpsbend
14. Styrekryss
15. Nålstangstøtte
17. Nedre bend
18. Tømmerør
20. Stråleavbøyer
21.Tilbakeføringsarm
22. Nålservomotor
27. Kam
24. Styresleide for nålservomotor
25. Nålforstilingsratt
26. Overføringsarm til stråleavbøyer
31. Øvre turbinhus
33. Skvettvannssamler.
34. Sjaktkledning
36. Kjølespiraler
40. Turbinaksel
41. Ytre turbinlager
42. Indre turbinlager

På horisontalturbiner anvendes ikke mer enn to stråler. I fig. 5.2 er vist eksempel på radialsnitt gjennom en stor horisontal Pelton-turbin med to stråler. Den har bend formet med lange og slake krumninger i tilløpsrørene for å få så gode hydrauliske forhold som mulig.
Små turbiner blir gjerne i dette henseende ikke så omhyggelig utformet, fordi det blir lagt mer

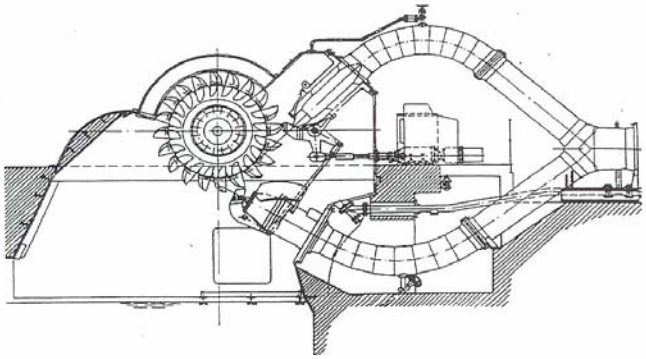


Fig. 5.2 To-stråle horisontal Pelton-turbin [4]

vekt på å få konstruksjonene mer sammentrengt, så turbinene kan fremstilles billigere. På den måten kan bendene bli svært krappe.

Vertikale aggregater. Store flerstråle Pelton-turbiner blir arrangert med vertikal aksel.

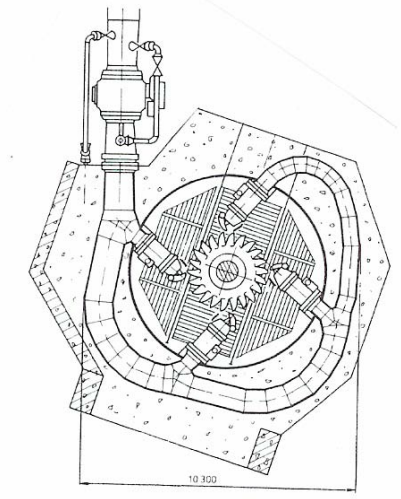


Fig.5.3 Vertikal Pelton: Horisontalsnitt [4]

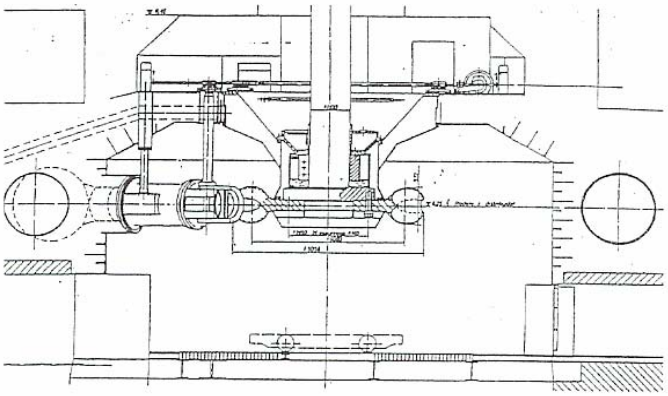


Fig. 5.4 Vertikal Peltonturbin:Vertikalsnitt [4]

Eksempel på en stor turbin med 4 stråler er vist på figurene 5.3 og 5.4. Strålene er ført inn på løpehjulet symmetrisk fordelt om aksen for å utligne strålekreftene radielt. Med en slik fordeling blir innbyrdes vinkelavstand 90^{o} mellom strålene. På samme måte som nevnt for

horisontalturbinen på fig. 5.2, er det lagt stor vinn på å gi bendene i ringledningen frem til dysene en gunstigst mulig hydraulisk utformning.

Den fast forankrede bunnramme og turbinhuset som kan være sammensatt av flere deler, omgir løpehjulet og leder avløpsvannet ned i undervannskanalen. Som vist på fig. 5.4, er den innvendige del av huskonstruksjonen på løpehjulssiden ført helt ned til skovlene og formet på samme måte som skvettskjermene (32a) i fig. 5.1, for å avbøye og bortlede avløpsvannet fra skovlene.

Ringledningen er fullstendig innstøpt i betong. Denne innstøpningen skal være solid nok ikke bare til å gi ringledningen et stødig leie, men også ta opp den hydrauliske kraften fra tilløpstrykket på innløpstverrsnittet i ringledningen. En felles servomotor manøvrerer stråleavbøyerne. Generatoren hviler enten på eget gulv over turbinen eller på en bærering som er lagret på den avstivede bunnramme. Radiallageret for turbinakselen er enten lagret direkte på turbinhuset eller på generatorgulvet eller gjennom en ring som hviler på turbinhuset. Radiallageret blir vanligvis smurt med olje som holdes i sirkulasjon av oljepumpe som drives av turbinakselen. Aksiallageret som bærer tyngden av de roterende deler i turbin og generator, er vanligvis plassert på toppen av generatoren. Lasten som dette bærer, overføres gjennom statoren til fundamentet.

Turbindelene er for øvrig de samme som hos horisontale maskiner. For nedbremsing av turbinens omdreiningshastighet ved stansing anvendes som regel en bremsestråle.

Små Pelton-turbiner med flere stråler arrangeres også med vertikal aksel og fordeling av strålene rundt omkretsen av løpehjulet på samme måten som for store turbiner. Det kan til og med sies at det er arrangementsmessige fordeler med vertikale i forhold til horisontale aggregat selv med bare én og to stråler, fordi fundamenteringen kan skje på en enkel måte ved at turbinen kan stå på et betonggulv uten å være omgitt av betong. Det eneste som kreves innstøpt er tilløpsrøret ved inngangen til kraftstasjonen før det forgrenes til eventuelt flere turbiner.

Pelton-turbiner er prinsipielt den turbintype som passer til de største fallhøyder og minste vannføringer i kraftanlegg. Dermed er ikke sagt at Pelton-turbiner ikke kan benyttes også ved moderate og lavere fallhøyder. Tvert imot er det slik at innen kategorien små turbiner viser det seg i en del tilfelle etter vurdering av forholdene at Pelton-turbiner er hensiktsmessig å installere i anlegg langt ned i fallhøydeområdet for Francis-turbiner. Avgjørende i slike tilfelle er anleggs- og driftsforhold, tilbud på turbinutførelser og til sist totale kostnader.

I alminnelige arrangement av turbinanlegg er det installert en ventil i tilløpsrøret foran turbinen for å kunne stenge av vanntilførselen. Det er flere typer ventiler å velge mellom, og det er et kostnadsspørsmål hvilken type som skal velges. Generelt er det slik at de ventiler som gir minst hydraulisk tap er dyrest. Den mest anvendte type i storturbinanlegg er kuleventil som gir minst tap. Den type som anvendes mest i anlegg for små turbiner, er spjeldventilene. De er av de billigste typene, men gir noe større tap og virker noe ugunstig på strømningen nedstrøms ventilen ved at profilen av hastigheten i røret blir noe ujevn.

Hoveddelene i Pelton-turbiner. Turbinene kan inndeles i tre hoveddeler:

- Trykkpåkjente deler omfattende tilløpsledningen, dyse og nål.
- Roterende deler omfattende løpehjul og aksel med lagre.
- Avskjermede deler omfattende turbinhus og sjakt

I tillegg kommer stengeventil. Store turbiner vil også være utstyrt med regulator, mens det på **små turbiner** kreves enklere styring og regulering, som beskrevet i Ref. [1], kapittelavsnitt 7.4.6.

5.1.2 Bend og grenrør i tilløpet

Rørledningen i tilløpet grenes av til de enkelte dyser som vist på fig. 5.2 og fig. 5.3. Denne ledningen betegnes også ringledning, og er sammen med avgreningene til dysene, særdeles viktige konstruksjonsdeler på Pelton-turbinene både hydraulisk og styrkemessig. Hydraulisk sett skal de bringe minst mulig energitap og styrkehensyn krever inngående kjennskap til kraftpåkjenninger i sammenføyningene både innbyrdes mellom rørdeler og mellom avgreningsrør og ringledning. På store Pelton-turbiner blir grenrør normalt sveiset opp av plater og har innvendig ribb i skrittet og utvendig laskeforsterkning. Rørbendene blir sveiset opp av sylindriske bendseksjoner. Valget av materiale i rørdelene er stålplater med eksempelvis en flytegrense på $\sigma_F = 355$ MPa .

Små Pelton-turbiner. Tilløpsledningen for små Pelton-turbiner kan naturlig nok bygges på samme måten som for store turbiner. Men en forming av delene og sveising etter samme retningslinjer, vil bli uforholdsmessig kostnadskrevende. Derfor stilles det lavere hydrauliske og konstruktive designkrav til små turbiner og da særlig til mini- og mikroturbiner. Likevel er det mulig å tillempe gode løsninger også for små turbiner på basis av vesentlig enklere design. For å oppnå billige konstruksjonsløsninger, er hovedsaken å ha godt skjønn for hva som gir minst mulig hydrauliske tap i alternative utforminger. Man kan tenke seg løsninger bygget opp for eksempel på rør og platedeler som krever lite verkstedsarbeide. Dessuten er fallhøyder for små Pelton-turbiner gjerne moderate i forhold til store turbiner, og dimensjonene er oftest

så små at det kan velges relativt store materialtykkelser for å unngå de mest krevende styrkeberegninger.

For de tilfelle at en inngående styrkeberegning likevel anses nødvendig for å få innsikt i kraft- og spenningsfordeling i sammenføyninger av rørdeler og grenrør ved sveiseforbindelser, gis det en oversikt over dette i **APPENDIKS D.**

Med tanke på materialvalget i rør og rørdeler er det viktig å ta hensyn til vedlikeholdet. I små turbiner blir det oftest trange åpninger og dermed vanskelig å komme til å male hvis vedlikeholdet skulle kreve det. I slike tilfelle vil det være gunstigst å velge et rustfritt og dermed vedlikeholdsfritt materiale.

5.1.3 Dyse og nål

Rørene grenet av fra ringledningen munner ut i en dyse med et sirkulært utløpstverrsnitt som er dimensjonert for vannføringen ved fullt pådrag. Fig. 5.5 viser en prinsipiell skisse av en dyse med nål og sentral nålføring fast forbundet med dyserøret gjennom ribber.

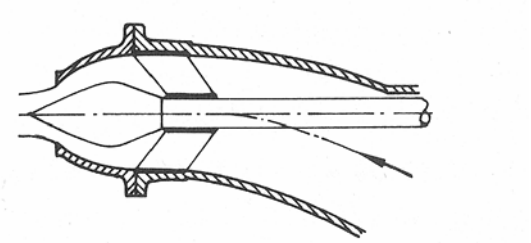


Fig. 5.5 Prinsippskisse av dyse og nål [2]

Det alminnelige er at dysene er egne deler som boltes til enden av grenrørene. Alt etter størrelse, belastning, vedlikehold etc. lages de ofte i støpt utførelse av støpejern ved lave fallhøyder eller støpestål ved store fallhøyder. Men kan også lages og bearbeides av konstruksjonsstål. På grunn av den høye hastigheten som vannstrømmen får i utløpsdelen av dysen, kan det oppstå sterk slitasje på dysemunnstykket fra partikler med stor hardhet i vannet. Når det er fare for dette, er det grunn til å tilpasse en utskiftbar slitasjering av et hardt og seigt materiale som 13Cr4Ni i utløpspartiet av munnstykket. Passende konusvinkel for spissingen av dysen kan være $\alpha_d = 85^o$.

I store turbiner er det alltid en sentral nål i dyseåpningen for regulering av pådraget. Og med den vinkel som er antydet for spissingen av dysen, passer det med $\alpha_n = 55^o$ konusvinkel for nålen slik som vist på fig. 5.6. Materialet i nålen må velges ut fra samme hensyn til slitasje som for dysemunnstykket. Dessuten kan det være hensiktsmessig å dele nålen radielt i to

halvdeler slik at spiss-delen som blir mest slitt, kan skiftes ut. I store turbiner er det alminnelig at nålbevegelsen utføres av en oljetrykks servomotor sentralt i grenrøret oppstrøms dysen.

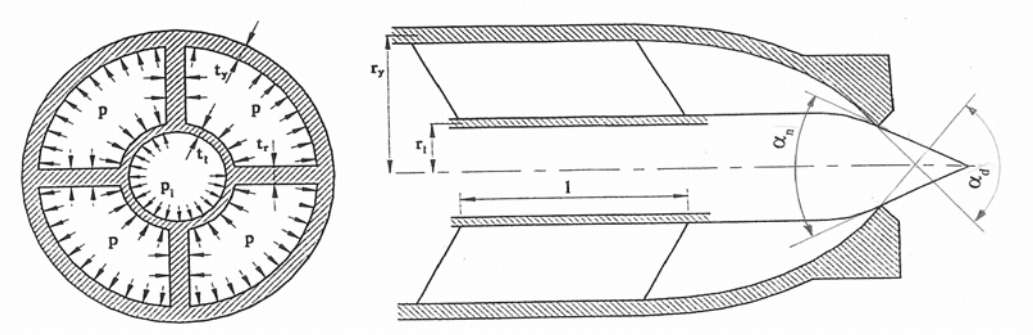


Fig. 5.6 Konus-vinkler for dyse og nål [4]

Små Pelton-turbiner. Samme løsning som beskrevet for store turbiner, kan benyttes også i små Pelton-turbiner. Men igjen er dette et kostnadsspørsmål i relasjon til turbineffekten som oppnås. For små turbiner blir det oftest enklere og mindre kostnadskrevende med et bend i bakkant av nålen og at en stang forbundet med nålen, føres ut gjennom veggen av bendet og forbindes med en utvendig servomotor. For de minste turbiner som for eksempel mikroturbiner, kan vurderingene også vise at nålregulering er uhensiktsmessig på grunn av trange åpninger som kan tilstoppes på grunn av små drivgjenstander i vannet. Da kan regulering av pådraget skje for eksempel ved regulering av stengeventilen (for eksempel spjeldventil). Men det må være klart at alle forenklinger som gjøres i forhold til en optimal hydraulisk utforming, går på bekostning av virkningsgraden for turbinen, og særlig mye i negativ retning ville det gå hvis en ventilregulering skulle bli løsningen.

Tilråding ved inspeksjon av rørbend og rørforgreninger. Bilag til kapittelavsnitt 5.1.2 gir en oversikt over grunner til at skjøter i bend sveiset opp av sylindriske rørdeler og skjøter mellom grenene i bukserør kan utsettes for sammensatte krefter som fører til store spenningskonsentrasjoner i sammenføyningen i skjøtene. I trykkpåkjente konstruksjoner av denne art vil det være nødvendig å forsterke skjøtene ved å sveise inn ribber som opptar en tilstrekkelig del av kreftene som påkjenner skjøten. Dette er det viktig å se nøye på ved inspeksjon og kvalitetskontroll. Og et ubetinget krav må være at beregninger av spenninger og spenningskonsentrasjoner må dokumenteres.

5.1.4 Pelton-løpehjul

Løpehjulet er prinsipielt det samme enten turbinen er horisontal eller vertikal, og er ofte helstøpt i materiale 13Cr1Ni, men utføres også med skovler festet til løpehjulsskiven med skrueforbindelse. For små turbiner særlig i mikroområdet, benyttes også festing av skovlene ved sveising. Som eksempel på en anvendelse nevnes at presisjonsstøpte skovler og sveis i materiale 13Cr4Ni har bestått i 3 år ved en fallhøyde 240 [m] uten antydning til feil. Derfor hevdes at for fallhøyder opp til ca 100 [m] kan et austenittisk materiale betegnet type 316, tilrådes under spesielle sveisebetingelser. Det er imidlertid vanskelig å gi generell tilråding. Når det gjelder levetid, er referanse fra leverandør et viktig kvalitetsmål.

Hydraulisk dimensjonering av Pelton-skovler er beskrevet i kapittelavsnitt 3.3.1 og APPENDIKS A. Skovlene belaster navskiven med spenninger fra strålenes kraft på skovlene og sentrifugalkraften. Grunnlag for styrkeberegninger av løpehjulsskiver og skovler i Pelton-turbiner er gitt i **APPENDIKS E.**

5.1.5 Aksel og lagre

Materialer og dimensjonering av aksler og lagre i vannturbiner er behandlet i avsnittene henholdsvis 5.4 og 5.5. Her beskrives spesifikke detaljer og hensyn ved aksler og lagre i Pelton-turbiner.

*Aksel***.** Turbin- og generatoraksler i Pelton-turbiner utføres gjerne med flenser i begge ender. Løpehjulsskiven i små Pelton-turbiner festes til flensen på den frie akselende på generatoren, med en skrueforbindelse, dersom det ikke bygges inn en utveksling i form av gir eller removerføring mellom turbin og generator. Skrueforbindelsen settes da til med en forspenning som gir tilstrekkelig friksjon mellom skive og flens til å oppta momentet på løpehjulet. Andre festemåter blir også benyttet som for eksempel at skiven utføres med et boss som bores ut for gjennomføring av akselen og kilet fast til denne. Denne løsning har vært benyttet på horisontale turbiner.

I direkte koblinger mellom turbin og generator slik som nevnt, er dimensjoneringen av akselen en detalj i designen av generatoren. Likevel er det viktig å vurdere om generatorakselen påføres krefter fra turbinen i tillegg til grunnlaget for dimensjoneringen av generatoren. De ekstra krefter som turbinen kan påføre generatorakselen, vil være bøyepåkjenning fra strålekrefter og ved horisontale maskiner også fra tyngden av løpehjulet. For aggregater hvor det nyttes gir, er akselen med dens opplagring en konstruksjonsdel som må dimensjoneres på basis av vrimomentet fra løpehjulet og bøyemomenter avhengig av kreftene fra giret.

*Lagre***.** Det kan ikke gis generelle regler for hvordan lagrene på en turbin skal være arrangert. De respektive produsenter utvikler sine løsninger i sammenheng med den totale turbinkonstruksjon i kombinasjon med generatoren. En sjekking og kontroll av turbinlagre vil derfor omfatte vurderinger av

- belastningene som lagrene får under de tenkelige driftsforhold
- valget av lagertype
- materialet i glideflatene for bærelagre
- om det anvendes kule- og rullelagre, vurderes valget og kvaliteten av disse
- om smøring er nødvendig
- om det trengs kjøling av lagre.

Lagrene i Pelton-aggregater med **horisontal aksel** må oppta de radielle krefter som summeres opp av strålekrefter og tyngden av alle roterende deler i aggregatet. Krefter i aksiell retning må bæres av et aksiallager. Aksialkraften vil være ubetydelig. I aggregater med små turbiner er det derfor tilstrekkelig med et kulelager som kan oppta aksialkraft. Men en annen (dyrere) løsning kan være at akselen er utstyrt med en kam (pos. 40a, fig. 5.1) som går i et spor i det ene bærelageret og gir den nødvendige aksielle styring. For **vertikale aggregater** derimot er aksiallageret det bærende hovedlager, mens radiallagre foruten å tjene til styring, må oppta resultanten av strålekreftene.

For små turbiner vil kule- og rullelagre være de lagertyper som hyppigst blir brukt, men også selvsmørende radiallagre blir brukt i en rekke tilfelle. Radiallagre med skåler utforet med hvittmetall skal også nevnes, selv om anvendelsen er liten. Når det gjelder konstruksjonene av lagre, er det rimelig å se på type, kvalitet, levetid og lagrenes innbygging i forhold til gitte betingelser og krav. Dessuten er montasje og demontasje et viktig hensyn for reparasjon og vedlikehold.

5.1.6 Regulering

I kapittel 3, avsnitt 3.4, er redegjort for grunnlag og konsekvenser av regulering av vannføringen til turbiner. Overført til regulering av avgitt effekt fra Pelton-turbiner med nålregulering er kravene at lukkebevegelsene av nålen ikke må overskride en viss hastighet for at trykket ikke skal overstige en gitt verdi. For et turbinaggregat på eget isolert nett med frekvensregulering, kan dette bety uakseptabelt frekvensavvik over for langt tidsrom før en lastendring er utregulert. Om dette skal unngås må regulatoren i tillegg til å innstille nålen, også være utstyrt med en stråleavbøyer som sørger for å bøye vekk så mye av strålen fra løpehjulet at man får en rask nok reduksjon av effektoverskuddet. Dette reguleringsprinsipp betegnes *dobbeltregulering.*

Et eksempel i skjematisk fremstilling av en ***dobbeltregulert Pelton-turbin*** er vist i fig. 5.7 Tilstand 1) viser posisjon av nål og stråleavbøyer ved likevekt før et lastavslag. Tilstand 2) viser en reguleringssituasjon der stråleavbøyeren bøyer noe av strålen bort fra løpehjulet, og tilstand 3) viser at stråleavbøyeren er ute av strålen igjen og ny likevekt gjenopprettet ved en lavere last enn i tilstand 1). For øvrig er regulatoren tilpasset slik at stråleavbøyeren ligger nær inntil strålen ved likevekt så vel ved høy som lav last.

Det skisserte regulatorsystem representerer en fullstendig regulator med frekvensregulering. Frekvensføleren som her er en sentrifugalpendel (110), er drevet ved removerføring fra turbinakselen. Loddene på pendelen er festet til hver sin arm som er forankret i toppen av pendelakselen hvor armene kan svinge om aksen i et lager. Som vist på skissen, har loddstengene leddet stangforbindelse nedover til en hylse som kan beveges opp eller ned

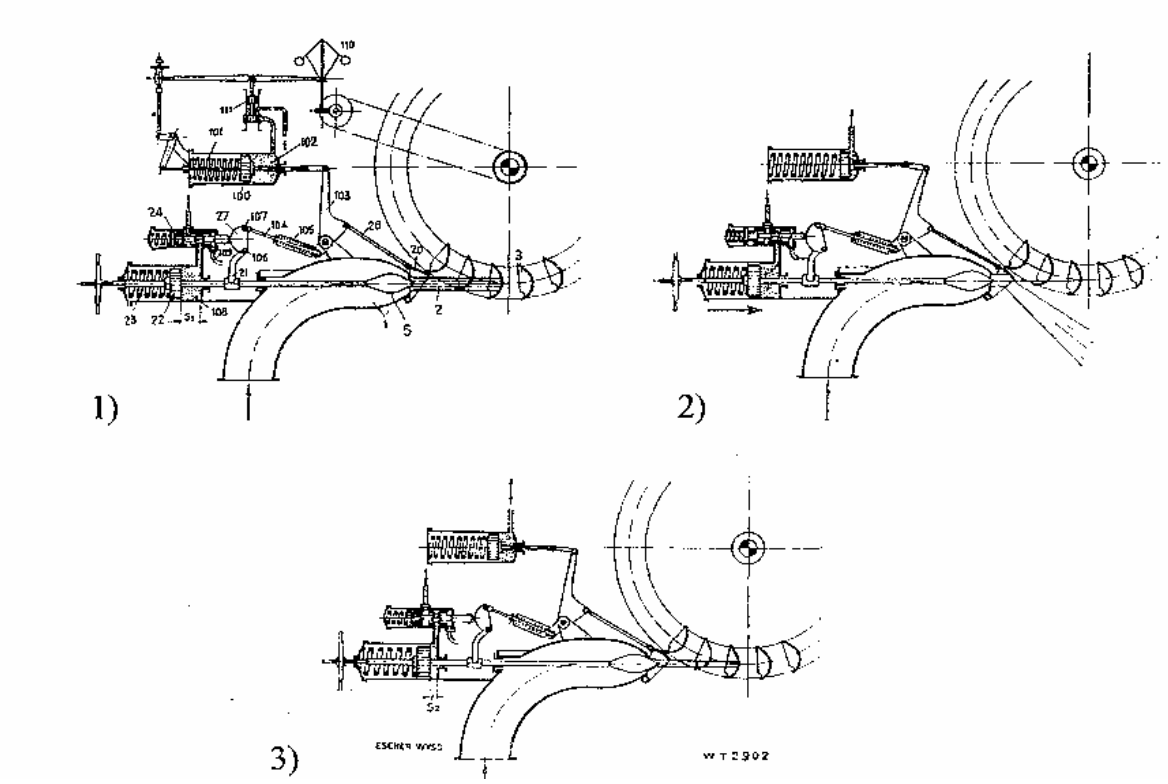


Fig. 5.7 Skjematisk skisse av dobbeltregulering av en Pelton-turbin [2]

langs pendelakselen. Ved økning av omdreiningshastigheten svinger loddene ut på større rotasjonsradius og trekker samtidig hylsen med seg oppover og omvendt ved reduksjon av omdreiningshastigheten.

Videre er hylsen forbundet med en stiv stang, som nær midt på lengden har en leddkobling til en sleideventil (111) og i den andre enden er forankret i et leddpunkt som beveges av pådraget.

Ved lastavslag beveges hylsen og derved sleiden i ventilen (111) oppover. Trykkoljeolje styres inn på lukkesiden av sylinderen som beveger stråleavbøyeren (20) gjennom armoverføringen (103) og (26) for å bøye strålen bort fra løpehjulet. Samtidig beveges sleiden ut av midtstilling i ventil (24) slik at trykkolje styres ut av nålservomotoren som derved beveges i lukkeretning av fjæren. Ved bevegelsen av nålen medbringes armen (21), og kammen (27) vil derved dreie seg om punkt (107), og sleiden (24) føres på den måten tilbake mot likevektsstillingen og stopper oljeutløpet i det øyeblikk den igjen dekker hele sleideåpningen. Denne tilbakeføring er nødvendig for å stabilisere svingningen som denne reguleringsprosessen nødvendigvis fører til.

Som nevnt ligger stråleavbøyeren tett inntil strålen ved enhver stabil likevektstilstand mellom last og avgitt generatoreffekt. Dette er fullført ved at kammen (27) er tilpasset bevegelsen av stråleavbøyeren (20) gjennom lenke-/stangforbindelsene (103), (107) og (26). Ved økning av belastningen virker stråleavbøyeren ikke inn på åpningsprosessen, og nålens åpningshastighet blir avpasset slik at trykksvingningene i rørledningen og hastighetsvariasjonen holdes innen tillatte grenser.

For at reguleringsprinsippet som er vist, skal representere en fullstendig frekvensregulering, må regulatoren også justere frekvensen tilbake til en fast, gitt verdi ved stabil likevekt etter regulering uansett last. For regulatoren i eksemplet fig. 5.7, betyr det at endepunktet på pendelstangen som er forbundet med turbinpådraget, må utstyres med en mekanisme for å forstille lenkepunktet tilbake til en fast posisjon, som representerer den faste frekvens.

Regulatorer basert på så omfattende reguleringsprinsipp som omtalt ovenfor, er kostbare enheter, og det viste eksemplet har først og fremst til hensikt å gi en redegjørelse om prinsippet for frekvensregulering, som er aktuell for visse store maskiner i samkjøringsnett.

Regulering av små turbiner. Regulatorer for små turbiner basert på frekvensregulering, er neppe aktuelt i andre tilfelle enn eventuelt når aggregatet skal forsyne et *eget isolert nett*. I det store og hele, betyr det oftest at regulatoranordninger kan tilpasses på meget enklere måter, i hvert fall for mini- og mikroturbiner. I praksis betyr det at regulatoranordninger kan være enkle mekanismer, alt fra manuelle, halvautomatiske til helautomatisk virkende. Mer om synspunkter på dette er gitt i **ref. [1],** kapittelavsnitt 7.4.6.

5.1.7 Turbinhus og sjakt

Turbinhuset. Løpehjulet med akseltilslutning og grenrørene med dyser er bygget inn i et hus så vel for vertikale som horisontale Pelton-turbiner, slik som figurene 5.1, 5.2 ,5.3 og 5.4 viser. Huset må ha åpninger for lufttilgang og tilstrekkelig ventilasjon så uheldig undertrykk i huset unngås. Videre må huset være utformet slik at vannstrålene fra utløpet av skovlene ikke danner vannsprut tilbake på løpehjulet. For å oppnå dette kan det være nødvendig å passe inn skvettskjermer som ligger nær inntil skovlene og ellers leder utløpsvannet fra løpehjulet til undervannet.

Sjakt. Vannstrømmen ut fra løpehjulet ledes ned i undervannet gjennom en sjakt. Denne sjakten utføres i betong som for de minste turbiner ikke trenger videre kledning. Men normalt vil det være nødvendig å kle sjaktveggene med stålplate for at de skal være solid nok til å tåle sprutkrefter fra strålene.

5.1.8 Utfyllende detaljer om komponenter og arrangement

Den komplette konstruksjon og montasjearrangementet av Pelton-turbiner inneholder detaljer som må etterses i tillegg til det som er behandlet i avsnittene foran. Det er:

- aksel
- lagre og smøresystem
- flenser, vurdering av styrkeforhold ved ekstreme belastninger
- skruer og skrueforbindelser
- løfteører
- fundamentkonstruksjon
- lufting av turbinhuset
- anordning av overvåkingsinstrumenter

5.1.9 Kontrollskjema for Pelton-turbiner

Benevning av emne/detalj	Bedømmelse/kommentarer/evaluering
Dokumentasjon av forbindelsen kjøper – leverandør:	
1) Grunnleggende naturdata	
2) Tilbud, avtaler	
3) Kontrakter	
4) Annet	

Dokumentasjon av turbindesign:

1) Konstruksjonstegninger
2) Beregninger
3) Annet

Arrangement av turbin – generator - anlegget:

1) Tilløpsledning med avstengningsorgan
2) Fundamentering av aggregatet
3) Utløpskanalen fra turbinen
4) Turbinens høyde over undervann

Hydraulisk design av turbinen:

1) Turbinens hoveddimensjoner og valgt omdreiningstall
2) Hovedmål på stråleberørt skovlflate
3) Hydraulisk utforming av skovlene
4) Hydraulisk utforming av dyse og nål
5) Annet

Tilløpsrør – Ringledning:

1) Materialvalg
2) Dimensjonering og utforming av bend og grenrør
3) Beregninger av styrkeforhold
4) Behov for videre beregninger
5) Skrueforbindelser og tetninger i trykkbelastede sammenføyninger

6) Lokk for rensing og inspeksjon
7) Stusser/trykkuttak for måle- og overvåkingsutstyr
8) Løfteører for montasje/demontasje
9) Annet

Dyse og nål:

1) Valgte materialer
2) Lagring av nålstangen
3) Mekanisme for regulering/forstilling av nålen
4) Annet

Løpehjul:

Helstøpt løpehjulsskive med skovler:

1) Valgt materiale
2) Konstruktiv utforming
3) Beregninger av styrkeforhold
4) Videre behov for styrkeberegn.
5) Annet

Løpehjul med løsbare skovler:

1) Valgt materiale
2) Utformingen av løpehjulsskiven
3) Utformingen av skovlene for befestigelse til skiven
4) Styrkeberegninger
5) Videre behov for styrkeberegning
6) Annet

Aksel:

1) Valgt akselmateriale
2) Befestigelse av løpehjulsskiven til akselen
3) Belastninger på akselen, styrkeberegninger, kritisk omdr.tall
4) Behov for videre beregninger
5) Annet

Lagre:

1) Lagerbelastningene
2) Valgt lagertype
3) Materiale i glideflaten på glidelagre
4) Valgt kule- eller rullelagre
5) Smøring, eventuelt behov for smøring
6) Kjøling, eventuelt behov for kjøling

7) Annet

Regulator:

1) Behov for eller krav til regulering
2) Design av regulator
3) Annet

Turbinhus:

1) Utformingen av turbinhuset
2) Sikring mot tilbakesprut på løpehjulet fra utløpsstråler
3) Sikring mot at flere stråler forstyrrer hverandre innbyrdes
4) Lufttilførsel til turbinhuset
5) Annet

Sjakt:

1) Er valgt høyde fra utløpet av løpehjulet til undervannet tilfredsstillende
2) Trengs det platekledning av sjakten for å unngå skade ved utstrømningen fra løpehjulet
3) Er utløpskanalen passende forberedt for

målinger f. eks. i forbindelse med virkningsgradsprøver

4) Annet

Andre detaljer:

1) Nødvendige stusser for tilkobling av måleutstyr og uttak for trykk

2) Anordning av relevante overvåkings-instrumenter

3) Smøresystem for lagre

4) Kjølesystem for lager- og regulatorolje

5) Skruer og skrueforbindelser generelt

6) Annet

5.2 Francis-turbiner

5.2.1 Generell oversikt

Francis-turbinene fordeler seg i fartstallsområdet $0,2 \leq^{*} \underline{\Omega} \leq 1,5$. Dette indikerer at løpehjulene i disse turbinene vil være svært forskjellige fra de laveste til de høyeste fartstall.

I samsvar med akselretningen kan Francis-turbinene deles inn i de to hovedgruppene: horisontal- og vertikalturbiner. Turbiner med forholdsvis små dimensjoner, hører oftest til gruppen horisontale maskiner, mens de aller største er vertikale. Men det er ingen regel for dette. Likevel brukes ofte vertikal utførelse ned til ganske små dimensjoner når arrangement, design og plasshensyn for montasje tilsier det.

I tillegg til de to nevnte inndelingsmåtene kan turbinene sorteres etter måten turbinhjulene innebygges, nemlig spiralturbiner og turbiner i åpen kum. Likevel er det i virkeligheten slik at spiralturbinene anses som enerådende i forhold til kumturbiner.

Den konstruktive utforming som den enkelte produsent gjør av en rekke hoveddeler, er i hovedsak lik for horisontale og vertikale turbiner, men i enkelte detaljer skiller de seg også mye fra hverandre.

Francis-turbiner er maskinkonstruksjoner bygget opp av komponenter med nær sagt samme funksjon enten de kommer fra den ene eller andre produsent. For oversikt over den funksjonelle oppbygning av turbinkonstruksjoner, kan en derfor nøye seg med å betrakte eksempler fra vilkårlig valgte produsenter.

5.2.2 Turbinoppbygging og arrangement

Horisontal Francis-turbin

Et eksempel på en horisontal Francis turbin er vist i fig. 5.8 ved aksialsnitt gjennom turbinen.

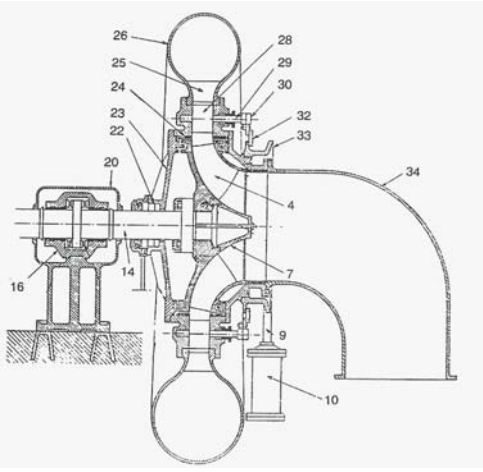


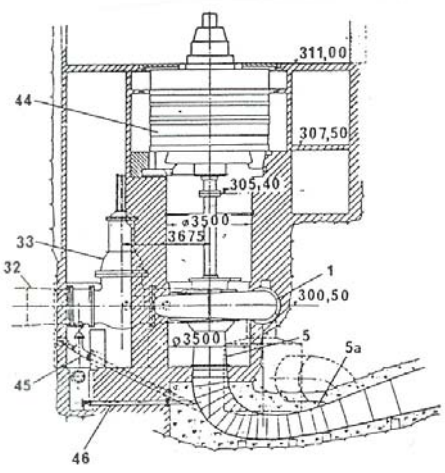
Fig. 5.8 Horisontal Francis turbin [5]

Vannet strømmer fra tilløpsledningen gjennom spiraltrommen (26), ledeapparatet (28), løpehjulet (4), sugerøret (34) ut i undervannskanalen. De øvrige nummererte deler benevnes:

7. Løpehjulskonus	*16. Lagersko*	*24. Labyrinttening*	*32. Lenke*
9. Servomotorstempel	*20. Lagerhus*	*25. Stagskovl*	*33. Reguleringsring*
10. Servomotor	*22. Aksel tetningsboks*	*29.Ledeskovltapp*	
14. Turbinaksel	*23 Turbinlokk*	*30. Ledeskovlarm*	

Vertikal Francis-turbin

Francis turbinaggregater utføres uten unntak med vertikal aksel når effekten og turbindimensjonene blir forholdsvis store. For å gi oversikt er det i fig. 5.9 vist vertikalsnitt og i fig. 5.10 horisontalsnitt gjennom et stort aggregat. I tabellen nedenfor er listet opp benevningene av detaljer med posisjonsnumre:



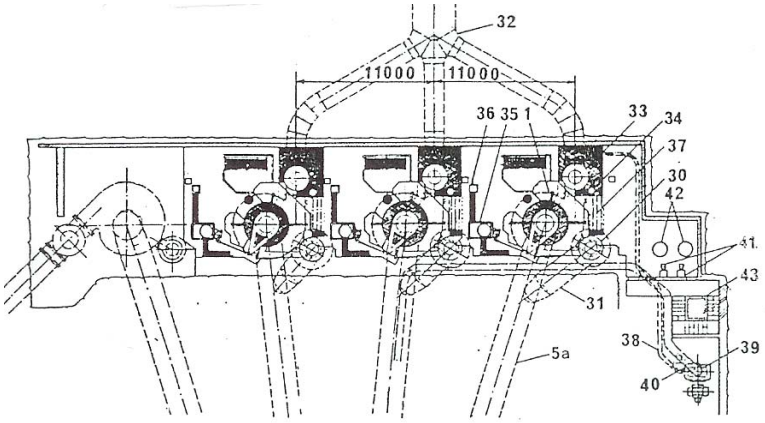


Fig. 5.9 Vertikal Francis, vertikalsnitt

Fig. 5.10 Vertikal Francis, horisontalsnitt [2]

30. Energidreper-ventilkammer	*37. Ejektorrør*	*42. Motorer for kjølevannspumper*
31. Utløpsrør fra energidreper	*38. Tilløpsrør til husturbin*	*43. Trapp og heisesjakt*
34. Omløp for trommetrykksetting	*39. Husturbin*	*44. Gen. - pos. over høyeste UV*
35. Regulator	*40. Utløpsrør fra husturbin*	*45. Tømmeledning for trykksjakt*
36. Regulator-pilotstyring	*41. Vertikal dreneringspumpe*	*46. Tømmeledning for sugerør*

For mer oversikt over detaljer i en stor vertikal Francis-turbin, vises til fig. 5.11. Den er designet for effekt P = 315 MW, fallhøyde H_n = 520 m og omdreiningstall n = 333 [o/min].

Hoveddelene i vertikalturbiner konstrueres ut fra de samme prinsipielle hensyn som tilfelle er ved horisontalturbiner. Spiraltommen (1) blir delvis eller fullstendig innstøpt i betong og dermed stødig forankret. Reguleringsring med lenker og dennes lager – som er arrangert for fett eller oljesmøring – blir montert på lokket. Løpehjulet (3) festes til flens på akselen (4) ved

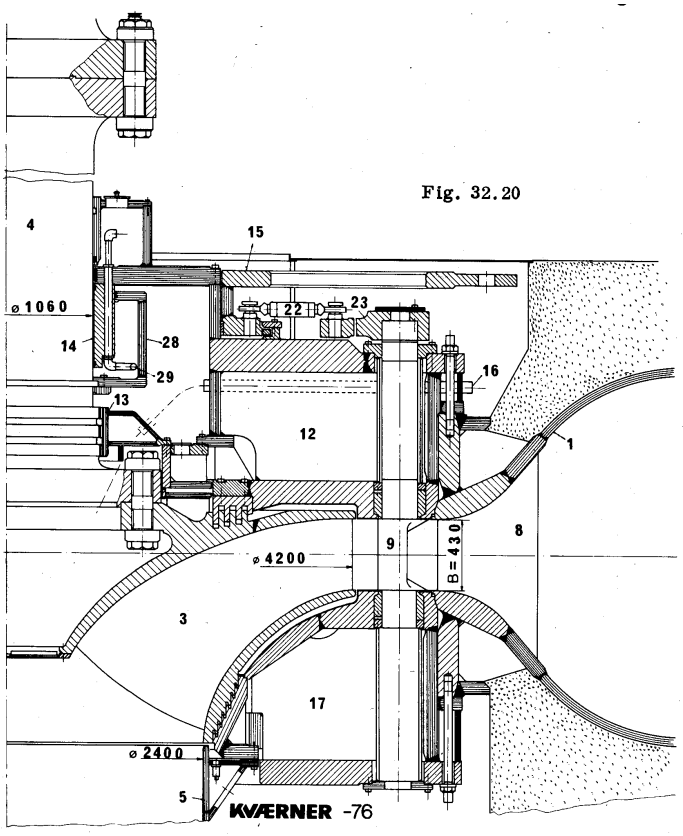


Fig. 5.11 Aksialsnitt gjennom vertikal Francis-turbin [2]

Turbindetaljene med posisjonsnumre er:

1. Spiraltromme	*8. Stagskovler*	*14. Styrelager*	*22. Lenker*
3. Løpehjul	*9. Ledeskovler*	*15. Reguleringsring*	*23. Armer*
4. Aksel	*12. Øvre lokk*	*16. Avlastningsrør*	*28. Roter. Oljebeholder*
5. Sugerør	*13. Tetningsboks*	*17. Nedre lokk*	*29. Oppstuvn.-rør*

skruer som forspennes eller suppleres med passbolter eller kiler. Tetningsboksen (13) er utstyrt med kullringer eller bløtpakning og danner tetning mellom turbinhjulet og lageret (14). Lekkasjevannet ledes vekk fra tetningsboksen til sugerøret. Røret (16) tjener til avlastning av de hydrauliske trykkrefter på løpehjulet og trykkreftene på tetningsboksen (13).

Dreiningen av reguleringsringen besørges av én eller flere oljetrykk-servomotorer som blir plassert direkte på spiraltrommen inntil lokket når reguleringskreftene er store. Ved mindre eller middels store turbiner er det mest vanlig at servomotoren er plassert i regulatorkassen, og reguleringskraften overføres til reguleringsringen gjennom stang- og armoverføring Lenkene (22) fig. 5.11, overfører kreftene fra regulatoren til ledeskovlene (9). Lenkene (22) kan – dersom det anses nødvendig – være utført som bruddlenker for å sikre ledeskovlene mot skade om harde gjenstander skulle bli klemt mellom dem under dreiningen.

Aksiallageret blir vanligvis plassert på toppen av generatoren. Generatoren hviler enten på sitt eget fundamentgulv eller på betongsøyler som bæres av stagringen i spiraltrommen.

Sugerøret (5) blir enten laget av stålplate og ført vertikalt nedover, eller går over i et betongbend som avbøyer vannstrømmen til horisontal retning inn i utløpskanalen Det vertikale rør foran bendet utvider seg nedover med en konusvinkel ca. 6^{o}. Denne konusen blir utstyrt med mannhull og lokk, for å gi mulighet til å komme inn og inspisere eller reparere løpehjulets utløpsparti.

5.2.3 Spiraltrommer

Generelt for Francis-turbiner med tilløpsledning er en stengeventil plassert like oppstrøms innløpet på turbinen. Fra ventilen til ledeapparatet på så vel store som middels store turbiner er vannledningen i alminnelighet formet som et sneglehus, kalt spiraltromme, som danner en ringåpning inn mot ledeapparatet med jevn bredde kontinuerlig rundt hele omkretsen. Men uansett hvilken utforming spiraltrommen har, så skal den ha en slik ringåpning som leder vannstrømmen inn på ledeapparatet.

Spiraltrommer designet som sneglehus er en utforming som anses å gi den optimale løsning for å oppnå minimale hydrauliske tap. Denne utforming er gunstig også for en styrkemessig god utnyttelse av materialet i trommeskallet. Tverrsnittene dimensjoneres ut fra hensynet til at vannhastigheten i strømretningen rundt omfanget av ledeapparatet blir rimelig nær konstant rundt hele omkretsen. Men på grunn av strømningstapene gjennom spiralen og hensynet til den konstruktive utforming i sammenføyningen med innløpspartiet, er det rimelig å minske hastigheten gradvis i strømretningen rundt spiraltrommen. Derved kan trykket rundt innløpet til ledeapparatet holdes tilnærmet konstant.

Et eksempel på anerkjent tverrsnittsendring i omfangsretningen for en Francis-turbin med fartstall $^{*}\underline{\Omega} \approx 0,3$, er gitt i tabell nedenfor fig. 5.12:

I samsvar med angivelsene på figuren, er:

δ omfangsvinkel i grader [^{o}]

$c_{innløp}$ vannhastighet [m/s] ved innløpet til spiralen

c_u vannhastighet [m/s] vinkelrett på tverrsnittet i et punkt på strømlinjen ved radius R [m]; hastigheten betegnes også tangensialhastighet [m/s].

Mellompartiet mellom trommeskallet og ledeapparatet danner den konstruksjonsdel som betegnes ***stagring***. Stagringen består av to ringer innbyrdes forbundet gjennom innsveiste skovler, betegnet ***stagskovler***. Trommeskallet er festet til stagringen ved at de to kantene i ringåpningen er sveiset til hver sin ring i stagringen. Stagskovler og ringer er konstruert for å gi hydraulisk gunstige strømningsforhold og ikke minst viktig, oppta kraftbelastningene både fra spiraltrommen og vanntrykket på ringene og lokkene.

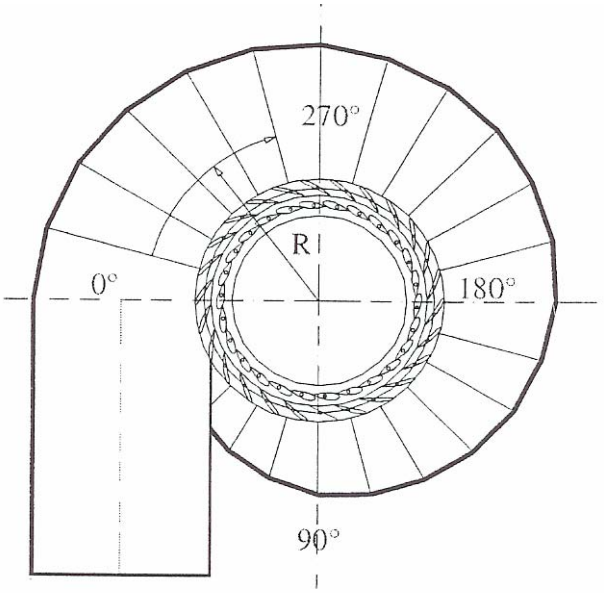


Fig. 5.12 Skisse av spiraltromme, stag og ledeskovler [4]

δ	0^o	270^o	180^o	90^o
$\frac{c_u}{c_{innløp}}$	1,0	ca. 0,9	ca. 0,85	ca.0,6

Med det refererte opplegg for dimensjoneringen av spiraltverrsnittene, regnes det med samme volumstrøm inn på løpehjulet fra alle ledeskovlkanaler og den radielle vannhastighet c_m = konstant rundt hele spiralomfanget foran innløpet til skovlene i stagringen. Innløpsvinkelen på stagskovlene blir derved avhengig av omfangsvinkelen δ :

$$\alpha_i = \arctan\frac{c_m}{c_u} \text{ ved omfangsvinkel } \delta = \delta_i .$$

Som fig. 5.12 indikerer, kan spiraltrommer fremstilles som en skallkonstruksjon sammensveist av platesegmenter. Dette er det vanlige for middels og store turbiner, og det benyttes plater av høyfast stål i trommer på turbiner for store fallhøyder.

Skjøten mellom avgreningsrør eller stusser på spiraltrommen utsettes for kraftbelastninger som må vies spesiell oppmerksomhet. Dette gjelder også avslutningen av spiralen der den går over i seg selv. I disse skjøtene kan belastningene bli så store at det er nødvendig å sveise inn forsterkningsribber utvendig i skjøten. I spiralavslutningen sveises vanligvis inn en innvendig forsterkningsribb.

Baksveis. Ved sammensveisingen av spiraldelene og tilslutningene som belastes av trykkreftene, er det viktig at sveisene blir omhyggelig utført med gjennomsveising av skjøtene i sammenføyningene. Det vil si at ikke tilgjengelige steder fra innsiden må ha baksveis og ikke bare være sveist fra utsiden fordi det ellers gjerne oppstår diskontinuiteter i materialforbindelsen på innsiden, og om brudd oppstår ved høy belastning, så vil bruddene ha sitt utgangspunkt i slike diskontinuiteter.

For små Francis-turbiner som tilpasses lave fallhøyder, kan det være regningssvarende å fremstille spiraltrommene av støpejern. Og da kan trommene gis sneglehusformet design etter samme retningslinjer som nevnt foran. Men for det meste vil en rimelig kostnadseffektiv utforming av spiraltrommer for små turbiner måtte baseres på mindre innsats av kostnadskrevende verkstedarbeide. Vi vil derved måtte forvente at strømningstapene blir noe større enn for de mer optimale trommeutførelser. Men ved å holde seg til retningslinjer nevnt foran for hastighets- og trykkforløpet rundt omfanget av innløpet til ledeapparatet, vil strømningstapene likevel ikke nødvendigvis bli nevneverdig større.

Som en ytterligere aktuell mulighet, nevnes at for små turbiner med lave eller moderate fallhøyder kan spiraltrommer også fremstilles av plastmateriale armert med glassfiberduk. Slike trommer kan ideelt sett utformes med sneglehusdesign ved at de støpes på tilsvarende tremodeller.

Håndlokk på spiraltrommer for små turbiner. Et viktig moment å være oppmerksom på ved spiraltrommer for små-, mini- og mikroturbiner, er at det er små åpninger for gjennomstrømningen i de minste tverrsnittene ved spiralavslutningene. Derfor er det hensiktsmessig å anordne et håndhull med lokk som ved gitte tidsintervall, eller andre anledninger, kan demonteres for å inspisere og plukke ut drivgjenstander som eventuelt har blitt liggende fast.

Behov for beregningsmessig analyse. For store turbiner med stor fallhøyde er stagring og spiraltrommer høyt påkjente konstruksjonsdeler som vies inngående teoretisk og beregningsmessig behandling for å komme ut med rimelig optimale løsninger. Hovedmotivene vil være god hydraulisk design, konstruktiv utforming for optimalt gunstig bearbeidning og utnyttelse av materialer, sikkerhet og til sist kostnadene som alternative løsninger vil resultere i. Dette innebærer blant annet at det vil være nødvendig å gjennomføre omfattende og til dels kompliserte styrkeberegninger av disse konstruksjonsdeler. Fremgangsmåter for beregninger av stagring og spiraltrommer er gitt i **APPENDIKS F.** I tillegg henvises også til APPENDIKS D.

Stagring og spiraltromme for små turbiner er konstruksjonsdeler som også må vies oppmerksomhet både med hensyn til hydrauliske og styrkemessige forhold. Men det er normalt rom for å bruke mer skjønn og forenklede beregninger enn det som er vist for de store turbinene i APPENDIKS F. I stagringen kan det i mange tilfelle dessuten benyttes bolter i stedet for skovler.

Oppsummering. I forbindelse med inspeksjon og vurdering av spiraltrommer for Francis-turbiner er det viktig å summere opp følgende hovedpunkter, som gjelder for små så vel som store turbiner:

- Få tilgang på beregninger og underlag:
  - For bestemmelse av kreftene fra vanntrykket ved dynamiske så vel som stasjonære driftsforhold på spiraltromme og stagring inklusive belastningen på lokkene, for dernest å vurdere dimensjoneringen ut fra spenninger og deformasjoner
  - For kraftbelastningene i skjøter mellom avgreninger eller stusser på spiraltrommen og dimensjoneringen av eventuelle forsterkningsribber.
- Valg og kombinasjoner av materialer:
  - I små turbiner hvor det ikke er tilgjengelighet for maling og sandblåsing, bør trykkpåkjente deler være utført av rustfritt stål.
  - Overganger fra rustfritt til ulegert materiale må være slik at de enten ligger utenfor pakningssnor eller at det er malt, eller muligheter for å male innover det rustfrie belegget ved ettersyn.
- Inspeksjon av sveiste sammenføyninger:
  - Særlig holdes øye med at ikke tilgjengelige steder fra innsiden har baksveis og ikke bare er sveist fra utsiden.

5.2.4 Ledeapparat

Utformingen av ledeapparatet betyr mye for en sikker og pålitelig drift av turbinen. Ledeskovlene må ha styrke for å oppta momentet fra de hydrauliske krefter og friksjonen som balanseres av vrimomentet fra reguleringsorganet.

Belastningskrefter på ledeskovlene. Det hydrauliske trykket nedstrøms ledeskovlene øker med økende omløpstall på løpehjulet. Med minkende åpning mellom ledeskovlene øker trykket på oppstrømssiden av dem. Når ledeapparatet er helt stengt som vist i fig. 5.13, og løpehjulet står stille, er trykkbelastningen på ledeskovlene størst. Trykket oppstrøms ledeapparatet er da lik brutto fallhøyde og nedstrøms lik sugerørstrykket. Total kraft pr. skovl er da:

$$F_0 = \rho \cdot g \cdot H \cdot B_0 \cdot l = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot B_0 \cdot D_0}{z_0} \text{ [N]}$$

hvor H er det statiske trykket som virker rundt hele skovlen unntatt på lengden l som vender inn mot løpehjulet [m]

B_0 bredden av ledeapparatet [m]

l lengden som altså er lik skovldelingen $\approx \frac{\pi \cdot D_0}{z_0}$ [m]

D_0 diameteren til senter i akseltappene på ledeskovlene [m]

z_0 antall ledeskovler

Når armen for resultantkraften F_0 er a_0, er vrimomentet T_0 på ledeskovltappene

$$T_0 = F_0 \cdot a_0 = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot B_0 \cdot D_0 \cdot a_0}{z_0} \text{ [Nm]}$$

Avstanden x fra tappsenteret til ledeskovlens avløpskant i forhold til lengden l på fig. 5.13, er viktig for virkningen av det hydrauliske moment. Når lengdeforholdet x/l = 0,5, er det hydrauliske momentet lik null. Hvis x/l > 0,5, har det hydrauliske moment åpnende virkning. Ved betraktning av skadeforhold som har oppstått ved svikt i kraftoverføringen fra reguleringsorganet, har det vist seg gunstig at x/l > 0,5. Derfor tilrådes at dette generelt benyttes.

På grunn av vridningen av lokket, belastes ledeskovlakslene også med et bøyemoment M i tillegg til vrimomentet T_0.

Belastningsspenninger.

Betegner radien i skovlakselen med r. Det polare treghetsmoment for skovlakselen blir da.

$$I_p = \frac{\pi \cdot r^4}{2} \text{ [m}^4\text{]}$$

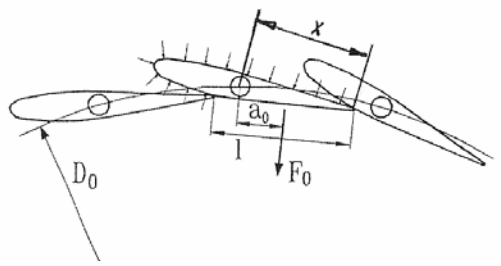
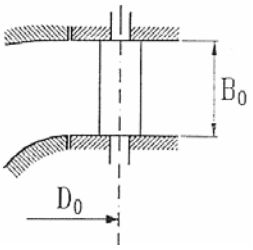


Fig. 5.13 Ledeskovler i stengt posisjon [4]



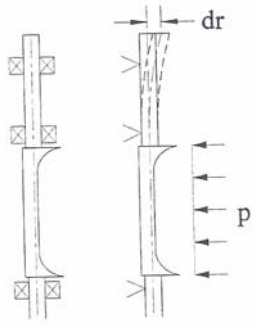


Fig. 5.14 Bøying av ledeskovlaksel på grunn av lokkvridning [4]

Skjærspenningen på grunn av vrimomentet T_0 blir:

$$\tau_{maks} = -\tau_{maks} = \frac{T_0}{I_p} \cdot r = \frac{2 \cdot \rho \cdot g \cdot H_0 \cdot B_0 \cdot D_0 \cdot a_0}{z_0 \cdot r^3} \quad [Pa]$$

For geometrisk likedannede turbiner kan vi uttrykke:

$$\tau_{maks} = konst. \cdot \frac{H_0 \cdot B_0 \cdot D_0^2}{z_0^2 \cdot r^3}, \text{ fordi at da er } a_0 = konst. \cdot \frac{D_0}{z_0}$$

Bøyemomentet M fra vridningsdeformasjonen av lokket vil normalt gi en moderat bøyespenning. Imidlertid bør spenningen i overgangen til ledeskovlbladet kontrolleres. Dette kan gjøres ved en overslagsberegning ved å sette:

$$\sigma_b = \frac{M}{I_x} \cdot r \ [Pa]$$

Bøyemomentet ved overgangen til ledeskovlbladet kan tilnærmet settes:

$$M = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H_0 \cdot B_0^2 \cdot D_0}{8 \cdot z_0} \ [Nm]$$

Største hovedspenning kan beregnes av:

$$\sigma_{maks} = \frac{\sigma_b}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_b^2}{4} + \tau^2} \ . \ [Pa]$$

<u>Regneeksempel:</u>

Følgende turbindata legges til grunn:

- fallhøyde $H_0 = 88$ [m]
- diameter $D_0 = 1{,}0$ [m]
- bredden av ledeapparatet $B_0 = 0{,}07$ [m]
- antall ledeskovler $z_0 = 16$

Total kraft pr. skovl: $F_0 = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H_0 \cdot B_0 \cdot D_0}{z_0} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 9,82 \cdot 88 \cdot 0,07 \cdot 1,0}{16} = 11877$ [N]

Antar ledeskovltappene har en diameter d = 32 [mm]. Det polare treghetsmoment av skovltapp

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,032^4}{32} = 1,03 \cdot 10^{-7} \ [m^4]$$

Armlengde a_0 anslås til $a_0 = 25$ [mm].

Vrimoment på en ledeskovltapp

$$T_0 = F_0 \cdot a_0 = 11877 \cdot 0,025 = 297 \ [\text{Nm}].$$

Vrispenning

$$\tau_{maks} = \frac{T_0}{I_p} \cdot \frac{d}{2} = \frac{297}{1,03 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,032}{2} = 46 \ [\text{MPa}]$$

Bøyemoment

$$M = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H_0 \cdot B_0^2 \cdot D_0}{8 \cdot z_0} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 9,82 \cdot 88 \cdot 0,07^2 \cdot 1,0}{8 \cdot 16} = 104 \ [\text{Nm}]$$

Treghetsmoment av skovltapp

$$I_x = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,032^4}{64} = 5,15 \cdot 10^{-8} \ [m^4].$$

Bøyespenning

$$\sigma_b = \frac{M}{I_x} \cdot \frac{d}{2} = \frac{104 \cdot 0,032}{5,15 \cdot 10^{-8} \cdot 2} = 32,3 \ [\text{MPa}], \text{ og}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_b^2}{4} + \tau^2} = \frac{32,3}{2} + \sqrt{\frac{32,3^2}{4} + 46^2} = 65 \ [\text{MPa}], \text{ som anses akseptabel.}$$

I tillegg til undersøkelse av styrke må det sjekkes om valget av materiale i skovlene er passende i forhold til materialet i de tilgrensende ledeflater på lokkene. Dessuten bør klaringen og om lagringen og dimensjonene av ledeskovltappene fører til uheldig aksialkraft på skovlene. Ved anvendelse av selvsmørende foringer må sjekkes at kantpresset i lagerflatene er innenfor gitte grenser.

Svingevinkel for ledeskovler. Svingevinkelen $^{o}\alpha$ for ledeskovler ved fullt turbinpådrag er i hovedsak avhengig av fartstallet $^{*}\underline{\Omega}$. Som en passende håndregel kan en regne med

$$^{o}\alpha = 4 \cdot (1 + 11,6 \cdot {}^{*}\underline{\Omega} - 3,4 \cdot {}^{*}\underline{\Omega}^2)$$

for $^{o}\kappa = 1,15$ og $^{o}\eta = 0,92$.

5.2.5 Vanntrykkskrefter på lokk og løpehjul

Vanntrykket mellom løpehjulets ytterflater og lokkene har en fordeling som bestemmes av løpehjulets rotasjon. For å få bestemt kreftene som belaster lokkene og derved også den resulterende aksialkraft på løpehjulet, må kreftene svarende til trykkfordelingen over lokkflatene summeres opp.

Fordelingen av vanntrykket. På grunn av løpehjulets rotasjon roterer også vannet som befinner seg i spalten mellom lokkene og løpehjulet. Men rotasjonshastigheten på vannet i spalten vil være lik løpehjulets rotasjonshastighet der det berører løpehjulet, og lik null der det berører den stillestående lokkflate. Det vil si at rotasjonshastigheten over tykkelsen av vannlaget i spalten varierer fra null til løpehjulets hastighet. Men denne variasjon forløper ikke med en lovmessighet som kan gis en nøyaktig formulering. Det som likevel er klart, er at rotasjonen fører til et voksende trykk utover langs radien på grunn av sentrifugalkraften. Og i praksis er det funnet tilfredsstillende overensstemmelse mellom målinger og beregnet trykkforløp når det antas at vannet i rommet mellom lokk og løpehjul roterer med halvparten av løpehjulets rotasjonshastighet.

Ved å gå ut fra dette, kan vi finne forløpet av vanntrykket h avhengig av radien r på en ringflate. Som eksempel forutsetter vi en ringflate med indre radius r_i og en ytre radius r_y og at vanntrykket $h = h_y$ er kjent ved ytre radius r_y. Vanntrykket h avhengig av radien r er da gitt av følgende ligning:

$$h = \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot (r^2 - r_y^2) + h_y \ \ [m]$$

hvor ω er løpehjulets vinkelhastighet [rad/s]
g tyngdeakselerasjonen [m/s^2] .

Kraften fra vanntrykket på en ringflate. Med en trykkfordeling som svarer til denne ligning, kan vi beregne kraften som vanntrykket gir på ringflaten ved følgende ligning:

$$F_{ring} = \pi \cdot \rho \cdot (r_y^2 - r_i^2) \cdot \left[g \cdot h_y - \frac{\omega^2}{16} \cdot (r_y^2 - r_i^2) \right] \ [N]$$

hvor ρ er vannets tetthet [kg/m^3

Innføres omdreiningshastigheten $u = \omega \cdot r$, kan F_{ring} uttrykkes ved

$$F_{ring} = \pi \cdot \rho \cdot r_y^2 \cdot (1 - \frac{r_i^2}{r_y^2}) \cdot \left[g \cdot h_y - \frac{u_y^2}{16} \cdot (1 - \frac{r_i^2}{r_y^2}) \right]$$

Antas videre at denne ringflaten er festet for eksempel med en skrueforbindelse ved ytre periferi og at trykkfordelingen over ringflaten er den samme som foran, kan vi beregne momentet som bøyer ringen

$$M = \frac{2}{3}\cdot\pi\cdot\rho\cdot r_y^3\cdot\left[g\cdot h_y\cdot\left(1-\frac{r_i^3}{r_y^3}\right)-\frac{u_y^2}{40}\cdot\left(2-5\cdot\frac{r_i^3}{r_y^3}+3\cdot\frac{r_i^5}{r_y^5}\right)\right]\ \text{[Nm]}$$

Regneeksempel:

Antar en Francis-turbin med følgende data: Q = 1,4 [m^3/s], H_n = 88 [m] og n = 600 [o/min]. Lokket antas å være en massiv stålplatering med radius r_y = 0,6 [m] til delesirkelen for festeskruene, og en indre radius r_i = 0,2 [m]. Trykkfordelingen mellom lokkringen og løpehjulet tenkes å følge ligningen for h ovenfor. Estimerer $h_y = 0{,}6\cdot H_n = 0{,}6\cdot 88 = 53$ [m]. Beregner

$$u_y = \frac{n}{30}\cdot\pi\cdot r_y = 20\cdot\pi\cdot 0{,}6 = 37{,}7\ \text{[m/s]},\ \frac{r_i}{r_y} = \frac{0{,}2}{0{,}6} = \frac{1}{3}$$

$$F_{ring} = \pi\cdot\rho\cdot r_y^2\cdot\left(1-\frac{r_i^2}{r_y^2}\right)\cdot\left[g\cdot h_y-\frac{u_y^2}{16}(1-\frac{r_i^2}{r_y^2})\right] =$$

$$\pi\cdot 1000\cdot 0{,}6^2\cdot(1-\frac{1}{3^2})\cdot\left[9{,}82\cdot 53-\frac{37{,}7^2}{16}(1-\frac{1}{3^2})\right] = 443905\ \text{[N]} \approx 444\ \text{[kN]}$$

Momentet svarende til kraften F_{ring} beregnes etter ligningen for M ovenfor:

$$M = \frac{2}{3}\cdot\pi\cdot 1000\cdot 0{,}6^3\cdot\left[9{,}82\cdot 53\cdot\left(1-\frac{1}{3^3}\right)-\frac{37{,}7^2}{40}\cdot\left(2-5\cdot\frac{1}{3^3}+3\frac{1}{3^5}\right)\right] = 452{,}4\cdot\left[501{,}2-35{,}5\cdot 1{,}83\right] =$$

197395 [Nm] $\approx$ 200 [kNm]

Labyrinttetning. Fra innløpet til løpehjulet strømmer en viss lekkasjevannføring mellom lokkene og løpehjulets ytterflater til sugerøret. Denne lekkasjen blir gjort til et minimum ved at en labyrinttetning anordnes mellom lokk og løpehjulskranser. En labyrinttetning består av to konsentriske ringer, den ene i lokket og den andre i løpehjulet. Disse ringene er forarbeidet med ett eller flere aksielle spor slik at ringen i lokket og ringen på løpehjulet rager inn i hverandre når alt er ferdig montert.

For å oppnå minimal lekkasje tilstrebes å utføre de aksielle spaltklaringene så små som mulig mellom ringer og spor i henholdsvis lokk og løpehjul. Lav lekkasjevannføring betyr også høyt trykkfall over labyrinttetningen. Med dette oppnås dessuten lavere krefter på lokkflaten fra vanntrykket enn om trykkfallet over labyrinttetningen var lavere.

Labyrinttetning anordnes kun på ett sted på hver av yttersidene av løpehjulet. Vanntrykket mellom lokk og løpehjul vil forløpe etter ligningen for h ovenfor, fra verdien trykket har ved innløpet på løpehjulet frem til midten av labyrinttetningen. Inne ved bosset på løpehjulet vil det oftest være forbindelse til sugerørssiden gjennom boringer i løpehjulskransen. Dette er vist ved skisse av prinsipielle trykkdiagrammer i fig. 5.15. Det vanlige er at vanntrykket ved bosset ligger litt høyere enn trykket på sugesiden. Ved å gå ut fra sugerørstrykket med et skjønnsmessig tillegg, kan vi igjen bestemme forløpet av trykket fra bosset frem til midten av labyrinttetningen ved å benytte ligningen for h. På denne måten finner vi en rimelig evaluering av fordelingen av vanntrykket og kan beregne den tilsvarende kraftbelastning på lokket.

Eksempel på evaluering av lokkrefter. Dette gjøres med basis i fig. 5.15.
Lekkasjevannføringen på oversiden av løpehjulet går fra pos. (1) gjennom (2), (3), (4) og (5) til sugerøret. På undersiden går lekkasjen fra pos. (7) gjennom (8) og (9) til sugerøret. Videre regner vi med:

r_2 er radien fra akselsenter til pos. (2) [m]
$r_3 = r_4$ er radien til midten av labyrintspalten på oversiden av løpehjulet [m]
r_5 er tilnærmet lik akselradien [m]
r_8 er radien fra akselsenter til pos. (8)
$r_9 = r_{10}$ er radien til midten av labyrintspalten på undersiden av løpehjulet [m]
ω er løpehjulets vinkelhastighet.

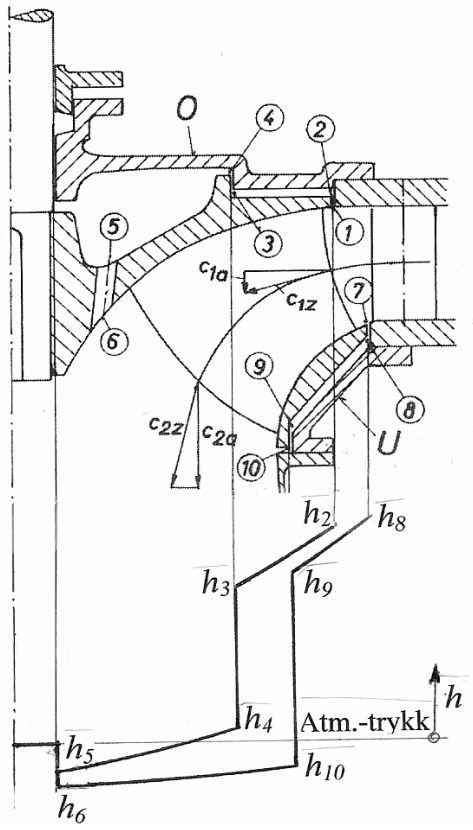


Fig. 5.15 Prinsippskisse for trykkforløpet mellom lokk løpehjul i en Francis-turbin [2]

Forutsetter vi at trykket i pos. (2) er tilnærmet det samme som i pos. (1) og at trykket i pos. (5) er tilnærmet lik trykket ved sugerørsveggen, kan vi beregne kraftbelastningen på øvre lokk etter ligningen ovenfor for kraften på en sirkelflate:

$$F_{Ø} = \pi \cdot \rho \cdot \left[(r_4^2 - r_5^2) \cdot \{g \cdot h_5 + \frac{\omega^2}{16} \cdot (r_4^2 - r_5^2)\} + (r_2^2 - r_3^2) \cdot \{g \cdot h_2 - \frac{\omega^2}{16} \cdot (r_2^2 - r_3^2)\} \right] \quad [N]$$

Denne kraften virker i retning oppover på lokket og i retning nedover på løpehjulet.

For å bestemme kraften F_u på lokket på undersiden av løpehjulet, går vi ut fra at trykket i pos. (8) er tilnærmet det samme som i pos. (7). Kraften F_u kan da beregnes på samme måte som for oversiden:

$$F_u = \pi \cdot \rho \cdot (r_8^2 - r_9^2) \cdot \left[g \cdot h_8 - \frac{\omega^2}{16} \cdot (r_8^2 - r_9^2) \right] \text{ [N]}$$

Denne kraften virker i retning nedover på lokket og i retning oppover på løpehjulet. Lokkene festes ved skrueforbindelse til stagringen som altså må ta opp kreftene som virker på dem.

Aksialkraft på løpehjul. Den resulterende aksielle kraft på løpehjulet fra vanntrykket på yttersidene blir:

$$F_R = F_ø - F_u \quad [N]$$

Som vi ser av uttrykkene for kreftene, spiller det stor rolle for størrelse og retning av F_R hvordan vi anordner labyrinttetningene og fastlegger diametre for disse. Grunnleggende synspunkter for dette er at en vil ha en moderat resulterende belastning på aksiallageret for aggregatet, men at en under alle aktuelle driftsforhold skal ha ensidig virkende aksialkraft. For vertikale turbiner er det aktuelt bare at kraften virker nedover.

Den totale aksialkraft på løpehjulet har i tillegg til F_R også bidrag fra reaksjonskraften R i aksiell retning fra vannstrømmen gjennom turbinen, tyngden G av løpehjulet for vertikal turbin samt oppdriften O som løpehjulet får i vannet. Total aksialkraft blir derfor:

$$F_{tot} = F_R + R + G - O \quad [N]$$

5.2.6 Lokk

Lokkene innelukker løpehjulet og ledeapparatet i turbinen gjennom feste til stagringen ved skrueforbindelse. Belastningene på lokkene og skrueforbindelsen bestemmes av de hydrauliske trykkrefter, forspenninger og eventuelt aksialkrefter fra bærelageret for aggregatet.

De viktigste hensyn å ivareta ved lokkene og deres forbindelser er:

- tilpasning av trang bevegelsespasning mellom lokkene og endeflatene av ledeskovlene
- lokkonstruksjonen må være utformet med høy stivhet for å oppnå minimal vridningsdeformasjon som øker klaringen mellom lokkflatene og endeflatene av ledeskovlene ved trykksetting av turbinen
- lekkasjefri tetning i forbindelsen mellom lokk og stagring
- lagerforinger og smøring for ledeskovltapper

Eksempler på lokkonstruksjoner kan være:

- Én skivering av stålplate når trykkbelastningen er moderat eller lav.
- To konsentriske skiveringer med ribber i mellom som opptar skjærkraften mellom skivene. Denne type lokkonstruksjon er aktuell bare for større turbiner med stor fallhøyde.

Evaluering av spenninger og deformasjoner kan baseres på den forenkling at lokk (eller skiveringer) deformeres stivt, det vil si at flatene i det aksiale snitt gjennom skiveringene i lokket vris uten å forandre form.

For små turbiner vil den mest alminnelige løsning være å fremstille et lokk som massiv skivering av stålplate. Oppgaven med å dimensjonere den dreier seg om å beregne spenninger og deformasjoner av en sirkulær ring med et aksialsnitt som vist på fig. 5.16, forankret ved skruefeste til en stagring.

I det følgende settes opp et generelt teoretisk grunnlag som benyttes for beregning av spenninger og deformasjon av massive trykkpåkjente sirkulære skiver.

Lokkonstruksjon – styrke og deformasjonsstivhet

Krefter:

F_l er kraften av festeskruene som forankrer lokket til stagringen og balanserer kreftene fra vanntrykket og andre ytre tilleggskrefter.

Moment:

M_h forårsakes av vanntrykket på lokket. Referert til fig. 5.15 i avsnitt 5.2.5, betyr det at kraften $F_ø$ (pluss eventuelle andre ytre krefter) gir momentet $M_h = M_{hø}$ på øvre lokk; og kraften F_u gir momentet $M_h = M_{hu}$ på det nedre lokk.

Som vist på fig. 5.16 får lokkringen på grunn av belastningskreftene F_l en vridning angitt ved vinkel φ. Ut fra vår forutsetning om at skiveringen deformeres stivt, skaper denne vridningsdeformasjonen strekkrefter på oversiden og trykkrefter på undersiden av midtlinjen (nøytralaksen) i ringtverrsnittet. Disse krefter virker i tangential retning av lokkringen og balanserer altså belastningen fra de ytre krefter.

For en lokkring som for eksempel i fig. 5.16, kan vi angi avstander i aksial retning fra nøytralaksen i ringtverrsnittet med y [m] og radier med r [m]. Med gitt elastisitetsmodul E [Pa] for materialet i ringen, kan vi beregne tangentialspenningen for et punkt i ringtverrsnittet med gitt verdi for henholdsvis y og r av følgende uttrykk

$$\sigma_t = \frac{E \cdot \varphi \cdot y}{r} \quad [Pa]$$

Dette uttrykk forutsetter at vridningsvinkelen φ også er kjent. Den kan imidlertid bestemmes direkte når momentet M_y fra de ytre belastningskrefter er bestemt. For et kompakt ringlokk med konstant tykkelse s [m], ytre radius r_y [m] og indre radius r_i [m] blir uttrykket for momentet

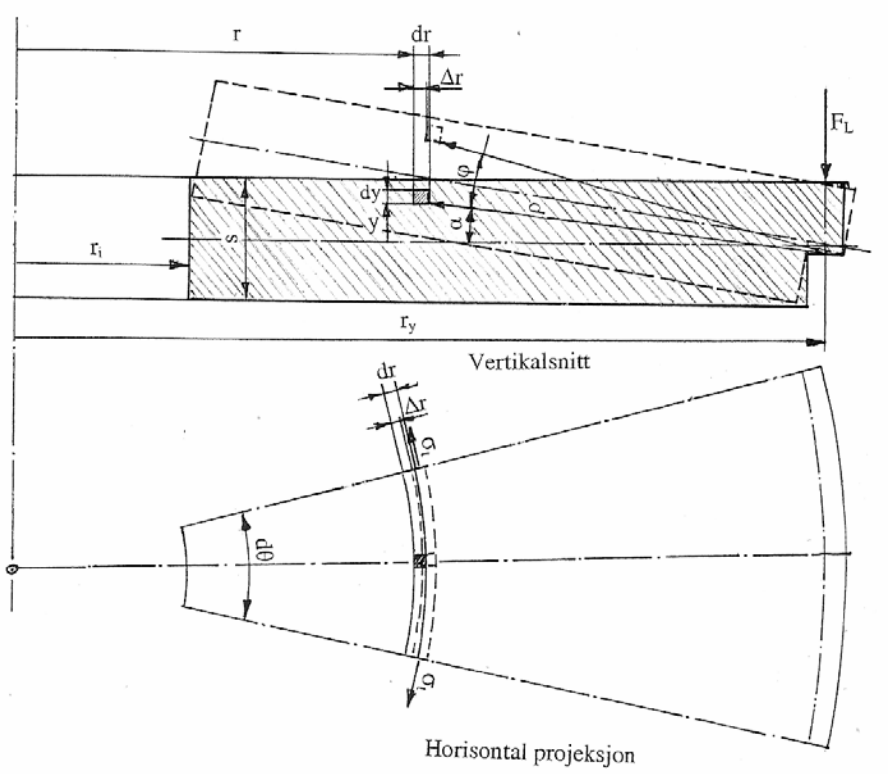


Fig. 5.16 Vridningsdeformasjon av en massiv sirkulær ring

$$M_y = M_h = 2 \cdot \pi \cdot E \cdot \varphi \cdot \ln(\frac{r_y}{r_i}) \cdot \frac{s^3}{12} \text{ [Nm]}$$

Her kan vi med god tilnærmelse sette $\ln(\frac{r_y}{r_i}) = \frac{b}{r_m}$ hvor

$$b = (r_y - r_i) \text{ [m], og } r_m = \frac{1}{2} \cdot (r_y + r_i) \text{ [m].}$$

Ved innføringen av denne tilnærmelse, blir

$\ln(\frac{r_y}{r_i}) \cdot \frac{s^3}{12} = \frac{1}{r_m} \cdot \frac{b \cdot s^3}{12} = \frac{1}{r_m} \cdot I_r$, hvor I_r [m^4] er treghetsmomentet om nøytralaksen for det kompakte ringtverrsnittet. Etter dette kan vi sette

$$M_y = M_h = 2 \cdot \pi \cdot \frac{E \cdot I_r}{r_m} \cdot \varphi \text{ [Nm]}$$

og uttrykket for φ blir

$$\varphi = \frac{M_y \cdot r_m}{2 \cdot \pi \cdot E \cdot I_r} \text{ [rad]}$$

Maksimalverdien av σ_t opptrer altså for $r = r_i$ og $y = s/2$.

<u>Regneeksempel:</u>

Vi regner med dataene for lokkringen i regneeksemplet foran der kraften F_{ring} og M ble beregnet. Lokket antas å være dimensjonert til en skivetykkelse s = 0,1 [m]. E-modulen for stål er $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ [Pa]. Beregner Motstandsmomentet for ringtverrsnittet etter opplegget foran:

$$I_r = (r_y - r_i) \cdot \frac{s^3}{12} = (0{,}6 - 0{,}2) \cdot \frac{0{,}1^3}{12} = 3{,}33 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

$$r_m = \frac{1}{2} \cdot (r_y + r_i) = \frac{1}{2} \cdot (0{,}6 + 0{,}2) = 0{,}4 \text{ [m]}$$

Deformasjonsvinkel φ for et moment beregnet foran M = 165392 [Nm]

$$\varphi = \frac{M_y \cdot r_m}{2 \cdot \pi \cdot E \cdot I_r} = \frac{197395 \cdot 0{,}4}{2 \cdot \pi \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}33 \cdot 10^{-5}} = 1{,}80 \cdot 10^{-3} \text{ [rad]} \text{ (akseptabelt).}$$

Utbøyningen Δy av lokkringen ved r_i svarende til den beregnede φ:

$$\Delta y = (r_y - r_i) \cdot \varphi = (0{,}6 - 0{,}2) \cdot 1{,}80 \cdot 10^{-3} = 0{,}00072 \text{ [m]= 0,72 [mm]}$$

Høyeste spenning opptrer ved $r = r_i = 0{,}2$ [m].

$$\sigma_t = \frac{E \cdot \varphi \cdot s}{2 \cdot r_i} = \frac{2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 1{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}1}{2 \cdot 0{,}2} = 9{,}45 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \approx 95 \text{ [MPa]}$$

Skrueforbindelsen mellom lokk og stagring. Belastningen av skruene bestemmes av de totale hydrauliske trykkrefter på lokket regnet fra tetningsflaten mot stagringen og inn til tetningen mot akselen. I tillegg til dette vil skruene ha en nærmere spesifisert forspenning. Det viktige ved skrueforbindelsen er å sjekke:

- Materialet i skruene og at det er en rimelig spenning i skruene i forhold til gjenger og materiale
- At avstanden mellom skruene ikke er så stor at lokkflenssektoren mellom dem får en uheldig stor deformasjon.

Som skruetype tilrådes gjerne varmforsinket 6-kant 8.8.

Tetning mellom lokkene og stagringen. Kravet til forbindelsen mellom stagring og lokkflens er at den skal være lekkasjefri. Tetning eller tetningstype vil være bestemt av hydraulisk trykk, konstruksjonens størrelse og utførelse. Vanlig type tetning ved høytrykk er en gummisnor av O-ringtype forlagt i et tilpasset spor i anleggsflaten på stagringen. Ved lavere trykk og en relativt mindre stiv lokkflens kan en flatpakning anvendes gjerne i forbindelse med en tetningspasta. Det viktige ved sjekking av tetningsutførelsen er å vurdere om den holder mål som lekkasjefri og varig tetning.

Lagerforinger og smøring for ledeskovltapper. Ledeskovlene utføres med omdreiningstapper i begge ender, og det vanlige er at disse er ført gjennom både øvre og nedre lokk på turbinen. Foringer er normalt tilpasset boringer i lokkene ved presspasning og boret ut til passende lager for ledeskovltappene som vris ved regulering av pådraget. Det tilrådes å benytte selvsmørende foringer og at lagerflatene på ledeskovltappene er av rustfritt materiale.

Det primære å sjekke ved lagringen av ledeskovltappene er at:

- Materialene i henholdsvis ledeskovltapper og lagerforinger passer sammen og tilfredsstiller formålet
- Det er anordnet et rimelig system for en tilfredsstillende smøring av lager og lagertapper
- Pålitelig og hensiktsmessig tetning mot vannlekkasje ut fra tapplagrene.
- Ved anvendelse av selvsmørende foringer må det være sandtetning mellom selve skovlene og ledeskovllagrene.

5.2.7 Løpehjul

En sjekk av styrkeforholdene i et Francis løpehjul kan bare bli omtrentlig på grunn av den kompliserte romgeometrien og belastningsforholdene som er vanskelig å bestemme nøyaktig. I tillegg til de strømningsrelaterte belastningene kan belastningskreftene på løpehjulet også inneholde høyfrekvente belastninger som følge av samvirkning mellom roterende og stasjonære deler, en type belastninger som er vanskelig å forutsi. Men det er viktig å være oppmerksom også på disse.

Av nevnte grunner må en evaluering av styrkeforholdene i løpehjul i høy grad bli en taksering og vurdering ved overslagsmessige beregninger. Som eksempel betraktes en forenklet metode for å beregne bøyespenninger i et høytrykks Francis løpehjul som vist på fig. 5.17.

Bøyespenninger i et høytrykks Francis løpehjul. Med tanke på høy sikkerhet for beregningene regnes med at mesteparten av momentet som overføres til bosset, skjer ved relativt store diametre. Jevnført med fig. 5.17 antas at hele momentet overføres utenfor radien R_T, som forøvrig er avhengig av løpehjulsgeometrien og må antas i hvert enkelt tilfelle. Skovlhøyden b og skovllengden a antas konstant og trykkforskjellen Δp over skovlen antas også konstant. Skovlene forenkles til å være korte og radielle.

I henhold til betegnelsene på figuren innføres

$$R_m = \frac{R_1 + R_T}{2}, \text{ og } a = R_1 - R_T \ [m]$$

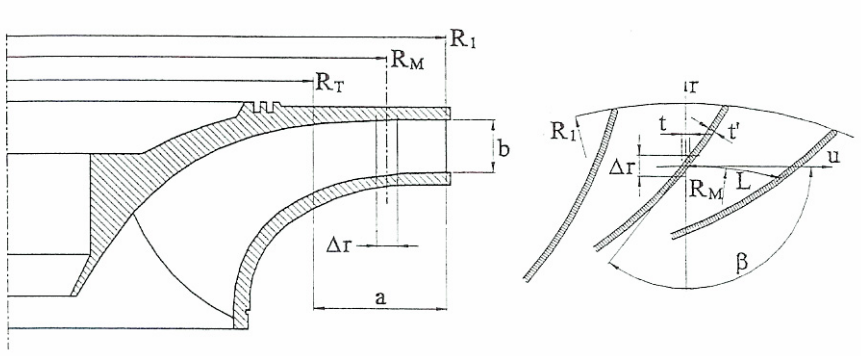


Fig. 5.17 Prinsipiell skisse av høytrykks Francis løpehjul [4]

Antall skovler betegnes med z og momentet på løpehjulet

$$M = z \cdot a \cdot b \cdot R_m \cdot \Delta p \ \ [Nm]$$

Momentet på løpehjulet ved en vinkelhastighet ω[rad/s] og en turbineffekt P[W]

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n}$$, hvor n er omdreiningstallet [o/min].

Trykkbelastningen Δp antas jevnt fordelt over en skovl og blir

$$\Delta p = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot R_m \cdot a \cdot b \cdot z} \ \ [Pa]$$

Belastningen q over en radiell utstrekning Δr på skovlen blir

$$q = \Delta p \cdot \Delta r \ \ [N/m]$$

Etter en forenklet metode for beregning av bøyespenninger antas at boss og ytre løpehjulskrans har uendelig stivhet. Bøyespenningen beregnes i følge ligningen for bøyemomentet på en bjelke som er fast innspent i den ene enden med belastning fra skjærkraften $q = \Delta p \cdot \Delta r$.

Ligningen for momentet

$$M = q \cdot \frac{b^2}{3} \ \ [Nm]$$

Med en skovltykkelse t blir maksimale bøyespenninger

$$\sigma = \frac{M}{I_z} \cdot \frac{t_t}{2} \ \ [Pa]$$

hvor $I_z = \frac{\Delta r \cdot t_t^3}{12}$ og $t_t = \frac{t}{\sin \beta}$ som altså er skovltykkelsen i tangential retning

Ligningen for maksimal spenning i løpehjulet blir etter dette

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{\Delta r \cdot t_t^2} = \frac{2 \cdot b^2 \cdot \Delta p}{t_t^2} . \ \ [Pa]$$

Tykkelsen av løpehjulsskovler. Noen eksakt metode for beregning av skovltykkelsen i løpehjul eksisterer ikke. Kontroll og vurdering av styrkeforholdene baseres derfor på erfaringer og taksering av belastningene i forhold til den konstruktive løpehjulsutforming.

Løpehjulet utsettes for hydrauliske krefter som består både av en statisk del og en dynamisk del. Den statiske delen er den midlere trykkforskjell mellom trykkside og sugeside av skovlen. Den dynamiske delen kommer av at hver løpeskovl roterer inn og ut av kjølvannet etter hver ledeskovl med en frekvens $f = \frac{zn}{60}$ der z er antall ledeskovler og n er omdreiningstallet i [o/min]. Disse dynamisk pulserende belastningene lar seg vanskelig beregne. Derfor har tankegangen vært å benytte enkle ligninger kombinert med erfaringer og prøver for å bestemme tykkelsen av løpehjulsskovler. Forøvrig har praksis vært å basere beregningene på at bosset og ytre krans i løpehjulet er uendelig stive.

Generelt er trykkforskjellen mellom trykkside og sugeside av skovlen $\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h$ der Δh er trykkforskjellen i meter vannsøyle. På basis av analyse av strømningsligningene, finnes at momentet for en stripe på fig. 5.18 med bredde l og fast innspenning i endene at momentet er

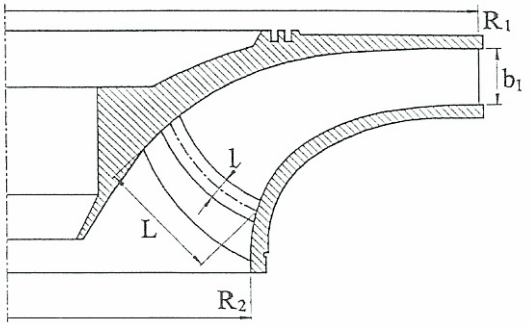


Fig. 5.18 Prinsippskisse av et løpehjul med markering av utløp [4]

$$M = \frac{\Delta p \cdot l \cdot L^2}{12} \quad [Nm]$$

hvor L er lengden [m] av skovlavløpet målt mellom boss og ytre krans (vær obs. på at L ikke kan måles i meridianplanet fordi skovlen har en helningsvinkel i avløpet)

$\Delta p \propto \frac{u^2}{z}$ og u er tangential hastighet

og spenningen

$$\sigma = \frac{M}{W} \propto \frac{L^2 \cdot \Delta p}{t^2} \propto \frac{u^2 \cdot L^2}{t^2 \cdot z} \quad [Pa]$$

fordi motstandsmomentet $W = \frac{2 \cdot I}{t}$ og $I = \frac{l \cdot t^3}{12}$ [m^4]

Spenningen σ er begrensningen når skovltykkelsen skal bestemmes. Dette innebærer at σ kan settes lik en konstant σ_{maks}, og *skovltykkelsen t ved utløpet* uttrykkes ved

$$t \approx \frac{u \cdot L}{\sqrt{z}} \approx \frac{n \cdot D^2}{\sqrt{z}} \quad [m]$$

fordi L er proporsjonal med diameteren D og $u = \frac{D}{2} \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} = \text{konst.} \cdot n \cdot D$.

Dette uttrykk for skovltykkelsen sier ingenting om løpehjulets og skovlens form. Men generelt kan skovlformen beskrives med fartstallet $\underline{\Omega}$ som parameter, og da vil det være nær proporsjonalitet mellom løpehjuls-/skovlform og fartstallet. I stedet for fartstallet benyttes spesifikt omdreiningstall n_s i omformingen av ligningen for skovltykkelsen for å bringe effekten P inn som dimensjonerende størrelse.

Spesifikt omløpstall $n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$

hvor n er omdreiningstallet i [o/min]
P er effekten i [kW]: ($P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta$)
H er fallhøyden i [m]

Ved videre utvikling av spesifikt omdreiningstall kombinert med løpehjulsdiameteren D og innføring av betegnelsen kapasitet C definert ved

$$C = \frac{P}{\sqrt{H^3}}$$

finnes

$$D = \sqrt{\frac{C}{n_s}}$$

og skovltykkelsen

$$t = \sqrt{k_1 \cdot \frac{H}{z} \cdot \frac{C}{n_s}}$$

Noen erfaringsformler for skovltykkelsen benyttet på turbiner fra Kværner Brug:

Skovltykkelsen ved innløpet på løpehjulet for fartstall ${}^*\underline{\Omega} < 0{,}52$

$$t_{inn} = 5{,}7 \cdot (0{,}5 + 0{,}96 \cdot {}^*\underline{\Omega}) \cdot \sqrt{\frac{C \cdot H}{(1 + 4{,}7 \cdot {}^*\underline{\Omega}) \cdot (z_{hel} + z_{halv})}} \qquad [mm]$$

og for ${}^*\underline{\Omega} > 0{,}52$ gjelder

$$t_{inn} = 5,7 \cdot \sqrt{\frac{C \cdot H}{(1 + 4,7 \cdot^{*} \underline{\Omega}) \cdot (z_{hel} + z_{halv})}} \qquad [mm]$$

hvor z_{hel} er antall helskovler
z_{halv} er antall halvskovler.

5.2.8 Aksel, lager og tetningsboks

Materialer og dimensjonering av aksler og lagre for vannturbiner er behandlet i avsnittene henholdsvis 5.4 og 5.5. Her beskrives spesifikke detaljer og hensyn som gjelder for aksler og lagre i Francisturbiner.

Aksel. Akselen blir gjerne utført med flens i begge ender. Turbinakselen og generatorakselen kobles sammen i en flenskobling. For overføringen av dreiemomentet benyttes en skrueforbindelse som enten ved skruetilsetting danner tilstrekkelig friksjon, eller at det benyttes passbolter eller radialkiler som tar opp momentet. For *horisontale Francis-turbiner* blir akselen utstyrt med en *kam* for overføring av aksialkraften til lageret (16) på fig. 5.8. Turbinen blir for det meste utstyrt med et enkelt lager og konstruert for å kobles til en generator med to lagre.

Lager. Turbinlageret (16) på fig. 5.8 benevnes gjerne kombinert *aksial-trust og bærelager* fordi det bærer både akselen og løpehjulet foruten at det tar opp aksialkraften. Lager av denne typen har skåler som er delt i fire deler og i lagerflaten pålagt hvitmetall av beste kvalitet. Hvitmetallet kan lett skiftes ut. Lagerskålene er opplagret slik at de gir jevn bæring uten nevneverdig kantpress. Lageret tar opp aksialkraft i begge retninger. Kammen på akselen sørger for at det blir en rikelig oljesirkulasjon for smøring av lagerflatene

For ***små turbiner*** vil *kule- og rullelagre* være de lagertyper som hyppigst blir brukt. Ved anvendelse av disse er det viktig å sjekke type, kvalitet, evne til å bære kraftbelastninger radielt og aksialt, levetid og lagrenes innbygning i forhold til betingelser og krav.

Vertikale Francis-turbiner. For vertikale aggregater er aksiallageret det bærende hovedlager mens radiallagre tjener til styring og får liten belastning.

Lagrene kan tilordnes smøring enten med fett eller olje. Mest alminnelig er at lageret smøres med olje som sirkulerer gjennom lagerklaringen enten ved hjelp av en pumpe som drives fra turbinakselen eller at oppstuvningstrykket fra oljen i en roterende beholder (på akselen) driver olje gjennom et rør som munner ut på høyeste nivå i lagerklaringen.

Oljekjøling. Smøreoljen varmes opp under turbindriften, og anordning av oljekjøling er derfor nødvendig å vurdere og tilpasse etter betingelsene som gjelder. Dette er særlig aktuelt for store turbiner.

Tetningsboks. På fig 5.8 pos. (22) er tetningsboks angitt som eksempel for en horisontal Francis-turbin og på fig. 5.11 pos. (13) som eksempel for en vertikal Francis-turbin. Tetningsboksene kan være utstyrt med bløtpakning eller kullringer og danner tetning mellom turbinhjulet og lageret. Lekkasjevannet ledes vekk fra tetningsboksen til sugerøret. Røret (16) på fig. 5.11, tjener til avlastning av de hydrauliske trykkrefter på løpehjulet og trykkreftene på tetningsboksen (13).

Hvis turbinen er dykket ved høyeste undervannstand, blir lekkasjevannet suget vekk enten ved ejektorer eller selvstartende lensepumper.

5.2.9 Sugerør

Strømningen i sugerør er kompleks og henger sammen med utformingen av løpehjulet og pådragsreguleringen. Av disse grunner finnes ingen fremgangsmåte basert på hydrauliske beregninger, som sikrer at utformingen av sugerøret vil gi en optimal omsetning av hastighetsenergien ved utløpet av løpehjulet til trykkenergi ved utløpet av sugerøret. I praksis blir derfor utformingen basert på en forenklet beregning av et konisk rett sugerør hvor vi ser bort fra rotasjon i vannet. Trykket over tverrsnittet blir dermed å betrakte som konstant.

Ved først å forutsette tapsfri strømning i røret vist i fig. 5.19, blir $Q = A_2c_2 = A_3c_3$. Av dette $c_3 = \frac{A_2}{A_3} \cdot c_2$. Og Bernoullis ligning for tapsfri strømning

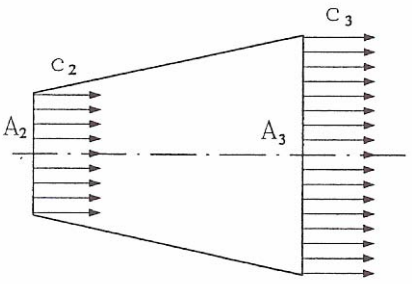


Fig. 5.19 Tilnærmet strømning i et konisk, rett sugerør [4]

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2}, \text{ og videre } \frac{p_3 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{A_2^2}{A_3^2}\right)$$

Av dette defineres den ideelle trykkgjenvinningskoeffisienten

$$C_{st} = 1 - \frac{A_2^2}{A_3^2}$$

Innføres nå tapet i sugerøret med uttrykket $\varsigma \frac{c_2^2}{2}$ i Bernoullis ligning, blir

$$\frac{p_3 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2}{2}\left(1 - \frac{A_2^2}{A_3^2}\right) - \varsigma \frac{c_2^2}{2} = \eta_s \frac{c_2^2}{2} C_{sv}$$

der sugerørsvirkningsgraden η_s defineres som $\eta_s = \frac{C_{sv}}{C_{st}}$

Strømningstapet i et konisk rør ved aksiell strømning er lavest for en konusvinkel $\theta = 6 - 7^o$. Den virkelige trykkgjenvinning defineres som

$C_p = \frac{p_3 - p_2}{\rho \frac{c_2^2}{2}}$. Ved hjelp av denne skrives sugerørsvirkningsgraden $\eta_s = \frac{C_p}{C_{st}}$

Som holdepunkt for trykkgjenvinningen, har målinger vist at den kan være opp til 10 – 20% av total midlere hastighetsenergi $\rho \cdot c_2^2 / 2$.

For små turbiner. Forutsatt at forholdene ligger til rette for det, er et konisk rett sugerør vanligvis anvendt på små og middels store turbiner. Det samme gjelder også for rørturbiner. På de større Francis- og Kaplan-turbiner er det normalt å anvende sugerør med bend. Strømningsforløpet i et sugerørsbend er meget forskjellig fra et konisk rett rør, spesielt på grunn av bendet.

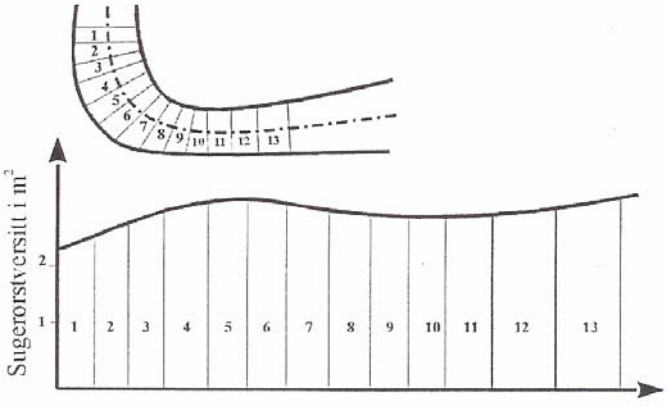


Fig. 5.20 Formen på sugerørsbend for en Francisturbin P = 36,7 [MW], H_n = 236 [m] [4]

En god teori for utformingen finnes ikke, men en svak akselerasjon gjennom bendet har en god virkning. Holdepunkt for en utforming som har vist rimelig lavt energitap i bendet, er vist i eksemplet på fig. 5.20.

Tapene i sugerøret for turbiner med fartstall $^{*}\underline{\Omega} \leq 0,5$ er det mulig å oppnå lavere enn 0,5 %.

5.2.10 Utfyllende detaljer om komponenter og arrangement

Ved tømming av tilløpsledningen og spiraltrommen på dykkede turbiner kan direkte nedtapping skje bare ned til undervannsnivået ved sugerørsutløpet. For å få tømt og tørrlagt sugerøret ved slike anlegg, må sugerørsutløpet stenges med en luke eller annen type stengsel, og sugerøret tømmes ned i en underliggende sump. Videre derfra må vannet pumpes ut.

Montering og demontering er en viktig del av arrangementet og designen av turbinene. Målet må være å utføre disse oppgavene så hensiktmessig som mulig. Aktuelle tilfelle som krever demontering og montering eksempelvis i forbindelse med vedlikehold, er slitasje vil oppstå før eller senere i så vel i ledeapparat som øvre og nedre labyrintring mellom løpehjulet og lokkene.

For tilsyn og overvåking av turbiner under drift, må installasjonene være utstyrt med relevante overvåkingsinstrumenter. Det dreier seg om måling av trykk med manometre som er koblet til uttak på tilløpsrørledningen, spiraltrommen og andre posisjoner som er viktige å overvåke. Videre er det nødvendig å ha temperaturovervåking spesielt av lagre og smøreolje.

5.2.11 Kontrollskjema for Francis-turbiner

Benevning av emne/detalj	Bedømmelse/kommentarer/evaluering
Dokumentasjon av forbindelsen kjøper-	
Leverandør:	
1) Grunnleggende naturdata	
2) Tilbud, avtaler	
3) Kontrakter	
4) Annet	

Dokumentasjon av turbindesign:

1) Konstruksjonstegninger
2) Beregninger
3) Annet

Arrangement av turbin – generator – anlegget:

1) Tilløpsledning med stengeorgan
2) Fundamentering av aggregatet
3) Høyde av turbinsenter over undervann
4) Sugerørsutløp i undervannskanalen
5) Annet

Hydraulisk design av turbinen:

1) Hoveddimensjoner og valgt omdreiningstall for løpehjulet
2) Skovlvinkler ved løpehjulsinnløp og utløp
3) Minste avstand mellom skovlene i løpehjulsutløpet
4) Bredde og diameter av ledeapparat
5) Antall ledeskovler
6) Ledeskovl - dreievinkelområde
7) Diameter ved sugerørsinnløpet
8) Maksimum beregnet sugehøyde
9) Annet

Spiraltromme og stagring:

1) Valgt materiale

2) Hydraulisk utforming og dimen-
sjonering av tverrsnittene

3) Utforming, antall og innstilling av
stagskovlene

4) Valgte materialer i trommeskall og
stagring.

5) Kontroll av trommeskall -
styrkebereninger

6) Kontroll av belastningene på
stagringen - styrkeberegninger

7) Inspeksjon av sveiste forbindelser

8) Anleggs- og tetningsflater for lokkene
mot stagringen

9) Skrueforbindelsen mellom lokkene og
stagringen

10) Forbindelsen mellom avgreningsrør og
spiraltromme – styrkekontroll

11) Stuss/lokk for innvendig inspeksjon og
fjerning av drivgjenstander

12) Stusser/trykkuttak for måle- og
overvåkingsutstyr

13) Løfteører for montasje/demontasje

14) Annet

Ledeapparatet:

1) Valgt materiale i ledeskovlene

2) Skovlprofil – plassering av omdrei-

ningstapp – svingevinkel

3) Lagerforinger og smøring av ledeskovltapper

4) Belastningskrefter – styrkeberegninger

5) Annet

Lokkene:

1) Vanntrykkskrefter mellom lokk og løpehjul – beregninger

2) Aksialkraft på løpehjulet

3) Valgt materiale i lokkene

4) Skrueforbindelsen lokk - stagring

5) Lokkenes bøyningsstivhet: styrke- og deformasjonsberegninger

6) Lokkenes anleggsflate mot stagring: posisjon og valgt tetning

7) Spaltklaring mellom lokk og ledeskovler ved null trykk og fullt driftstrykk

8) Annet

Løpehjul:

1) Valgt materiale

2) Skovlvinkler ved henholdsvis innløp og utløp av løpehjulet

3) Skovlprofil og tykkelse ved innløp og utløp

4) Minste lysåpning i utløpet av skovl-kanalene

5) Sveiseforbindelsen mellom skovlene

og kransene

6) Styrkeforholdene i løpehjulet

7) Jevnhet og glatthet av skovlkanalene

8) Annet

Regulering:

1) Reguleringskrefter

2) Reguleringsanordning

3) Lenker og armer: kontroll av styrke og befestigelse til ledeskovltapper, bevegelsesforhold og slark i lenke-leddene

4) Kraftoverføringen fra servomotor

5) Smøring av lagre og lenkeledd

6) Annet

Aksel:

1) Akselorientering: horisontal eller vertikal

2) Belastningskrefter

3) Valgt materiale

4) Styrke- og svingningsberegninger

5) Befestigelse av løpehjulsskive

6) Annet

Lager:

1) Lagerbelastninger
2) Bærelagre: type, materiale i lagerflaten på glidelagre
3) Aksiallager: type, materiale i lagerflaten
4) Smøring av lagrene
5) Kjøling av oljen i oljesmurte lagre
6) Kule- og rullelagre: type, bæreevne og levetid
7) Annet

Tetningsboks:

1) Valgt type: slepekontakt eller berør-ingsfri tetning
2) Materiale i slepekontakttetning
3) Belegg (materiale) på aksel for slepekontakttetning
4) Bortledningen av lekkasjevannet fra tetningen
5) Hensyn til bortledningen av lekkasjevann ved stopp av dykket turbin
6) Annet

Sugerør:

1) Rettlinjet sugerør: hydraulisk dimensjonering, konisitet,

utløpsforhold

2) Sugerørsbend: hydraulisk utforming, konisistet, utløpsforhold

3) Annet

Utfyllende detaljer:

1) Utpumping (lensing) ved tømming av tilløpsledningen og spiraltrommen for dykkede turbiner

2) Turbindesign i forhold til montering og demontering

3) Relevante overvåkingsinstrumenter for turbiner under drift: manometre for måling av trykk i tilløpsledning og spiraltromme og målere for overvåking av temperatur i lgre og smøreolje

4) Annet

5.3 Kaplan- og rørturbiner

Kaplan- og rørturbiner er utviklet til å bli de mest anvendte turbintyper ved lave fallhøyder og store vannføringer. Det er tre hovedgrunner til at disse naturforhold gjør disse turbintyper særlig velegnet:

- Forholdsvis små dimensjoner kombinert med høy omdreiningshastighet
- Et meget gunstig forløp av virkningsgradskurven
- Stor overbelastningsevne.

Løpehjulet har bare noen få radielt stilte skovler uten ytre krans, og vannet strømmer aksialt igjennom. Skovlene er utformet med svak krumning. Derfor gir de lite strømningsmotstand slik at det kan tillates stor vannhastighet uten særlig fall i virkningsgraden. Tilsvarende blir løpehjulsdiameteren liten og omdreiningshastigheten mer enn to ganger større enn for Francis-turbiner sammenlignet for samme vannføring og fallhøyde. Dette har stor betydning for generatoren, som på den måten blir lettere og billigere.

De forholdsvis høye virkningsgrader ved delbelastninger og mulighetene for overbelastninger er oppnådd ved å gjøre løpehjulsskovlene dreibare.

Skillet mellom Kaplan- og rørturbiner dreier seg i hovedsak om forskjellen på ledeapparatene hvor vannstrømmen til Kaplan-turbiner ledes inn radielt, mens den til rørturbiner ledes inn aksialt. Løpehjulene er prinsipielt like, konstruktive strukturhensyn, belastningsforhold, regulering og drift er i alminnelighet likeartet for begge turbintypene og betraktes derfor under ett.

5.3.1 Arrangement av Kaplan-turbiner

For oversikt over et vanlig arrangement viser fig. 5.21 et vertikalsnitt gjennom et Kaplan-anlegg. Vannet strømmer fra overvannskanalen inn på spiraltommen (4) som i dette eksempel er av betong. Ved større fallhøyder brukes det stålplatespiraler når vanntrykket ellers anses å bli for høyt for tromme støpt i betong.

Videre fra spiralen (4) strømmer vannet gjennom stagringen (6) og inn på ledeapparatet (2), som avhengig av skovlstillingen bestemmer vannføringen og retningen av vannhastigheten inn på løpehjulet. Når vannet forlater løpehjulet, har det fremdeles stor hastighet, som kan utgjøre et betydelig utløpstap. Men ved omhyggelig utforming av sugerøret (13) kan utløpstapet gjøres forholdsvis lite.

Generatoren (7) plasseres over turbinen og for det meste over høyeste undervannsnivå, for å unngå skader ved eventuell flom. Aksiallageret (8), som opptar aksialkreftene fra de roterende

deler, plasseres ved mange turbinutførelser øverst på akselen like under magnetiseringsmaskinen, mens det i andre tilfelle plasseres over turbinlokket for å overføre aksialkreftene til dette.

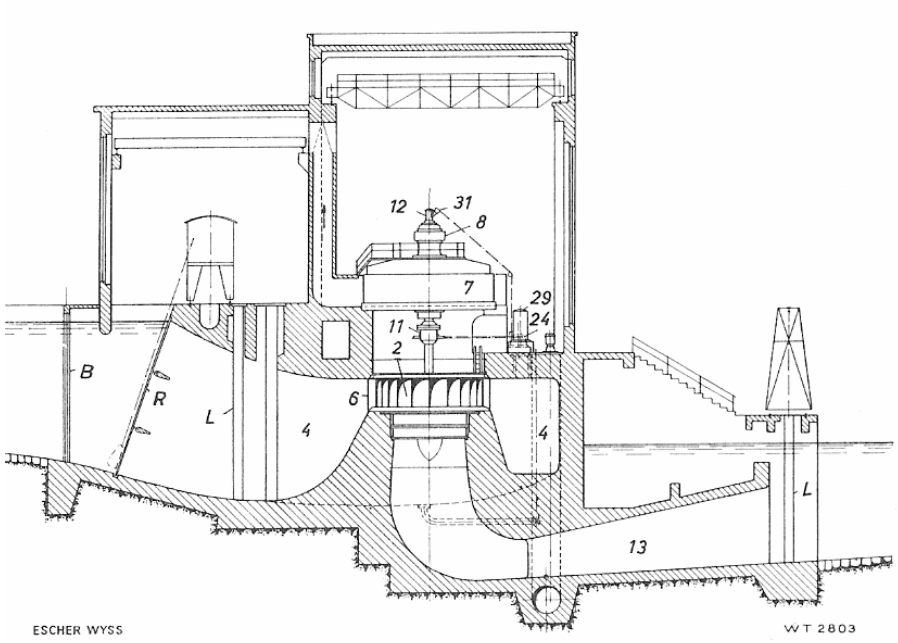


Fig. 5.21 Vertikalsnitt gjennom et Kaplan-anlegg [2]

Et eksempel på en Kaplan-turbinutførelse er vist i aksialsnitt på fig. 5.22.

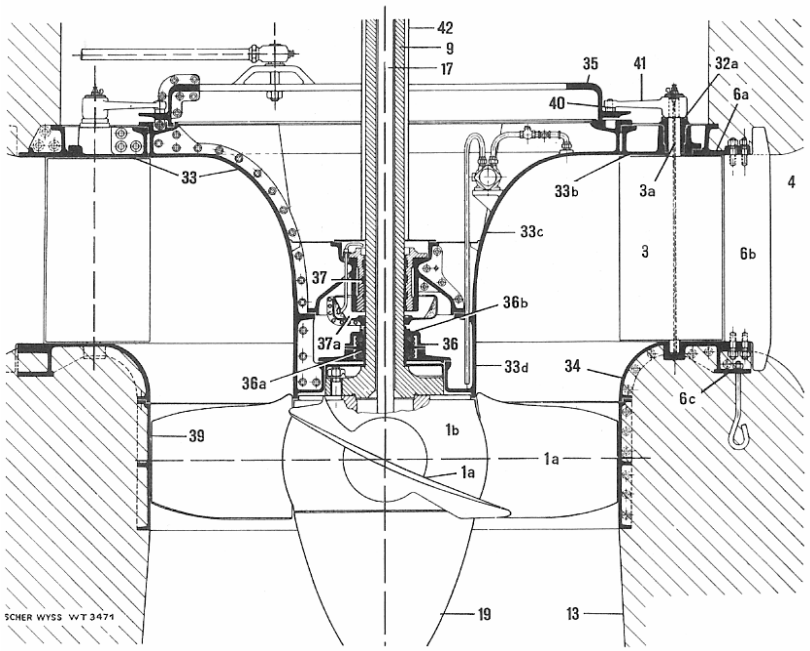


Fig. 5.22 Aksialsnitt gjennom en Kaplan-turbin [2]

Turbindetaljene med posisjonsnumre er:

1. Løpehjul *6b. Stagskovler* *33. Lokk* *36a. Kullringer*

1a. Løpehulsskovler	*6c. Nedre ring*	*33b.Ytre lokk*	*36b. Bronsehylse*
1b. Løpehjulskrans	*9. Turbinaksel*	*33c. Indre lokk*	*37. Lager*
3. Ledeskovler	*13. Sugerør*	*33d. Støttering for lager*	*39. Løpehjul kammervegg*
3a. Ledeskovltapper	*17. Reguleringsstang*	*34. Ledering*	*42. Rørdeksel for akselen*
4. Betongspiral	*19. Løpehulshette*	*35. Reguleringsring*	
6a. Øvre ring	*32a. Lagerhylse m/foring*	*36. Tetningsboks*	

Varianter av vertikale Kaplan-turbiner

Ved små turbiner hvor det ikke oppstår særlig variasjon i vannføringen, blir det ofte anvendt *ledeapparat med faste i stedet for vribare ledeskovler.* Dersom vannføringen varierer med årstiden, kan *ledeapparatet være utført med vribare ledeskovler,* mens *løpehjulsskovlene kan forstilles mekanisk når turbinen står.*

Så lenge det ikke oppstår fare for kavitasjon, kan en turbin installeres over høyeste overvannsspeil, og *betegnes da som hevertturbin.* Når turbinen settes i gang, suges vannet inn ved hjelp av en særskilt vakuum-pumpe. Derved oppstår det et undertrykk i turbininnløpet, og prinsippet kan derfor virke bare når det ikke lekker inn luft. Dette arrangement byr på den fordel at det ikke trengs noen luke foran turbinen. Videre kan turbinen stoppes hurtig ved hjelp av en luftinnslipningsventil.

5.3.2 Arrangement av rørturbiner

Ved fallhøyder H = 2 til 20 m og vannføringer Q = 5 til 100 m^3/s kan Kaplan-turbinene arrangeres med horisontal aksel. Da kan turbinen bygges inn i et rør slik at vi unngår spiraltromme. Av denne grunn blir turbiner av denne type også kalt rørturbiner.

Med utgangspunkt i hvordan vannføringen og belastningen varierer, konstrueres disse turbiner med noe forskjellige reguleringsmuligheter. Dersom vannføringen varierer lite og generatoren arbeider på et samkjøringsnett, kan det være tilstrekkelig god regulering å ha vribare skovler bare i løpehjulet og et ledeapparat med faste skovler. Ved vekslende vannføringer og sterkt varierende fallhøyde derimot vil det være mest lønnsomt å ha regulering både av løpe- og ledeskovlstillingen.

Fig. 5.23 viser aksialsnitt gjennom en rørturbin med faste ledeskovler. I denne turbinutførelsen skjer vridningen av løpehjulsskovlene ved hjelp av en roterende servomotor (11). Turbinakselen styres i oljesmurte lagre; ett av disse er plassert på sugerørsbendet (13) og ett i ledeapparathodet (43). Om det ikke passer med direkte kobling av turbinakselen til

generatorakselen, kan det brukes tannhjulsoversetning eller kjedetrekk i kraftoverføringen mellom akslene.

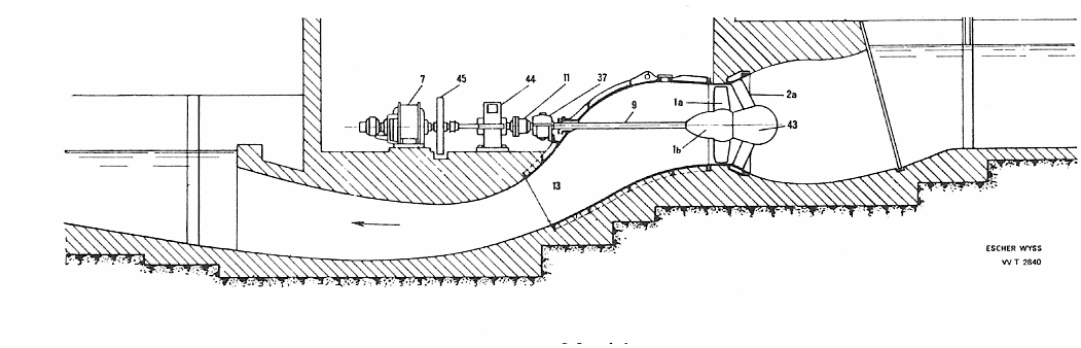


Fig. 5.23 Aksialsnitt gjennom rørturbin [2]

1a. løpehulsskovler	*7. Generator*	*13. Sugerør*	*44. Tannhjulskobling*
1b. Løpehjulsboss	*9. Turbinaksel*	*37. Lager*	*45. Svinghjul*
2a. Ledeapparat med faste ledeskovler	*11. Løpehjulsservomotor*	*43. Ledeappathode*	

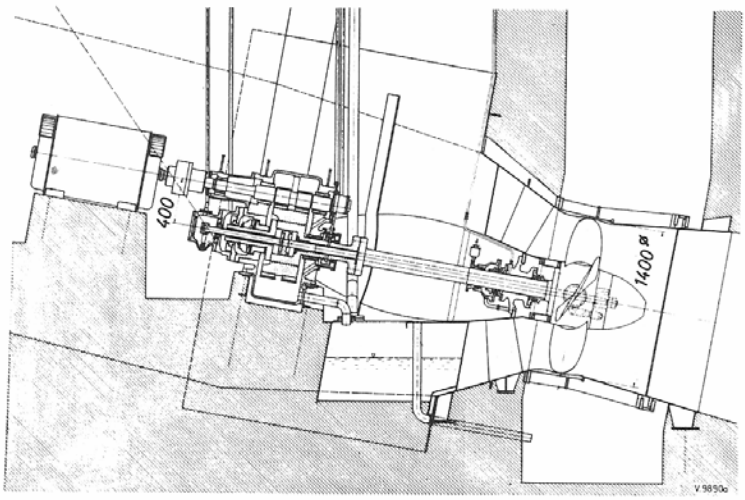


Fig. 5.24 Rørturbin med vribare skovler i ledeapparat og løpehjul [2]

Fig. 5.24 viser aksialsnitt gjennom en rørturbin med vribare skovler både i løpehjulet og ledeapparatet. Ved skrå akselstilling som her, kan det i hydraulisk henseende gi en kort og gunstig passasje for vannet. Slike turbiner er ofte bygd inn i dammer hvor det også er mulighet for å lede flomvann over taket på maskinsalen.

5.3.3 Innløpsspiraler

Betongspiral. For Kaplan-turbiner med lave fallhøyder utføres spiraltrommene vanligvis i betong. For å få laget disse med den nøyaktighet som kreves, anvendes tremodeller som betongen støpes mot. De respektive firmaer som leverer turbinene, bestemmer utformingen og lager tegningene til modellene. Det stilles høye krav til glatt og lekkasjefri veggflate i betongspiraler så vel som i andre deler som leder vannstrømmen i turbinene.

For Kaplan-turbiner med fallhøyde opptil 25 m og store dimensjoner blir spiraltommene gjerne utført med en noe ugunstigere utforming til såkalte halvspiraler som vist i fig. 5.25, i stedet for full spiral som strekker seg rundt hele omkretsen av ledeapparatet. Dette gjøres for å spare inn på byggekostnadene.

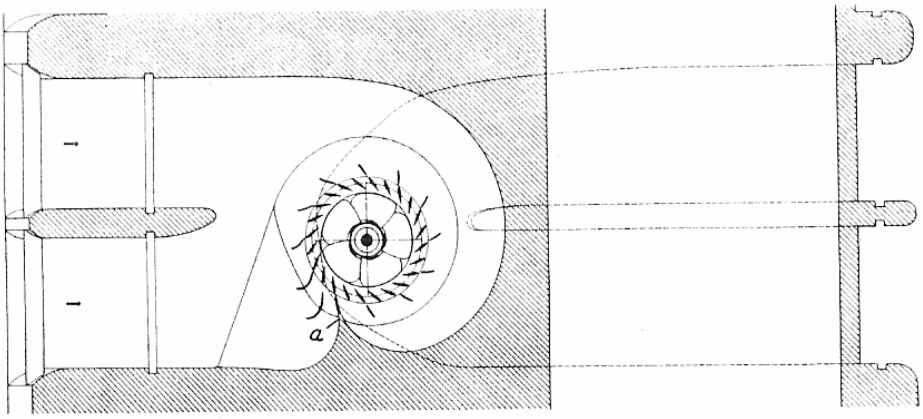


Fig. 5.25 Kaplan-turbin halvspiraltromme [6]

Stålplate-spiraltrommer. Ved store fallhøyder vil vanntrykket kunne bli for stort til at betongen kan tåle påkjenningen. I slike tilfeller brukes stålplatespiraler utformet på samme måte som for Francis-turbinene. Plateseksjonene blir vanligvis sveiset sammen, og platespiralen sveiset til stagringen. Spiraltrommene konstrueres for fullt vanntrykk. Men for at man skal unngå elastiske deformasjoner, blir trommen delvis innstøpt i betong når turbinene er små, og helt innstøpt når de er store. Tverrsnittene i spiralene er vanligvis av sirkulær form, men for små turbiner og lavt trykk har det vært anvendt rektangulære tverrsnitt.

5.3.4 Stagring og ledeapparat

Stagringen består av en øvre og en nedre ring som vist på fig. 5.22, henholdsvis pos. (6a) og (6c) og forbundet med hverandre ved stagskovlene (6b), som er sveiset til ringene. Avstanden som skal være mellom lokket (33) og lederingen (34), gis av stagringen (6). Stagskovlene (6b) utformes med tanke på å lede vannet fra spiralen med minst mulig forstyrrelse inn på ledeapparatet. Stagringen forankres i et betongfundament og kan overføre tyngden av

generatoren til turbinfundamentene dersom det er nødvendig. Lederingen (34) er utformet med lagre for de nedre ledeskovltappene. Avhengig av størrelsen kan lederingen lages i ett stykke.

Ledeapparatet er designet på samme måte som for Francis-turbinene, og ved enhver belastningsendring under turbinens drift vris ledeskovlene for å tilpasse vannføringen til nye belastninger. Skovlene utformes med tanke på best mulige hydrauliske forhold, og overflaten glattslipes. De fremstilles av stål, gjerne stålplate, i ett med tappene.

Lagrene for ledeskovltappene (3a) fig. 5.22, har oftest vært bronseforinger (32) som smøres med fett. Rundt tappene legges selvtettende pakningsringer for å hindre at vann lekker ut langs tappene.

Ved store turbiner blir lokket som regel laget av to plateskiver fast forbundet med hverandre ved ribber mellom skivene. Derved oppnås en meget stiv lokkonstruksjon. Videre kan lokket være utført med demonterbare platestykker (33a), for at ledeskovlene skal kunne demonteres oppover uten at hele lokket og reguleringsringen (35) trenger å bli demontert.

For små turbiner blir lokket som regel delt aksialt i to halvdeler ut fra hensynet både til transporten og oppbygningen.

5.3.5 Løpehjul

Med referanse til fig. 5.22 er de forholdsvis få skovlene (1a) på løpehjulet vribart opplagret i bosset (1b) og sikret mot å bli slynget ut av sentrifugalkreftene. For å gjøre klaringen mellom skovlene og bosset minst mulig ved enhver skovlstilling, er bosset utformet sfærisk. Skovlene blir fremstilt av ett eller annet legert stål, særlig ved større fallhøyder, av rustfritt stål alt etter mulighetene for kavitasjon. I enkelte tilfelle blir også benyttet spesielle kvaliteter av karbonstål som blir påsveiset et lag av rustfritt stål på steder som anses mest utsatt for angrep. Skovlflatene blir omhyggelig slipt og glattpusset.

Diameteren på bosset (1b) gjøres forholdsvis stor for at tappene på løpehjulsskovlene skal få dobbelt bærelager. Lagrene for skovltappene designes i ett med bosset og blir utstyrt med bronseforinger. Regulering av skovlene kan eksempelvis skje ved kraftoverføring fra en stang i senter av turbinakselen ved aksial bevegelse av stangen. Vribevegelsen av den enkelte skovl foregår da ved at en arm festet til skovltappen, beveges gjennom en lenke til overføringsmekanismen på reguleringstangen.

Hele bosset fylles med olje for å få pålitelig smøring av skovltappene og lenkene. Overgangen mellom skovl og tapp utføres med en flensplate som sammen med tetningsringer danner

tetningen mellom bossets indre rom og ytre flate. For å sikre mot at vann trenger inn i bosset, holdes oljen inne i bosset ved et høyere trykk enn det utvendige vanntrykk. For små turbiner blir pakningsringen laget i ett stykke fordi det er forholdsvis enkelt å demontere hele løpehjulet ved skifte av pakning.

Ved en designløsning som vist i fig. 5.22, vil reguleringsstangen i bosset være tilgjengelig nedenfra ved demontering av hetten (19). For at hodene på skruene på hetten (19) ikke skal forstyrre vannstrømmen, blir det utspart for disse i hetteveggen.

Aksialkrefter på løpehjulsskovler

Fig. 5.26 viser aksialsnitt gjennom en skovlkaskade hvor den relative hastighet w_∞, den relative. strømningsvinkel β_∞ og krefter er angitt

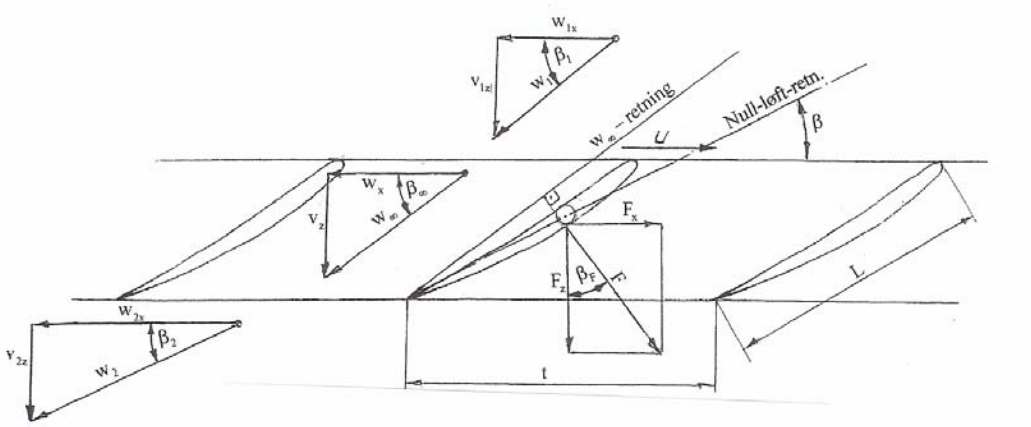


Fig. 5.26 Krefter på Kaplan skovlprofil [7]

Aksiallasten er proporsjonal med fallhøyden H. For en forskjell ΔH meter vannsøyle over løpehjulet, blir trykkforskjellen fra innløp til utløp av skovlkaskaden

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta H \ \ [Pa]$$

For en løpehjulsskovl med en radius r_{maks} til periferien og en radius r_{min} ved bosset, kan vi beregne aksialkraften F_z på èn skovl av følgende uttrykk når trykkforskjellen over løpehjulet er Δp og skovltallet er z

$$F_z = \frac{\pi \cdot (r_{maks}^2 - r_{min}^2) \cdot \Delta p}{z}$$

Imidlertid varierer aksialkraften avhengig både av omdreiningstallet og løpehjulsskovlenes helningsvinkel φ. Ved modellforsøk er funnet at maksimal aksialkraft opptrer omkring halvt pådrag for helningsvinkel $\varphi = 12^o$ ved et omdreiningstall $n \approx 1,3 \cdot n_{normalt}$ eller $\varphi \approx 14^o$ ved $n \approx n_{normalt}$. Den maksimale aksiallast legges til grunn for dimensjoneringen av bærelageret.

Sentrifugalkrefter

Sentrifugalkreftene som virker på løpeskovlene i Kaplan-turbiner kan bli så store at spenningene ligger nær flyting ved rusning. Omdreiningstallet ved rusning kan bli $n_{rusn.} = 3 \cdot n_{normalt}$.

For gitt skovlutforming kan sentrifugalkreftene beregnes. På fig. 5.27 er skissert en modell for hvordan basis for en nøye beregning kan settes opp. I overslagsberegninger for sjekking av

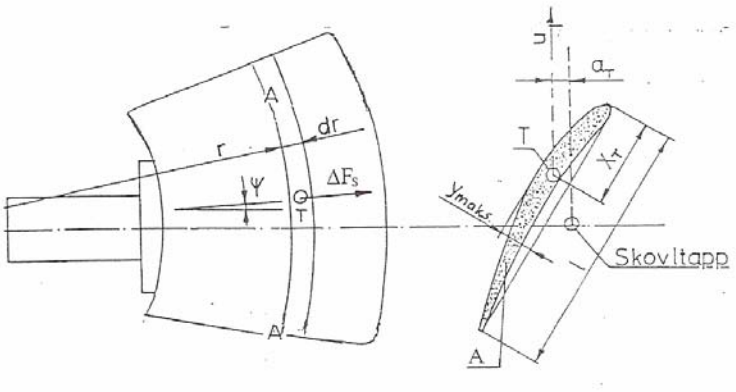


Fig. 5.27 Sentrifugalkrefter på løpehjulskovl i Kaplan-turbin [4]

belastningsspenninger vil det som oftest ikke være nødvendig å gå så nøye til verks. Man vil ved måling av lengde, bredde og tykkelser av skovlen, kunne taksere både massen m_s i skovl og en rimelig korrekt posisjon av tyngdepunktet r_T. Avhengig av skovlutformingen bør en især vurdere posisjonen av r_T forholdsvis nøye, for å sikre at overslagsberegningene gir resultater som ligger på den sikre side.

Regnes med at massen m_s [kg] er samlet i tyngdepunktet r_T [m] og vinkelhastigheten er ω [rad/s], blir sentrifugalkraften

$$F_s = \omega^2 \cdot m_s \cdot r_T \ [N]$$

Strekkspenningen nominelt i skovltappen fra sentrifugalkraften når tapptverrnittet er A_{tapp}

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A_{tapp}}$$

Momenter på løpehjulsskovler

Momentene på løpehjulsskovlene sammensettes av bøyemoment både fra aksialkreftene, sentrifugalkreftene og vridningskrefter på skovlene.

Bøyemoment fra skovlvingen ved overgangen til skovltappen beregnes overslagsmessig ved å gå ut fra at aksialkraften F_z (uttrykt ovenfor) angriper i tyngdepunktet av skovlbladet

$$M_{z(tapp)} = F_z \cdot r_T$$

I tillegg til dette bøyemoment kommer et bidrag fra sentrifugalkraften. Sentrifugalkraften F_s virker radielt og har liten virkning på vrimomentet på skovltappen, men gir bidrag til bøyemomentet på grunn av avstanden a_T mellom tyngdepunktet og omdreiningsaksen i skovltappen. Avstanden a_T er igjen en størrelse som må takseres. I henhold til fig. 5.27 blir tillegget til bøyemomentet fra sentrifugalkraften F_s overslagsmessig uttrykt

$$M_{Fs} = F_s \cdot a_T \cdot \sin\psi$$

Samlet bøyemoment inne ved overgangen mellom tappen og skovlvingen blir

$$M = M_{z(tapp)} + M_{Fs}$$

Motstandsmomentet for en skovltapp med diameter d_t

$$W = \pi \frac{d_t^3}{32}$$

Dette tilsvarer en nominell bøyespenning

$$\sigma_M = \frac{M}{W}$$

Ved å ta hensyn til kjervvirkningen av hulkilen i overgangen mellom tappen og skovlen med en kjervfaktor k_h, blir samlet spenning fra bøyning og strekk fra sentrifugalkraften

$$\sigma_{tot} = k_h \cdot (\sigma_M + \sigma_s)$$

Vrimoment på skovltapper. Den hydrauliske kraften F på løpeskovlene vil normalt ikke angripe ved skovlens omdreiningsakse, men i en avstand a fra omdreiningsaksen. Produktet av kraften F og avstanden a gir et vrimoment T_v på skovltappen. Størrelsen av dette er proporsjonalt med F, men betydningen av momentet må vurderes mot størrelsen av de øvrige belastninger. Et bidrag til vrimomentet kommer også fra sentrifugalkraften, men betraktes som neglisjerbart.

Den største belastning en løpehjulsskovl utsettes for, skjer egentlig under lastavslag med påfølgende stor økning av omdreiningstallet. I de fleste tilfelle hvor løpehjulshavarier har inntruffet, er det komponenter inne i navet som har sviktet. I hovedsak har det dreid seg om skrueforbindelser og lenker.

5.3.6 Regulering av Kaplan-turbiner

Det konstateres at en propellerturbin med regulerbart ledeapparat, det vil si en Kaplan-turbin med faste løpehjulsskovler og regulerbart ledeapparat, har en meget spiss kurve for virkningsgraden. Likevel kan vi oppnå en relativt høy virkningsgrad ved toppunktet av kurven. Dette innebærer at ved drift av Kaplan-turbiner ved variable lasttilstander, må både stillingen av ledeskovler og løpehjulsskovler kunne reguleres for å oppnå optimal virkningsgrad.

Denne dobbeltregulering som det her er tale om, går ut på å tilpasse reguleringen av henholdsvis ledeskovler og løpehjulsskovler slik i forhold til hverandre at de inntar stillinger som gir optimal virkningsgrad for enhver driftstilstand. Hvordan dette kan løses, vises i det følgende eksempel i forbindelse med fig. 5.28.

Pilotenheten (pendel eller hastighetsføler) virker i alminnelighet direkte på servomotoren (25) som vrir ledeskovlene (3), mens bevegelsen av denne servomotoren utløser og styrer bevegelsen av løpehjulsskovlene. Som vist på fig. 5.28, skjer dette gjennom en stang- og armoverføring fra servomotor (25) til en kurveskive (26) som dreies når servomotorstemplet

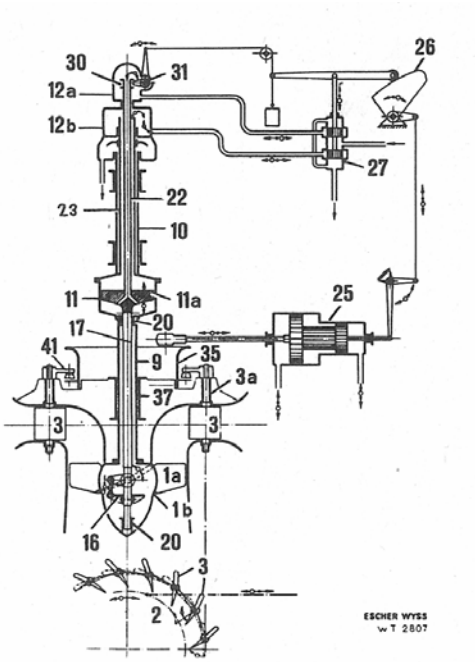


Fig. 5.28 Prinsipp for dobbeltregulering av en Kaplan-turbin [2]

(25) beveges. Derved føres fordelingssleiden (27) ut av likevektsstillingen, og servomotorstemplet (11a) som utfører vridningen av løpehjulsskovlene, settes i bevegelse. Fordelingssleiden (27) mottar trykkolje enten direkte fra en oljepumpe eller fra en trykkolje akkumulator, som det pumpes olje inn i. De to servomotorene (11 og 25) forsynes med

trykkolje enten fra samme oljepumpe (28) eller fra en akkumulator (29), eller de kan ha hver sin trykkoljeforsyning. Fordelingssleiden (27) slipper olje inn eller ut gjennom ledningene til oljeinnløpet (12) tilsvarende den retning servomotorstemplet (11a) skal beveges.

Det indre aksiale rør (22) som er forbundet med undersiden av servomotorstemplet (11a), har på øvre ende en fast hylse (30) som overfører sin aksiale bevegelse til de ikke-roterende vippearmene (31). Disse armene virker videre inn på fordelingssleiden (27) og fører denne tilbake til likevektsstillingen, slik at sleiden stenger fordelingsledningene til servomotoren (11) så snart løpehjulsskovlene er kommet til den posisjon som svarer til den nye likevekt mellom effekt og belastning.

Kurveskiven (26) er formet slik at samsvarende stillinger av løpehjuls- og ledeskovlene ved enhver belastningstilstand gir de gunstigste hydrauliske forhold.

5.3.7 Aksel, lager og tetningsboks

Materialer og dimensjonering av aksler og lagre for turbiner er behandlet i avsnittene henholdsvis 5.4 og 5.5. Her beskrives spesifikke detaljer og hensyn ved aksler og lagre i Kaplan-turbiner.

Aksel. Med referanse til fig. 5.22 og fig. 5.28, blir akselen (9) i nedre ende utført med flens for feste av løpehjulet (1) og i øvre ende med flens for kobling til generatorakselen. Vrimomentet fra løpehjulet overføres til akselen ved skrueforspenning eller passbolter av akselflensen mot løpehjulet. I eksemplet på fig. 5.22 må flensforbindelsene være utstyrt med pakninger for å hindre oljelekkasje. Akselen går vanligvis bare i ett radiallager (37) som er plassert nede i lokket (33) så nær løpehjulet som mulig. Lagerskålene som er utforet med hvitmetall, er skrudd fast til det indre lokk (33c).

Aksiallager. Belastningskreftene på aksiallageret består av summen av aksialkreftene fra vanntrykket og de roterende deler av løpehjul, aksel og generator. For vertikale aggregater plasseres lageret oftest øverst over generatoren av enkelte fabrikanter, mens andre plasserer det nede på turbinlokket.

Lagerutførelsene kan være forskjellige. For vertikale maskiner er det dessuten nødvendig med to aksiallagre, ett i hver retning, fordi løpehjulet ved kortvarig rusing og hurtig løpehjulsstenging kan løfte seg. Men aksialkraften oppover vil være vesentlig mindre, det vil si ca. 10 % av den normale aksialkraften. For horisontale maskiner må det også være lager for å oppta krefter aksialt i begge retninger.

Lagre smøres vanligvis med olje. Oljesirkulasjonen besørges gjerne ved at et stillestående oljerør stikker ned i det roterende oljebad med åpningen vendt mot rotasjonen og derved stuver opp oljens rotasjonshastighet så oljen stiger opp gjennom røret og strømmer inn over kanten av lageret til lagerflaten. Foruten denne sirkulasjonsmåte blir det anvendt tannhjulspumper som kan drives direkte fra turbinakselen eventuelt med oversetning. Oljen må også kjøles i egne oljekjølere.

Tetningsboksen (36) fig. 5.22, er plassert under lageret. Derved holdes vannet, som ofte er sandholdig, borte fra lageret. Ved mange turbinutførelser anvendes *kulltetningsringer*. Akselen blir vanligvis utstyrt med bronsehylse på det partiet som går gjennom tetningsboksen.

Ved lave fallhøyder kan tetningsboksen lett motstå det herskende vanntrykk. Når fallhøyden blir stor, avlastes ofte trykket ved spesielle innretninger, og vannet dreneres vekk gjennom et rør før det kommer frem til tetningsboksen. Dreneringen kan skje ved anordning av hevert dersom effekten er stor nok, eller ved bruk av ejektorer eller motordreven pumpe.

5.3.8 Løpehjulskammer (ytre løpehjulskrans), fig. 5.22

Rørdel (39) danner veggen omkring det roterende løpehjul. Det skal være liten klaring mellom denne vegg og periferien av løpehjulsskovlene (1a). For at denne klaring skal bli minst mulig i alle skovlstillinger, utformes veggen ofte sfærisk på undersiden av skovlenes dreiesenter. Dette har stor betydning især for lange skovlprofiler og når fallhøyden blir stor. Av hensyn til montering/demontering av akselenheten med løpehjul og generator, utformes veggen sylindrisk ovenfor skovlenes dreiesenter.

Kransringen som denne rørdel representerer blir helt eller delvis innstøpt i betong. Ved store fallhøyder har det lett for å oppstå kavitasjon. Kransringen blir da fremstilt i legert og sveisbart kvalitetsstål slik at skader ved erosjon og kavitasjon kan utbedres ved sveising. I spesielle tilfelle blir kransen gjerne delt i flere seksjoner, og det blir da utspart rom mellom kransen og betongen slik at det senere kan bli mulig å skifte ut delene.

5.3.9 Utfyllende detaljer om konstruksjon og arrangement

Den relativt myke konstruksjon av turbinhuset til Kaplan og rørturbiner må etterses for å kontrollere at forribningene gir tilstrekkelig stivhet. Likeledes etterses at hensyn til fundamentering og forankringer er tilfredsstillende ivaretatt og ikke gir muligheter for uheldige deformasjoner på konstruksjonen. Andre detaljer som må kontrolleres er

- lokk og lokkstivhet sjekkes etter samme måter som for Francisturbiner
- ledeapparatet: skovltapper, lagre og smøring

- reguleringssystemet: funksjon, styrke og arrangement av servomotorer, reguleringsring, armer, lenker og hydraulisk hjelpeutstyr
- festeanordning for kranløft
- aksel
- lagre og smøresystem
- arrangement og konstruksjon av tetninger
- skruer og skrueforbindelser kontrolleres styrkemessig
- flenser, kontrolleres med hensyn til styrke og deformasjoner.

5.3.10 Kontrollskjema for Kaplan-turbiner og rør-turbiner

Benevning av emne/detalj	Bedømmelse/kommentarer/evaluering
Dokumentasjon av forbindelsen kjøper – leverandør:	
1) Grunnleggende naturdata	
2) Tilbud, avtaler	
3) Kontrakter	
4) Annet	
Dokumentasjon av turbindesign:	
1) Konstruksjon	
2) Beregninger	
3) Annet	
Arrangement av Kaplan-turbin:	
1) Overvannskanal med avstengnings-organ	
2) Innløpsspiral	
3) Fundamentering av aggregatet	
4) Turbinens nivå i forhold til undervannet	
5) Annet	

Arrangement av rør-turbin:

1) Akselorientering
2) Tilløpsrør med eventuelt stengeorgan
3) Intern generator-bulb/ekstern generator
4) Reguleringsmåte
5) Utløpskanal
6) Annet

Hydraulisk design av Kaplan- og rørturbiner:

1) Turbin: hoveddimensjoner og valgt omdreiningstall for løpehjulet
2) Skovlvinkler ved innløp og utløp av løpehjulet
3) Valg av vingprofil for løpehjulsskovlene og skovlutforming
4) Antall skovler i løpehjulet
5) Ledeskovlprofil
6) Antall ledeskovler – dreievinkelområde
7) Utformingen av løpehjulskammer
8) Diameter av sugerørsinnløpet
9) Maksimum beregnet sugehøyde
10) Annet

Spiraltromme og stagring i Kaplan-turbin:

1) Spiral- eller halvspiral-tromme
2) Spiraltromme i betong eller stålplatekledning
3) Stagring: valgt materiale, design og stivhet/styrke
4) Sammenføyningen av stagring og spiraltromme
5) Sammenføyningen av stagring og løpehjulskammer med tilslutning til sugerøret
6) Anleggs- og tetningsflater for lokket mot stagringen
7) Eventuelle stusser/trykkuttak for måle- og overvåkingsutstyr
8) Løfteører for montasje/demontasje
9) Annet

Lokk:

1) Vanntrykkrefter på lokket
2) Aksialkraft på løpehjulet
3) Valgt materiale i lokket
4) Sammenføyningen av delene i et eventuelt delt lokk
5) Lokkets bøyningsstivhet
6) Skrueforbindelsen lokk – stagring
7) Tetning mellom lokk og stagring
8) Spaltklaring mellom lokk og ledeskovler ved null trykk og fullt driftstrykk
9) Annet

Ledeapparatet i Kaplan- og rør-turbiner:

1) Valgt materiale i ledeskovlene

2) Skovlprofil – plassering av omdreiningstapp – svingevinkel

3) Lagerforinger og smøring av lede-skovltapper

4) Belastningskrefter – styrkeberegninger

5) Annet

Løpehjul i Kaplan- og rør-turbiner:

1) Valgt materiale

2) Kraftbelastningene på skovlene og skovltapper

3) Løpeskovltapp for feste/dreiing av skovlen i bosset: styrkekontroll, lagerutførelse og dreiemekanisme

4) Smøring av løpeskovltapper og lenker f. eks. oljefylling av bosset

5) Klaring mellom boss og skovl (sfærisk boss)

6) Jevnhet og glatthet av skovlflatene

7) Bossdesignen med tanke på montering/demontering og inspeksjon

8) Annet

Regulering:

1) Reguleringsprinsipp

2) Bevegelsesmekanisme for regulering av ledeskovlene. Kontroll av forstillingskreftene, stivhet av lenker og stenger samt slark i ledd og lagre

3) Bevegelsesmekanisme for regulering av løpehjulsskovlene. Kontroll av forstillingskreftene, stivhet av lenker

og stenger samt slark i ledd og lagre

4) Forbindelsen mellom reguleringen av ledeskovlene og løpehjuls-skovlene for optimal turbineffekt

5) Annet

Aksel:

1) Belastningskrefter

2) Valgt materiale

3) Styrke- og svingningsberegninger

4) Befestigelse av løpehjulsboss

5) Annet

Lager:

1) Lagerbelastninger

2) Bærelagre: type material i lagerflaten i glidelagre

3) Aksiallager: type, materiale i lagerflaten

4) Smøring av lagrene

5) Kjøling av oljen i oljesmurte lagre

6) Kule- og rullelagre: type, bæreevne og levetid

7) Annet

Tetningsboks:

1) Valgt type: slepekontakt eller

berøringsfri tetning

2) Materiale i slepekontakttetning

3) Beleggg (material-) på akselfor slepekontakttetning

4) Bortledningen av lekkasjevannet fra tetningen

5) Hensyn til bortledningen av lekkasjevann ved stopp av dykket turbin

6) Annet

Løpehjulskammer (ytre løpehjulskrans):

1) Utformingen av kransen: sylindrisk oppstrøms dreiesenteret for løpe-skovlene; sfærisk nedstrøms dreiesenteret for løpeskovlene

2) Klaringen mellom løpeskovlperiferien og kransen

3) Forbindelsen løpehjulskammer – ledeapparat – stagring – sugerør

4) Annet

Utfyllende detaljer:

1) Styrkekontroll av skruer og skrueforbindelser generelt

2) Festeanordninger for kranløft generelt på turbindelene

3) Fundamentering og forankringer generelt

4) Stusser for uttak av trykk og tilkobling av instrumenter for måling og overvåking

5) Annet

5.4 Turbinaksler

5.4.1 Generell oversikt

Aksler for vannturbiner er i alminnelighet av stål av kvalitetsklasse St 52-3 og ASTM A 668 som har samme fasthetsklasse.

Turbinaksler må ha store hulkiler ved flenser og eventuelle avtrapninger og helst koniske eller parabelformete overganger. Angivelser av akselhulkiler og radier i disse er gitt i Norsk Standard og bør fortrinnsvis benyttes.

Belastningene som turbinaksler må oppta, er i hovedsak torsjonsmomentet som overføres fra løpehjulet. Dette gjelder særlig for vertikale Francis- og Kaplan-turbiner. For horisontale turbiner derimot og også vertikale Pelton-turbiner som har usymmetrisk kraftpåvirkning fra strålene, blir akslene påført radialkrefter som gir bøyespenninger. I tillegg til de nevnte belastninger, må en også være oppmerksom på at periodisk svingende krefter eller dreiemomenter kan opptre og gi resonans med akselens egensvingetall. For å gardere mot dette, er det vanlig å dimensjonere akselen for underkritisk drift. Det vil si at den dimensjoneres for et kritisk omdreiningstall ca. 30 % høyere enn omdreiningstallet ved rusing.

5.4.2 Dimensjonering av aksel

Evaluering av spenninger

Avhengigheten mellom vrimoment T og vrispenning τ ved en akseldiameter d er gitt ved ligningen

$$T = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{16} \text{ [Nm]}$$

Det polare treghetsmoment I_p for en aksel med sirkulært tverrsnitt med diameter d_y og en sentral sylindrisk boring med diameter d_i er

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_y^4 - d_i^4)}{32} \text{ [m}^4\text{]}$$

For et vrimoment T blir skjærspenningen ved radius r

$$\tau = \frac{T}{I_p} r \text{ [Pa]}$$

Dersom akselen ikke er hul settes den indre diameteren $d_i = 0$, og maksimal skjærspenning opptrer ved $r = \frac{d_y}{2}$

$$\tau_{maks} = \frac{16 \cdot d_y}{\pi \cdot (d_y^4 - d_i^4)} \cdot T$$

Den tilsvarende vinkelvridning blir

$$\phi = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot (d_y^4 - d_i^4) \cdot G}$$

hvor G er glidemodulen for akselmaterialet. For stål er tverrkontraksjonskoeff. $\nu \approx 0,3$ og glidemodulen $G = 0,385 \cdot E$, hvor E-modulen $\approx 2,1 \cdot 10^{11}$ [Pa].

Opptrer også en belastning fra radialkrefter som gir et bøyemoment M på akselen, får vi en bøyespenning

$$\sigma_b = M / W \ \text{[Pa]}$$

hvor $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ [m^3] er motstandsmomentet for akseltverrsnittet (når $d_i = 0$).

For en belastningstilstand der en bøyespenning σ_b opptrer samtidig med skjærspenningen τ, blir i følge skjærspenningshypotesen, maksimal skjærspenning

$$\tau_{maks} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2} \ \text{[Pa]}$$

Bruksspenninger for turbinaksler av alminnelig godt akselstål som for eksempel ASTM A668 Grade D eller også St 52-3, settes i området $\tau =$ 30 – 40 [MPa]. Lengde og diameter av akselen må gjerne tas med i vurderingen av spenningen en vil tillate, og for aksler med små diametre settes spenningen lavere enn for store diametre. En annen stor fordel med lavere spenningsnivå på små aksler, er at man kan sløyfe den kostbare utsmiingen av akselflensen. Eksempelvis kan dreiemomentet fra en horisontal turbinaksel på 300 mm og en torsjonsspenning τ = 15 [MPa] overføres til hjulnavet gjennom en krympforbindelse.

<u>Regneeksempel:</u>

Gitt er turbineffekt P = 6 [MW], omdreiningstall n = 375 [o/min], skal dimensjonere akselen.

Vrimomentet $T = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{6 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 375} = 152788$ [Nm].

Antar at akselen er uten sentral boring og har en diameter d = 280 [mm]. Det polare treghets-moment for akselen $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,28^4}{32} = 6,03 \cdot 10^{-4}$ [m^4].

Vrispenning $\tau_{maks} = \frac{T}{I_p} \cdot \frac{d}{2} = \frac{152788 \cdot 0,28}{6,03 \cdot 10^{-4} \cdot 2} = 35$ [MPa].

Akselen antas horisontal og lengden mellom lagrene l = 3 [m] og har en last på midten G = 17000 [kg]. Denne gir et bøyemoment $M = G \cdot \frac{l}{2} = 17000 \cdot \frac{3}{2} = 25500$ [Nm]. Bøyemoment

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M \cdot d}{I_p} = \frac{25500 \cdot 0,28}{6,03 \cdot 10^{-4}} = 12 \text{ [MPa]}$$

I følge skjærspenningshypotesen blir maks skjærspenning

$$\tau_{maks} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{12^2 + 4 \cdot 35^2} = 35,5 \text{ [MPa]}$$

Disse spenninger er moderate og tilfredsstillende for akseldimensjoneringen.

Kritisk bøyesvingetall

Som nevnt foran dimensjoneres turbinaksler for et kritisk omdreiningstall ca. 30 % høyere enn omdreiningstallet ved rusing. For de små og minste turbiner er dette et kriterium som vi knapt trenger å ta hensyn til. Men alt etter forholdene i de enkelte tilfelle, regnes det med at en sjekk av kritisk omdreiningstall kan være aktuelt.

For å sjekke kritisk bøyesvingetall er en forenklet metode tilstrekkelig.

Forutsetninger som legges til grunn:

- akselen forutsettes masseløs
- en masse m [kg] er festet til akselen
- i avstand a [m] fra det ene lageret
- i avstand b [m] fra det andre lageret
- en eksentrisitet e [m] forutsettes mellom akselsenteret og senteret i massen m

Massen m representerer typisk løpehjulets masse. På basis av de nevnte forutsetningene, elastisitetsmodulen E [Pa] for akselmaterialet og det polare treghetsmoment I_p [m^4] for akseltverrsnittet, er utviklet følgende ligningsuttrykk for kritisk vinkelhastighet for akselen

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I_p \cdot (a+b)}{m \cdot a^2 \cdot b^2}} \text{ [rad/s]}$$

<u>Regneeksempel:</u>

Benyttes dataene fra akseldimensjoneringen foran, blir kritisk vinkelhastighet for akselen

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,03 \cdot 10^{-4} \cdot (1,5+1,5)}{17000 \cdot 1,5^2 \cdot 1,5^2}} = 115 \text{ [rad/s]} .$$

Om vi forutsetter $\omega_{rusn} = 2 \cdot \omega = 2 \cdot 39,2 = 78$ [rad/s], ligger kritisk vinkelhastighet betryggende høyt over vinkelhastigheten ved rusing.

5.5 Turbinlagre

5.5.1 Synspunkter om lagre i vannturbiner

Det finnes ingen generelle regler for hvordan lagrene i en turbin skal være arrangert. Dette er en avgjørelse som de respektive produsenter gjør i sammenheng med den totale turbinkonstruksjon, og valget som gjøres for den konstruktive sammenstilling med generatoren.

En sjekking og kontroll av turbinlagre vil derfor omfatte vurderinger av

- belastningene som lagrene får under de tenkelige driftsforhold
- valget av type og konstruktiv oppbygning av lageret
- materialet i glideflatene for bærelagre
- om det anvendes kule- og rullelagre, vurderes valget og kvaliteten av disse
- hvordan smøringen er tilordnet
- om det trengs kjøling av lagre, vurderes anordningen av kjølesystemet.

Horisontal aksel. Lagrene i aggregater med horisontal aksel må oppta de radielle krefter som summeres opp av tyngden av alle roterende deler i aggregatet, og i tillegg til dette også strålekrefter på Pelton-turbiner. Krefter i aksial retning må bæres av et aksiallager. For Peltonturbiner vil aksialkraften være ubetydelig, så derfor er det tilstrekkelig med en kam på akselen som går i et spor i det ene bærelageret og gir den nødvendige aksialstyring. For overtrykksturbinene Francis og Kaplan derimot vil det være betydelige aksialkrefter, og fremgangsmåter for evalueringen av disse er gitt i avsnitt 5.2.5 og **i APPENDIKS F.**

Vertikal aksel. For vertikale aggregater er det aksiallageret som er det bærende hovedlager, mens radiallagre tjener til styring og får liten belastning unntatt for Pelton-turbiner hvor resultanten av strålekrefter kan innebære en betydelig radiallast.

Reparasjonshensyn. Når det gjelder lagerkonstruksjonene, er det rimelig å se på disse i forhold til montasje og demontasje ved reparasjon og vedlikehold. Lagerskålene blir normalt utforet med hvitmetall, og kvaliteten av dette bør sjekkes.

Levetid. De synspunkter som er gitt på lagre ovenfor gjelder både for store og små turbiner. Men for små turbiner vil kule- og rullelagre være de lagertyper som hyppigst blir brukt. Ved anvendelse av disse er det viktig å sjekke type, kvalitet, levetid og lagrenes innbygning i forhold til gitte betingelser og krav.

Små turbiner. Mange generatorer for småturbiner har kule- og rullelager. I praksis har det forekommet strømgjennomgang i slike lagre. Av den grunn foreskrives det elektrisk isolasjon for ett av lagrene.

5.5.2 Dimensjonering av lagre

Glidelagre radial type

Belastningene på radiallagre i turbiner er relativt lave og krever ikke avanserte analyser og beregninger i praktisk dimensjonering. Lagrene vil kunne funksjonere tilfredsstillende selv om de ikke har fått størst mulig bæreevne og minst mulig friksjon.

Ved lagre som på grunn av forholdene kommer til å gå med blandet friksjon, anses også forenklede beregninger som tilstrekkelige. Selv om det vil bli meget ujevn trykkfordeling over glideflatene, går en ut fra det midlere trykk p_m på den projiserte lagerflate. For en radial kraft F på et lager med bredde B og diameter D blir midlere trykk

$$p_m = \frac{F}{B \cdot D} \text{ [Pa]}$$

Ved lagre som går helt eller delvis med blandet friksjon, vil en få større slitasje jo høyere en velger det midlere trykk p_m. Dette vil kunne bli bestemmende for hvor høyt en kan gå med p_m. Det ligger lange erfaringer til grunn for hvor høy p_m kan velges under de forskjellige forhold. Vanlig brukte verdier for lager til vannturbiner er p_m = 1000 – 1500 [kPa].

Effekten av friksjonen i et lager kan videre estimeres når vi har vurdert en rimelig verdi for en friksjonskoeffisient μ i lageret. For en periferihastighet v [m/s] på akselen beregnes friksjonseffekten pr. flateenhet

$$E_{friksj.} = \mu \cdot p_m \cdot v \text{ [W]}$$

Friksjonseffekten er altså proporsjonal med p_m og vil tilsvarende ha betydning for hvilken verdi av p_m som kan tillates.

For blandet friksjon finnes målte verdier av friksjonskoeffisient μ beliggende i området μ = 0,005 – 0,010. Verdiene gjelder for gitte periferihastigheter av akselen og stigende fra små til større hastigheter unntatt når hastigheten nærmer seg null. Når periferihastigheten tilnærmet er blitt null, vil μ ha steget til 0,14.

Når det gjelder forholdet mellom bredden B og diameteren D av lageret, gjøres i praksis

$$D < B \leq 2 \cdot D$$

Aksiallagre

Horisontale turbiner. På horisontale turbiner vil aksialkreftene være minimale, og en beregningsmessig kontroll av dimensjonene med hensyn til bæreevne er normalt ikke

nødvendig. Hovedhensynet ved utformingen av disse lagrene er derfor å sikre at smøringen og aksial styring er tilstrekkelig oppfylt. Aksial kraft overføres fra en kam eller ring på akselen til et motsvarende spor i lageret, som i alminnelighet er en kombinasjon av et radial- og aksiallager. Kammer eller ringer har plane glideflater. Smøringsforholdene i slike kamlagre får gjerne en noe ujevn trykkfordeling utover radien i glideflatene, og uten trykksmøring vil en vanligvis ha blandet friksjon. Det betyr at friksjonseffekten kan gi en varmeutvikling som det kan være grunn til å kontrollere. En forenklet måte for en slik kontroll kan formuleres. Vi forutsetter en aksialkraft F [N] og at kamringen har en ytre radius r_y [m] og indre radius r_i [m] samt en friksjonskoeffisient μ. For en aksel som roterer med omdreiningstall n [o/min] blir friksjonseffekten

$$E_f = \frac{F \cdot n}{60 \cdot (r_y - r_i)} \quad [W]$$

Verdi for friksjonskoeffisienten stipuleres i samme området som nevnt foran for radiallagre.

Vertikale turbiner. Som nevnt tidligere er aksiallageret det bærende hovedlager på vertikale turbiner, og de store aksialkreftene har en hovedsakelig ved Francis- og Kaplan-turbiner. I disse lagre er det viktig å søke at det ikke blir blandet friksjon, men bare væskefriksjon. Dette er oppnådd med en type lager som kalles segmentlager. Med disse har en fått opp til 6 – 8 ganger større bæreevne og 0,1 – 0,05 av den friksjonskoeffisienten man har i lagre med blandet friksjon. I disse lagre er segmentflatene gitt en liten avskråning (helningsvinkel av størrelsesorden 1/1000) i den ene av lagerflatene. På denne måten dannes et kileformet sjikt mellom lagerflatene. Dette gjør at smøreolje suksessivt trekkes inn mellom lagerflatene under rotasjonen og danner den nødvendige væskefilm for å oppnå ren væskefriksjon i lageret.

Kule- og rullelagre

Kule- og rullelagrene fremstilles som massefabrikata i spesialfabrikker. Høye stykktall og den spesialiserte produksjon gjør at lagrene kan utføres som førsteklasses produkter med stor presisjon til relativt rimelig pris. Tilknytningsmål og toleranser er standardisert slik at de forskjellige kulelagerfabrikkers typer uten videre blir utbyttbare, og vanlige typer og størrelser kan leveres som handelsvare fra lager.

Sammenlignet med glidelagre blir kule- og rullelagre gjerne kostbarere og kanskje heller ikke i like høy grad driftssikre. Men de anvendes likevel i utstrakt grad på grunn av at de under mange forhold gir mindre friksjonstap og har et meget lavt smøremiddelforbruk. En spesiell fordel er at de ikke får den høye friksjonskoeffisient under stillstand som en har ved glidelagre. En viktig fordel ved radiallageret er at det krever mindre aksial byggelengde enn

det tilsvarende glidelager. Radiallagre og koniske lagre kan gi trang, slarkfri styring av akselen.

For å få stor slitestyrke og stor motstand mot tretthetsbrudd anvendes herdet krom- eller kromnikkelstål med høy renhet og jevnhet i kule- og rullelagrene.

Enradete radialkulelagre har dype løpebaner i begge ringene og egner seg derfor kun i tilfelle hvor det ikke er noen vinkeldeformasjon eller skjevstilling av akselen. Men disse lagre har relativt stor bæreevne og kan også i noen grad være godt egnet for aksiallast.

Sfæriske radialkulelagre og sfæriske radialrullelagre har ytterringer der løpebanene er kuleflater. Disse lagre kan derfor stille seg inn etter akselens vinkeldeformasjon i opplagerpunktet. Disse lagrene har relativt stor bæreevne, og det gjelder særlig for rullelagre, som blir anvendt når kulelagres bæreevne ikke strekker til.

Radialrullelager med sylindriske ruller har i vanlige utførelser styreflenser på èn av løperingene, og det tillater litt aksiale forskyvninger. Disse lagre kan ta litt aksial last når en tillater glidende friksjon.

Koniske rullelagre. I disse lagre danner løperingflatene kjegleflater for de koniske rullene. Og toppunktene for disse kjegleflatene faller sammen i ett punkt og med en innbyrdes avstand mellom løperingflatene svarende til konisiteten og diameterne av rullene. Koniske rullelagre er egnet for så vel radial- som aksiallast

Aksialkulelagrene er konstruert utelukkende for å oppta ren aksiallast, de dobbeltvirkende for å ta last begge veier. Det lages også sfæriske aksialrullelager. For eksempel SKF markedsfører konstruksjoner av denne type.

Appendiks A

Hydraulisk design av vannturbiner

A.1 Reduserte størrelser

Grunnleggende størrelser for den hydrauliske design av turbiner, er de såkalte *reduserte størrelser.* Disse størrelser har sin teoretiske basis i hydromekanikken og dens anvendelse i utviklingen av generelle retningslinjer og systematiske fremgangsmåter for praktisk bruk i hydraulisk utforming og dimensjonering av turbiner.

Følgende eksempler fra betraktningen av strømningen og effektoverføringen i et turbinløpehjul kan gi en indikasjon på dannelsen av de reduserte størrelser.

Hovedligningen for turbiner kan uttrykkes ved:

$$P_{Lø} = \rho \cdot Q(u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2})$$

Samme effekt kan uttrykkes også ved:

$$P_{Lø} = \rho \cdot g \cdot Q(H_n - \Delta H_{tap})$$

hvor $\Delta H_{tap} = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} + (1+\zeta_3)\frac{c_3^2}{2g}$ er trykktapet gjennom turbinen.

Her er	u_1	løpehjulets omdreiningshastighet ved innløp	[m/s]
	u_2	løpehjulets omdreiningshastighet ved utløp	[m/s]
	c_{u1}	komponenten av absolutt innløpshast. c_1 til løpehjulet i omdr.retn.	[m/s]
	c_{u2}	komponenten av absolutt utløpshast. c_2 fra løpehjulet i omdr.retn.	[m/s]
	v_2	relativ vannhastighet i skovlkanal i utløpet fra løpehjulet	[m/s]
	c_3	absolutt vannhastighet ut av sugerøret	[m/s]
	g	tyngdeakselerasjonen	[m/s^2]
	ρ	vannets tetthet	[kg/m^3]
	H_n	fallhøyden for turbinen	[m]
	Q	vannføring = volumstrøm	[m^3/s]
	ζ_1	motstandskoeffisient i ledeapparat (0,06 – 0,15)	
	ζ_2	motstandskoeffisient i løpehjulet (0,06 – 015)	
	ζ_3	motstandskoeffisient i sugerøret 0,1 – 03)	

Divideres ligningene for $P_{Lø}$ ovenfor med natureffekten $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n$, får vi hydraulisk virkningsgrad

$$\eta_h = \frac{P_{Lø}}{P} = \frac{u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}}{g \cdot H_n} = \frac{H_n - \Delta H_{tap}}{H_n} = 1 - \zeta_1 \frac{c_1^2}{2 \cdot g \cdot H_n} - \zeta_2 \frac{v_2^2}{2 \cdot g \cdot H_n} - (1+\zeta_3)\frac{c_3^2}{2 \cdot g \cdot H_n}$$

Uttrykkene i ligningene mellom disse likhetene er dimensjonsløse. Leddene i ligningen til høyre uttrykker altså de respektive hastighetshøydene $\frac{c_1^2}{2\cdot g}, \frac{v_2^2}{2\cdot g}$ og $\frac{c_3^2}{2\cdot g}$ i forhold til netto fallhøyde H_n. På denne måten er leddene som representerer trykktapene i ligningen for hydraulisk virkningsgrad η_h, blitt forholdstall i stedet for ledd med benevning. Med dette er vi på vei til å finne uttrykksmåter for hydraulisk design av enhetsturbiner som er geometrisk likedannede med de respektive turbiner i reelle anlegg. Når det er nevnt, er det viktig her samtidig å føye til at fartstallet ${}^*\underline{\Omega}$, er uttrykket for et begrep som benevnes *redusert vinkelhastighet for enhetsturbinen* som er geometrisk likedannet med turbinen som designes for evaluerte verdier av vannføringen ${}^*Q$, netto fallhøyde ${}^*H_n$, og omdreiningstall ${}^*n$.
Veien om fartstallet for å velge turbin, betyr altså at man søker frem til den relevante enhetsturbin som skal legges til grunn for hydraulisk design av turbinen som blir valgt. Denne veien er felles for alle turbinvalg, og det betyr at de bestemmende turbinparametere er gitt som *reduserte størrelser.*

Definisjon og betegnelse av reduserte størrelser:

$\underline{u} = \frac{u}{\sqrt{2\cdot g\cdot H_n}}$	redusert omdreiningshastighet	[-]
$\underline{c} = \frac{c}{\sqrt{2\cdot g\cdot H_n}}$	redusert absolutthastighet	[-]
$\underline{v} = \frac{v}{\sqrt{2\cdot g\cdot H_n}}$	redusert relativhastighet	[-]
$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2\cdot g\cdot H_n}}$	redusert vinkelhastighet	[m^{-1}]
$\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2\cdot g\cdot H_n}}$	redusert vannføring	[m^2]

For designpunktet merkes de reduserte størrelser også med *, altså : ${}^*\underline{u}$, ${}^*\underline{c}$, ${}^*\underline{v}$, ${}^*\underline{\omega}$ og ${}^*\underline{Q}$, og fartstallet $\quad {}^*\underline{\Omega} = {}^*\underline{\omega}\cdot\sqrt{{}^*\underline{Q}}$ [-]

Turbinens hovedligning uttrykt med reduserte parameterstørrelser blir:

$$\eta_h = 2(\underline{u}_1\cdot\underline{c}_{u1} - \underline{u}_2\cdot\underline{c}_{u2}) \qquad [-]$$

og for designpunktet:

$$ {}^*\eta_h = 2\,{}^*\underline{u}_1\cdot{}^*\underline{c}_{u1} \qquad [-]$$

A.2 Hydraulisk dimensjonering av vannturbiner

A2.1 Pelton-turbin

Et eksempel med følgende data for et vannfall legges til grunn for betraktningene:

- Maks vannføring $^{\bullet}Q = 2\ m^3/s$ og største pådragsgrad $^{\bullet}\kappa = 1,4$
- Vannføring i beste driftspunkt $^{*}Q = \frac{^{\bullet}Q}{^{\bullet}\kappa} = \frac{2}{1,4} = 1,43\ [m^3/s]$
- Netto fallhøyde $^{*}H_n = 250\ [m]$
- Forsøker med omdreiningstall $^{*}n = 500$ [omdr./min].

- Beregninger:
  - Natureffekten ved maksimal vannføring:
    $^{\bullet}P = \rho \cdot g \cdot {}^{\bullet}Q \cdot {}^{*}H_n = 1000 \cdot 9,82 \cdot 2,0 \cdot 250 = 4905000\ [W] = 4905\ [kW]$.
  - **Fartstall:** $^{*}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^{*}\underline{Q}} = \frac{\pi \cdot {}^{*}n}{30 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}} \cdot \sqrt{\frac{{}^{*}Q}{\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}}} =$

    $$\frac{\pi \cdot 500}{30 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,82 \cdot 250}} \cdot \sqrt{\frac{1,43}{\sqrt{2 \cdot 9,82 \cdot 250}}} = 0,75 \cdot 0,143 = 0,107$$
  - Dette fartstall viser at valget av turbin blir en Pelton-turbin.
  - Antar oppnåelig hydraulisk virkningsgrad i designpunktet: $^{*}\eta_h = 0,92$. Forutsettes en mekanisk virkningsgrad $\eta_m = 0,98$, blir turbinvirkningsgraden i designpunktet:

    $$^{*}\eta_t = {}^{*}\eta_h \cdot \eta_m = 0,92 \cdot 0,98 = 0,90.$$
  - **Turbineffekten:**

    $$^{*}P_t = {}^{*}\eta_t \cdot {}^{\bullet}P = {}^{*}\eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot {}^{\bullet}Q \cdot {}^{*}H_n = 0,9 \cdot 1000 \cdot 9.82 \cdot 1,43 \cdot 250 = 3159585\ [W] = 3160\ [kW]$$
  - Med $\kappa = 1,4$ kan vi ha et fartstall $^{*}\underline{\Omega} \le 0,07$ for én stråle. Med 3 ståler blir fartstallet

    $$^{*}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega}\sqrt{\frac{^{*}\underline{Q}}{3}} = \frac{0,107}{\sqrt{3}} = 0,062,$$

    som er et rimelig valg, men vurderinger kan tilsi at det her er mulig å velge et høyere omdreiningstall og oppnå et billigere aggregat fordi man kan øke antall dyser helt opp til 6. Hvis vi skulle øke antall dyser til 6, kan vi bestemme hvilket omdreiningstall vi da kunne gå opp til. Vi forutsetter da at $^{*}\underline{\Omega} \le 0,07 \cdot \sqrt{6} = 0,17.$ Det gir:

    $^{*}\underline{\omega} \le \frac{0,17 \cdot \sqrt{6}}{\sqrt{^{*}\underline{Q}}} = \frac{0,17 \cdot \sqrt{6}}{\sqrt{0.143}} = 1,10\ [m^{-1}]$. Dette tilsvarer et omdreiningstall

    $$n \le \frac{\underline{\omega} \cdot 30 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}}{\pi} = \frac{1,10 \cdot 30 \cdot 70}{\pi} = 736\ [omdr./min].$$

    Dette er ikke synkront. Det nærmeste synkrone omdreiningstall oppover er n = 750 [omdr./min], men i følge ulikhetstegnet er dette ugunstig. Derfor kan det nærmeste

lavere synkrone omdreiningstall er n = 600 [omdr./min] være et riktigere valg. Dette gir $^{*}\underline{\omega} = \frac{\pi \cdot 600}{30 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 250}} = 0{,}90$. Man kan velge dette, og får da:

- **Fartstall** $^{*}\underline{\Omega} = \frac{\pi \cdot 600}{30 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot 250}} \sqrt{\frac{1{,}43}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 250}}} = 0{,}128$ for 6 stråler, eller

$$^{*}\underline{\Omega} = \frac{0{,}128}{\sqrt{6}} = 0.052 \quad \textbf{pr. stråle.}$$

Disse resultater gir grunn til å gå videre med vurdering av et annet dysetall med tanke på en optimal tilpasning av turbinen, men dette blir ikke diskutert her.

- Videre dimensjoneres dyser under forutsetning av at turbinen skal ha 6 dyser: Går da ut fra vannføringen ved fullt pådrag, det vil si $\kappa = 1{,}4$, som i redusert størrelse er:

$\dot{\underline{Q}} = \frac{\dot{Q}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}} = \frac{2{,}0}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 250}} = 0{,}0286\ [m^2]$, og redusert vannføring pr. stråle blir

$\frac{\dot{\underline{Q}}}{6} = \frac{0{,}0286}{6} = 0{,}0048\ [m^2]$. Redusert utløpshastighet fra dysene:

$^{*}\underline{c_1} = \frac{^{*}c_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n}} = \varphi$, som her anslås til $\varphi = 0{,}98$, og altså $^{*}\underline{c_1} = 0{,}98$.

Betegner stråle diametren d_s, for strålen ved full vannføring, og beregner denne:

$\dot{d}_s = \sqrt{\frac{\dot{\underline{Q}} \cdot 4}{6 \cdot \pi \cdot {}^{*}\underline{c_1}}} = \sqrt{\frac{0{,}0048 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}98}} = 0{,}079\ [m]$, det vil si $d_s = 79\ [mm]$ pr. stråle.

- **Dysediameteren**:

$$d_d \approx 1{,}3 \cdot d_s = 1{,}3 \cdot 79 = 103\ [mm].$$

- **Løpehjulsdiameter D_1**:

$^{*}\underline{\omega} \cdot D_1 = 2 \cdot {}^{*}\underline{u_1}$, regner med $^{*}\underline{u_1} = 0{,}48$ og får:

$D_1 = \frac{2 \cdot {}^{*}\underline{u_1}}{^{*}\underline{\omega}} = \frac{2 \cdot 0{,}48}{0{,}9} = 1{,}070\ [m]$, det vil si $D_1 = 1070\ [mm]$

- **Skovldimensjoner**:

Skovlbredden $B = 3{,}4 \cdot d_s$ for turbin med 6 stråler . Det vil si:

$B = 3{,}4 \cdot 79 = 269 \approx 270\ [mm]$.

Andre veiledende målstørrelser på skovlen (jfr. fig. A.2):

$L = 2{,}5 \cdot \dot{d} = 2{,}5 \cdot 79 = 198 \approx 200\ [mm]$

$x = 1{,}1 \cdot \dot{d} = 1{,}1 \cdot 79 = 87 \approx 90\ [mm]$

$y = 1{,}6 \cdot \dot{d} = 1{,}6 \cdot 79 = 126\ [mm]$

$z = 1{,}2 \cdot \dot{d} = 1{,}2 \cdot 79 = 95\ [mm]$

- Hastighetsdiagrammer:

  Med antatt hydraulisk virkningsgrad $^{*}\eta_h = 0,92$ og $^{*}\underline{c}_{u2} = 0$. Av dette:

  $$^{*}\eta_h = 2 \cdot {}^{*}\underline{u}_1 \cdot {}^{*}\underline{c}_{u1} = 0,92 \text{ og } {}^{*}\underline{c}_{u1} = \frac{0,92}{2 \cdot 0,48} = 0,96.$$

  Ved opptegning av innløpsdiagram som vist på fig. A.2, kan relativ innløpshastighet redusert størrelse bestemmes: $^{*}\underline{v}_1 \approx 0,52$.

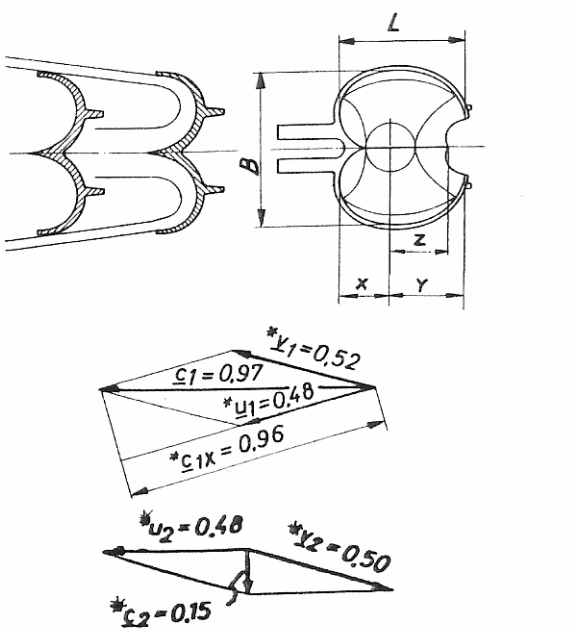


Fig. A.2 Peltonskovl og hastighetsdiagrammer ved inn- og utløp [2]

Antas at koeffisienten for strømningstapet over skovlen $\zeta_2 = 0,06$ for den relative utløpshastighet $^{*}\underline{v}_2$, kan relativ utløpshastighet bestemmes:

$(1+\zeta_2)\,{}^{*}\underline{v}_2^2 = {}^{*}\underline{v}_1^2$, hvorav $^{*}\underline{v}_2 = \frac{^{*}\underline{v}_1}{\sqrt{1+\zeta_2}} = \frac{0,52}{\sqrt{1.06}} = 0,50$ .Fordi vi regner $^{*}\underline{u}_2 = {}^{*}\underline{u}_1$, kan utløpsdiagrammet også tegnes som vist fig. A.2.

- Løpehjulets høyde over undervann:

  I følge håndregler bør høyden fra undervann opp til løpehjulet være $h \geq 3,5 \cdot \text{skovlbredden} = 3,5 \cdot 0,27 = 0,95$ [m] for turbin med vertikal aksel. Det er rimelig å regne med samme høyde opp til nederste punkt på løpehjulet også for en horisontal turbin.

A.2.2 Francis-turbin

Dimensjoneringen av en Francis-turbin baseres på følgende eksempel på anleggsdata:

- Maksimal vannføring $^{\bullet}Q = 7{,}7$ [m^3/s]
- Netto fallhøyde $^{*}H_n = 80$ [m]
- Forsøker med omdreiningstall $^{*}n = 500$ [omdr./min.]

- Beregninger:
  - Natureffekten ved maksimal vannføring:
    $^{\bullet}P = \rho \cdot g \cdot {}^{\bullet}Q \cdot {}^{*}H_n = 1000 \cdot 9{,}82 \cdot 7{,}7 \cdot 80 = 6049120$ [W] $\approx$ 6049 [kW]
  - $\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^{*}H_n} = \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 80} = 39{,}6$ [m/s]
  - Redusert vinkelhastighet: $^{*}\underline{\omega} = \dfrac{\pi \cdot {}^{*}n}{30 \cdot \sqrt{2g \cdot {}^{*}H_n}} = \dfrac{\pi \cdot 500}{30 \cdot 39{,}6} = 1{,}32$ [m^{-1}]
  - Beregner et foreløpig fartstall på basis av maks. vannføring:
    $$^{\bullet}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^{\bullet}\underline{Q}} = \frac{\pi \cdot {}^{*}n}{30 \cdot \sqrt{2g \cdot {}^{*}H}} \cdot \sqrt{\frac{{}^{*}Q}{\sqrt{2g \cdot {}^{*}H_n}}} = 1{,}32 \cdot \sqrt{\frac{7{,}7}{39{,}6}} = 0{,}58 .$$
  - Generelt er fartstallet for Francis-turbiner i området 0,15 – 1,5. Det foreløpig beregnede fartstall viser derfor at turbinen som svarer til de anleggsdata vi betrakter, er godt innenfor området for Francis-turbiner.

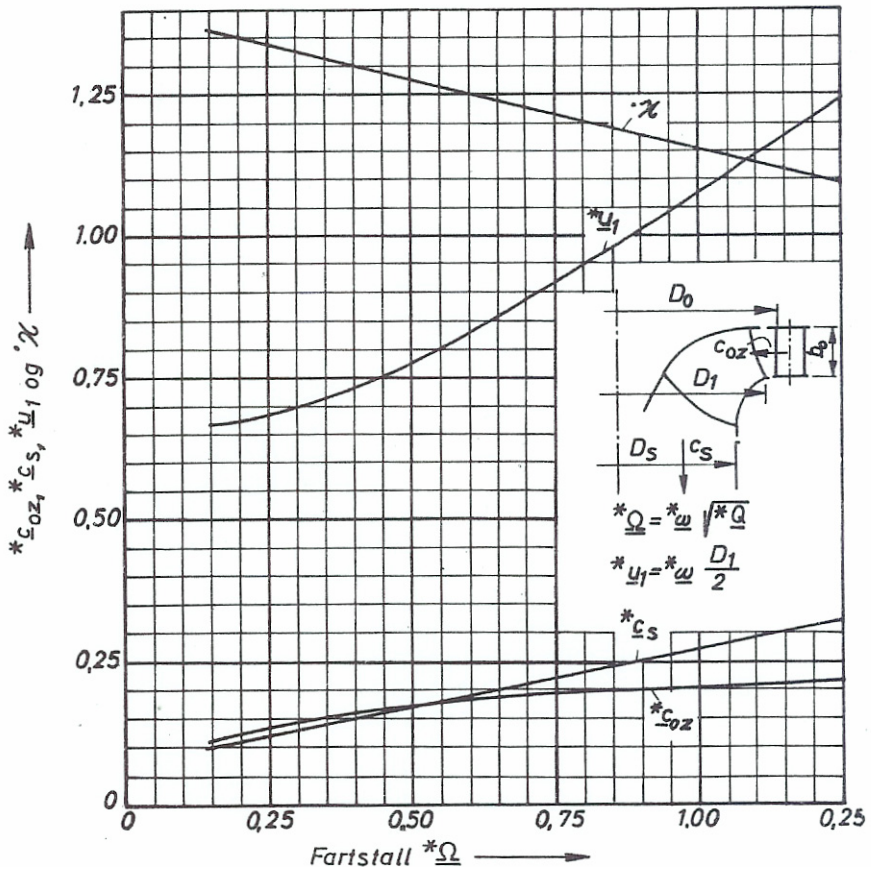


Fig. A.3 Francisturbiner: Omdreiningshastighet, meridianhastigheter og pådragsgrad som funksjon av Fartstallet [2]

- Parametrene for den hydrauliske design av turbinen, er lovmessig avhengig av fartstallet. Men til tross for dette, varierer de i tallverdi fra én tilvirker til en annen.

Derfor kan ikke parametrene presenteres med tallverdier som er absolutte. For inspeksjon og kontroll anses likevel veiledende verdier gitt i diagrammet fig. A.3, som tilstrekkelig.

I diagrammet er:

- $^{*}\underline{u}_1$ redusert omdreiningshastighet ved største innløpsdiameter D_1
- $^{*}\underline{c}_{0z}$ redusert meridianhastighet ved utløpskanten av ledeapparatet
- $^{*}\underline{c}_s$ redusert meridianhastighet ved minste tverrsnitt på sugesiden
- $^{\bullet}\kappa$ pådragsgrad ved fullast definert ved $^{\bullet}\kappa = \frac{Q}{^{*}\underline{Q}}$ ved $\frac{\omega}{^{*}\underline{\omega}} = 1$

- Med det foreløpig beregnede fartstall, estimeres en pådragsgrad $\kappa = 1,25$.

  Vannføringen i designpunktet blir da: $^{*}Q = \frac{Q}{\kappa} = \frac{7,7}{1,25} = 6,16\ [m^3/s]$

  Den tilsvarende reduserte vannføring: $^{*}\underline{Q} = \underline{Q}/\kappa = \frac{7,7}{39,7 \cdot 1,25} = 0,156\ [m^2]$

- **Turbinens fartstall** $^{*}\underline{\Omega} = {}^{*}\underline{\omega} \cdot \sqrt{^{*}\underline{Q}} = \frac{\pi \cdot 500}{30 \cdot 39,6} \cdot \sqrt{0,156} = 1,32 \cdot 0,395 = 0,52$

- Antar hydraulisk virkningsgrad i designpunktet: $^{*}\eta_h = 0,92$ og mekanisk virkningsgrad $\eta_m = 0,98$. Turbinvirkningsgraden i designpunktet blir da:

  $^{*}\eta_t = {}^{*}\eta_h \cdot \eta_m = 0,92 \cdot 0,98 = 0,90$.

- **Turbineffekten:**

  $^{*}P_t = {}^{*}\eta_t \cdot {}^{*}P = {}^{*}\eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot {}^{*}Q \cdot {}^{*}H_n = 0,9 \cdot 1000 \cdot 9,82 \cdot 6,16 \cdot 80 = 4355366\ [W] = 4355\ [kW]$

  Turbindimensjoner som skal bestemmes (jfr. fig. A.4):

  - b_0 bredden av ledeapparatet [m]
  - D_0 diameter ved utløp av ledeapparatet [m]
  - D_1 største diameter av løpehjulet [m]
  - D_s diameter av sugerøret ved løpehjulsutløpet [m]

  Av diagrammet fig. A.3 finnes:

  $^{*}\underline{u}_1 = 0,78$, $^{*}\underline{c}_s = 0,17$ og $^{*}\underline{c}_{0z} = 0,17$

- **Innløpsdiameter D_1:**

  $^{*}\underline{\omega} \cdot D_1 = 2 \cdot {}^{*}\underline{u}_1$, herav får vi: $D_1 = \frac{2 \cdot {}^{*}\underline{u}_1}{^{*}\underline{\omega}} = \frac{2 \cdot 0,78}{1,32} = 1,18\ [m] = 1180\ [mm]$

- **Sugerørsdiameter D_s:**

$$^{*}\underline{Q} = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot ^{*} \underline{c}_s \text{, herav får vi:}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot ^{*} \underline{Q}}{\pi \cdot ^{*} \underline{c}_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}156}{\pi \cdot 0{,}17}} = 1{,}08 \text{ [m]} = 1080 \text{ [mm]}$$

- **Bredden ved utløp fra ledeapparatet:**

$$^{*}\underline{Q} = \pi \cdot D_0 \cdot b_o \cdot ^{*} \underline{c}_{0z}$$

Velger $D_0 = 1{,}1 \cdot D_1 = 1{,}1 \cdot 1{,}18 = 1{,}3$ [m] og får

$$b_0 = \frac{^{*}\underline{Q}}{\pi \cdot D_0 \cdot ^{*} \underline{c}_{0z}} = \frac{0{,}156}{\pi \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}17} = 0{,}225 \text{ [m]} = 225 \text{ [mm]}$$

- **Maksimal tillatt sugehøyde:**

Av diagram fig. 3.14 foran i veilederen, finner vi $\sigma = 0{,}06$. Setter dette inn i ligningen for sugehøyden, får vi:

$$H_s \leq 10 - \sigma \cdot ^{*} H_n = 10 - 0{,}06 \cdot 80 = 5{,}2 \text{ [m]}$$

- Hastighetsdiagram:

Antar hydraulisk virkningsgrad $^{*}\eta_h = 0{,}92$ og $^{*}\underline{c}_{u2} = 0$, det vil si $^{*}\eta_h = 2 \cdot ^{*} \underline{u}_1 \cdot ^{*} \underline{c}_{u1}$.

Vi vil finne hastighetsdiagrammene ved innløp og utløp fra skovl ved ytre skovlkrans. Der er $^{*}\underline{u}_1 = 0{,}78$, og vi får:

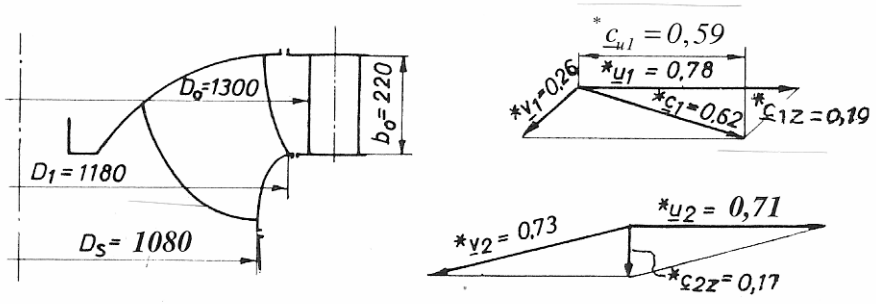


Fig. A.4 Eksempel: Aksialsnitt av Francis løpehjul og hastighetsdiagrammer ved ytre skovlkrans [2]

$$^{*}\underline{c}_{u1} = \frac{^{*}\eta_h}{2 \cdot ^{*} \underline{u}_1} = \frac{0{,}92}{2 \cdot 0{,}78} = 0{,}59$$

$$^{*}\underline{u}_2 = {}^{*}\underline{u}_1 \frac{D_s}{D_1} = 0,78 \cdot \frac{1,08}{1,18} = 0,71$$

$$^{*}\underline{c}_{1z} = {}^{*}\underline{c}_{0z} \frac{D_0}{D_1} = 0,17 \cdot \frac{1,3}{1,18} = 0,19$$

- Aksialsnitt gjennom løpehjulet og hastighetsdiagrammene for innløp og utløp fra skovlkanal ved ytre skovlkrans er vist i fig. A.4.

A.2.3 Kaplan-turbin

Dimensjonering av en Kaplan-turbin baseres på et eksempel med en elv hvor:

- Estimert maksimal vannføring $Q = 50\ [m^3/s]$ og
- Netto fallhøyde $^*H_n = 2{,}6$ [m].
- Forsøker med omdreiningstall $^*n = 75$ [omdr./min.]

- Beregninger:
  - Natureffekten ved maksimal vannføring:
    $^\bullet P = \rho \cdot g \cdot {}^\bullet Q \cdot {}^* H_n = 1000 \cdot 9{,}82 \cdot 50 \cdot 2{,}6 = 1276600$ [W] = 1277 [kW]
  - $\sqrt{2 \cdot g \cdot {}^* H_n} = \sqrt{2 \cdot 9.82 \cdot 2{,}6} = 7{,}15$ [m/s]
  - Redusert vinkelhastighet: $^*\underline{\omega} = \dfrac{\pi \cdot {}^* n}{30 \cdot \sqrt{2g \cdot {}^* H_n}} = \dfrac{\pi \cdot 75}{30 \cdot 7{,}15} = 1{,}1\ [m^{-1}]$
  - Fartstall for maks. vannføring: $^\bullet\underline{\Omega} = {}^* \underline{\omega} \cdot \sqrt{{}^\bullet \underline{Q}} = 1{,}1 \cdot \sqrt{\dfrac{50}{7{,}15}} = 1{,}1 \cdot 2{,}65 = 2{,}91$.

    Dette fartstallet er relativt høyt, men det ligger innen området for Kaplan-turbiner. Derfor går vi videre med dimensjoneringen med det omdreiningstallet som er valgt.
  - Antar en hydraulisk virkningsgrad ved fullast
    $^\bullet\eta_h = 0{,}9$ og en mekanisk virkningsgrad $\eta_m = 0{,}98$. Turbinvirkningsgraden blir da $^\bullet\eta_t = {}^\bullet \eta_h \cdot \eta_m = 0{,}9 \cdot 0{,}98 = 0{,}88$.
  - **Turbineffekten ved fullast:**
    $^\bullet P_t = {}^\bullet \eta_t \cdot {}^\bullet P = 0{,}88 \cdot 1276600 = 1123408$ [W] = 1123 [kW]
  - På samme måte som for Francis-turbiner, er parametrene for den hydrauliske design av Kaplan-turbiner lovmessig avhengig av fartstallet, mens tallverdiene varierer avhengig av turbintilvirkerne. Men for inspeksjon og kontroll anses likevel veiledende verdier gitt i diagrammet fig. A.5, som tilstrekkelige.
  - På grunnlag av det beregnede fartstall finner vi av diagrammet fig. A.5 (jfr. fig. A.6):
    - $^*\underline{u}_1 = 2{,}18$ redusert periferihastighet av løpehjulet ved største diameter
    - $^\bullet\underline{c}_s = 0{,}585$ redusert meridianhastighet i trangeste sugerørstverrsnitt ved $^\bullet\underline{Q}$
    - $^\bullet\underline{c}_{0z} = 0{,}35$ redusert meridianhastighet ved utløp av ledeapparatet ved $^\bullet\underline{Q}$
    - $^\bullet\underline{c}_z = 0{,}715$ redusert meridianhastighet gjennom løpehjulet ved $^\bullet\underline{Q}$.

    Turbindimensjoner som skal bestemmes:
    - b_0 bredden av ledeapparatet [m]
    - D_0 diameter ved utløp av ledeapparatet [m]
    - D_1 største diameter av løpehjulet [m]
    - D_s diameter i sugerøret ved utløpet av løpehjulet [m]
    - D_{nav} navdiameter [m]
  - **Løpehjulsdiameter D_1:**

$$D_1 = \frac{2 \cdot {}^{*}\underline{u}_1}{{}^{*}\underline{\omega}} = \frac{2 \cdot 2{,}18}{1{,}1} = 3{,}96 \text{ [m]} = 3960 \text{ [mm]}$$

Velger diameteren til utløpskanten av ledeapparatet

$$D_0 = 1{,}1 \cdot D_1 = 1{,}1 \cdot 3{,}96 = 4{,}35 \text{ [m]} = 4350 \text{ [mm]}$$

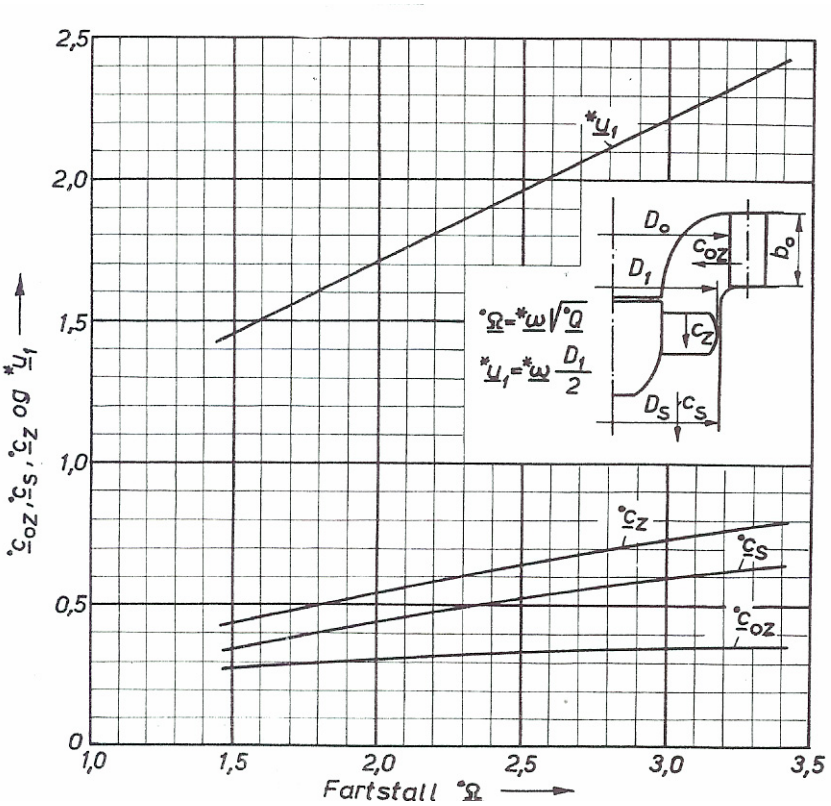


Fig. A.5 Kaplanturbiner: Omdreiningshastigheterog meridianhastigheter som funksjon av fartstallet [2]

- **Bredden ved utløp av ledeapparatet** b_0 **:**

Vi har: $^{\bullet}\underline{Q} = \pi \cdot D_0 \cdot b_0 \cdot {}^{\bullet}\underline{c}_{0z} = \frac{50}{7{,}15} = 7{,}0 \text{ [m}^2\text{]}$

$$b_0 = \frac{{}^{\bullet}\underline{Q}}{\pi \cdot D_0 \cdot {}^{\bullet}\underline{c}_{0z}} = \frac{7{,}0}{\pi \cdot 4{,}36 \cdot 0{,}35} = 1{,}46 \text{ [m]} = 1460 \text{ [mm]}$$

- **Sugerørsdiameter** D_s **:**

Vi har: $^{\bullet}\underline{Q} = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot {}^{\bullet}\underline{c}_s$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot {}^{\bullet}\underline{Q}}{\pi \cdot {}^{\bullet}\underline{c}_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7}{\pi \cdot 0{,}585}} = 3{,}90 \text{ [m]} = 3900 \text{ [mm]}$$

- **Navdiameter** D_{nav} **:**

Navdiameteren finnes ved å benytte den funne verdi av $^{\bullet}\underline{c}_z$ i diagrammet fig. A.5:

$$^{\bullet}\underline{Q} = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_{nav}^2) \cdot {}^{\bullet}\underline{c}_z = \frac{\pi}{4}(3{,}96^2 - D_{nav}^2) \cdot 0{,}715 = 7{,}0 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$D_{nav} = \sqrt{3,96^2 - \frac{7,0 \cdot 4}{\pi \cdot 0,715}} = 1,78 \text{ [m]} = 1780 \text{ [mm]}.$$

- **Bestemmelse av maksimalt tillatt sugehøyde:**

  Av diagrammet fig. 3.14 foran i veilederen, finner vi kavitasjonstallet $\sigma = 1,2$. Dette gir:

  $$H_s \leq 10 - \sigma \cdot^{*} H_n = 10 - 1,2 \cdot 2,6 = 6,9 \text{ [m]}.$$

  Sammenlignes dette med fallhøyden $^{*}H_n = 2,6$ [m], ser vi at turbinen teoretisk sett kan plasseres 6,9 – 2,6 = 4,3 [m] over overvannsspeilet før den vil komme i nærheten av kavitasjonsbetingelser. Ved å anlegge turbinen lavere i terrenget enn overvannet, vil den altså få en sikkerhetsmargin større enn 4 meter vannsøyletrykk mot kavitasjon.

- Hastighetsdiagram:

  Her legges designpunktet til grunn hvor vi antar hydraulisk virkningsgrad $^{*}\eta_h = 0,92$ og $^{*}\underline{c}_{u2} = 0$. Det vil si $^{*}\eta_h = 2 \cdot^{*} \underline{u}_1 \cdot^{*} \underline{c}_{u1}$.

  For Kaplan-turbiner med regulerbare skovler i både ledeapparat og løpehjul, står en nokså fritt med hensyn til å bestemme seg for designpunkt i forhold til fullt pådrag. I eksemplet her kan vi gå ut fra at

  $^{*}\underline{Q} = 0,9 \cdot^{\bullet} \underline{Q}$, det vil si at $^{*}\underline{c}_z = 0,9 \cdot^{\bullet} \underline{c}_z = 0,9 \cdot 0,715 = 0,64$

  Vi vil finne hastighetsdiagrammene ved innløpet til og utløpet fra skovlene ytterst hvor $^{*}\underline{u}_1 = {}^{*}\underline{u}_2 = 2,18$.

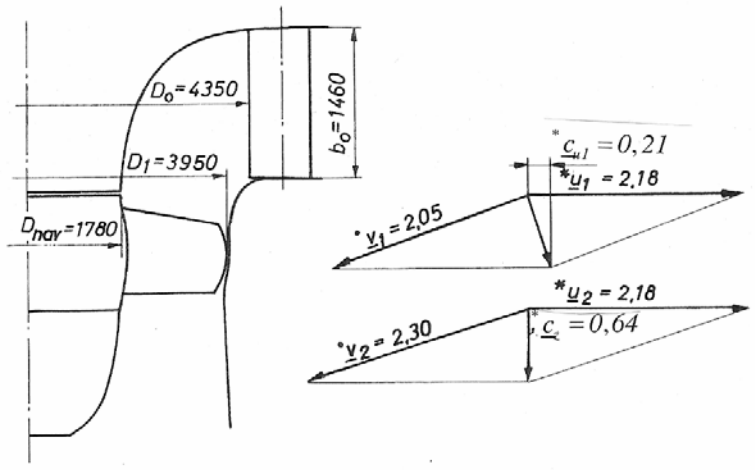


Fig.A.6 Kaplan-turbin: Aksialsnitt gjennom løpehjul og ledeapparat; hastighetsdigrammer til høyre [2]

Da blir: $^{*}\underline{c}_{u1} = \frac{^{*}\eta_h}{2 \cdot^{*} \underline{u}_1} = \frac{0,92}{2 \cdot 2,18} = 0,21$.

Aksialsnitt gjennom løpehjulet og ledeapparatet samt hastighetsdiagrammene for innløp og utløp fra skovlkanalene ved største løpehjulsdiameter er vist på fig. A.6.

APPENDIKS B

SAMMENLIGNING AV MATERIALSTANDARDER

B.1 Forkortelser

Forkortelser og definisjoner som brukes i det følgende, er:

EN:	European Standard
DIN:	Deutsche Institut für Normung (tysk industristandard)
ASTM:	American Society for Testing and Materials
GB:	Chinese Standard
ISO:	International Organization for Standardization
SEW:	Stahl-Eisen-Werkstoffblatt
UNS:	Unified Numbering System

B.2 Generelt

Sammenlignbare materialer i følge EN-, DIN-, ASTM-, og GB standarder er vist i følgende tabeller. Normalt vises bare sammenlignbare materialer og ikke ekvivalente, fordi kravene til kjemisk sammensetning og mekaniske egenskaper kan variere noe. Dette gjelder i sær for sammenligning mellom ASTM- og DIN/EN standarder.

I noen tilfelle er EN betegnelsen utelatt fordi den anvendbare standard ennå ikke er utgitt. Imidlertid vil alle DIN- og andre europeiske materialstandarder bli erstattet av EN standarder i fremtiden. I mellomtiden kan DIN betegnelsen brukes som referanse.

B.3 Forklaring av eksempler på EN-stålkvaliteter

Eksempel 1: Tabell B1, sveisbart stål, betegnelse: EN 10025, S355J2G3 angir følgende:

- S Structural Steel
- 355 Minimum flytegrense i [MPa
- J2 Slagseighet CVN i Joule ved -20 ^{o}C
- G3 Leveringstilstand normalisert

Eksempel 2: Tabell B2, rustfritt stål, betegnelse: EN10088-2, X2CrNiMo17-12-2 angir:

- X Rustfritt stål
- 2 Inneholder maksimum 0,02 % karbon
- CrNiMo17-12-2 betyr at stålet inneholder henholdsvis 17, 12 og 2 % krom, nikkel og molybden.

B.3 Plater

Tabell B1: Sammenlignbare materialer – plater av karbonstål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10025, S235JRG2	DIN 17100, RSt 37-2	A 283 Grade C	GB700 Grade Q235A
EN 10025, S355J2G3	DIN 17100, St 52-3 N	A 572 Grade 50	GB1591 Grade 16Mn
EN 10028-3, P355 NL1	DIN 17102, TStE 355	A 737 Grade B	GB 6654 Grade 16MnR
EN 10028-3, P460 NL1 [1]	DIN 17102, TStE 460	A 737 Grade C	
EN 10028-6, P500Q	DIN 17102, TStE 500	A 724 Grade A	
EN 10137-2, S550QL	TStE 550 V		
EN 10028-6, P690Q		A 517 Grade Q	

Tabell B2: Sammenlignbare materialer – plater av rustfritt stål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10088-2, X2CrNi18-9	DIN 17440, X 2 CrNi 19 11	A 240 Type 304L	GB 3280 Grade 1Cr18Ni9
EN 10088-2, X2CrNiMo17-12-2	DIN 17440, X 2 CrNiMo 17 13 2	A 240 Type 316L	
EN 10088-2, X2CrNi12	SEW 400, X 2 Cr 11	A 240 UNS S41050	
EN 10088-2, X12Cr13	DIN 17440, X 10 Cr 13	A 240 Type 410	GB 4237 Grade 1Cr13
EN 10088-2, X3CrNiMo13-4	SEW 400, X 4 CrNi 13 4	A 240 UNS S41500	
EN 10088-2, X4CrNiMo16-5-1	SEW 400, X 4 CrNiMo 16 5	Corresp. to plate version of A 743 Grade CB-6	Grade 0Cr16Ni5Mo1

[1] Leveres normalt i QT – eller TMCP tilstand i samsvar med kravene til sveising

B.3 Smigods

Tabell B3: Sammenlignbare materialer – smigods/blokker av karbonstål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10025, S355J2G3	DIN 17100, St 52-3 N		
	SEW 550, 20 Mn 5	A 668 Class D	JB/T1270 Grade 45A
EN 10083-1, 34 CrNiMo 6	DIN 17200, 34 CrNiMo 6	A 29 Grade 4340	
EN 10083-1, 30 CrNiMo 8	DIN 17200, 30 CrNiMo 8		
EN 10083-1, 42 CrMo 4	DIN 17200, 42 CrMo 4	A 29 Grade 4140	JB/T6396 Grade 42CrMo

Tabell B4: Sammenlignbare materialer – smigods/blokker av rustfritt stål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10088-3, X2CrNi18-9	DIN 17440, X 2 CrNi 19 11	A 473 Type 304L	GB 1220 Grade 1Cr18Ni9
EN 10088-3, X2CrNiMo17-12-2	DIN 17440, X 2 CrNiMo 17 13 2	A 473 Type 316L	
EN 10088-3, X2CrNi12	SEW 400, X 2 Cr 11	A 473 Type 410S	
EN 10088-3, X12Cr13	DIN 17440, X 10 Cr 13	A 473 Type 410	JB/T6398 Grade 1Cr13
EN 10088-3, X3CrNiMo13-4	SEW 400, X 4 CrNi 13 4	A 473 UNS S41500	
EN 10088-3, X4CrNiMo16-5-1	SEW 400, X 4 CrNiMo 16 5	Corresp. to forged version of A 743 Grade CB-6	

B.4 Støpegods

Tabell B5: Sammenlignbare materialer – karbon støpestål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10213-2, GP240GR	DIN 17245, GS C25 [2]	A 216 Grade WCA	GB 7659 Grade ZG200-400H
EN 10213-2, GP280GH+N	DIN 17182, GS-20 Mn 5 N [3]	A 216 Grade WCC	GB 7659 Grade ZG275-485H

[2] Likt med tidligere Kværner Brug materiale betegnet KB Sst 450
[3] Likt med tidligere Kværner Brug materiale betegnet KB Sst 500

Tabell B6: Sammenlignbare materialer – rustfritt støpestål

EN	DIN	ASTM	GB
EN 10283, GX2CrNi19-11	SEW 410, G-X 2 CrNi 18 9	A 743 Grade CF-3	JB/ZQ4200, Grade ZG1Cr18Ni9Ti
EN 10283, GX2CrNiMo 19-11-2	SEW 410, G-X 2 CrNiMo 18 10	A 743 Grade CA-3M	
EN 10283, GX12Cr12	DIN 17445, G-X 8 CrNi 13	A 743 Grade CA-15	GB 2100 Grade ZG2Cr13
EN 10283, GX4CrNi 13-4 + QT1	DIN 17445, G-X 5 CrNi 13 4 V1	A 743 Grade CA-6NM	GB 6967 Grade ZG06Cr13Ni4Mo
EN 10283, GX4CrNiMo 16-5-1 + QT	SEW 410, G-X 5 CrNiMo 16 5	A 743 Grade CB-6	

Tabell B7: Sammenlignbare materialer – bronse- og bronselegeringer støpegods

DIN	ASTM	GB
DIN 1705, CuSn5ZnPb [4]	UNS C83600	GB 1176, GradeZCuSn5Pb5Zn5
DIN 1705, CuSn10Zn [5]	UNS C90500	GB 1176, Grade ZCuSn10Pb1
DIN 1705, CuSn10 [6]	UNS C90700	
DIN 1705, CuSn12 [7]	UNS C90800	
DIN 1716, CuPb10Sn [8]	UNS C93700	
DIN 1714, CuAl10Fe [9]	UNS C95200	GB 1176 Grade, ZCuAl10Fe3
DIN 1714, CuAl10Ni [10]	UNS C95500	

Tabell B8: Sammenlignbare materialer – tinnlegeringer (hvitmetall)

Internal designation	DIN	ISO	ASTM
Hvm 80	DIN 1703, LgSn80	ISO 4381 Type SnSb12Cu6Pb	B 23 UNS 55189
Hvm 90	DIN 1703, LgSn89	ISO 4381 Type SnSb8Cu4	B 23 UNS 55193

[4] Kanonmetall. Tidligere betegnelse Rg5. Vanlig handelsbetegnelse JM1.
[5] Kanonmetall. Tidligere betegnelse Rg10.
[6] Tinnbronse. Vanlig handelsbetegnelse JM2.
[7] Tinnbronse. Vanlig handelsbetegnelse JM3.
[8] Høylegert tinnbronse. Vanlig handelsbetegnelse JM5.
[9] Aluminiumbronse. Vanlig handelsbetegnelse JM6.
[10] Nikkel-aluminiumbronse. Vanlig handelsbetegnelse JM7.

APPENDIKS C

Flytehypotese. Knekking. Utmatting

C.1 Grunnlag for skjærspenningshypotesen

Grunnleggende ved betraktning av spenninger er at den alminnelige elastiske spenningstilstand er entydig gitt ved *tre hovedspenninger,* σ_1, σ_2 og σ_3. Disse står vinkelrett på hverandre og virker i snitt der skjærspenningen er null. For eksempel i tynnvegget rør med radius r, innvendig overtrykk p, og en veggtykkelse s, er tangentialspenningen $\sigma_t = \frac{p \cdot r}{s}$, aksialspenningen $\sigma_x = \frac{p \cdot r}{2 \cdot s}$ og radialspenningen $\sigma_r = -p$ tre hovedspenninger.

Hvis for eksempel en hengende last i en stav belaster staven elastisk, balanseres lasten av en aksial virkende strekkraft F i et stavtverrsnitt A vinkelrett på stavaksen. I dette tilfelle har vi bare én hovedspenning σ_x virkende i stavretningen, mens de to andre hovedspenninger er null. Det vil si at vi har en enakset spenningstilstand og ingen skjærspenning i det nevnte stavtverrsnitt A. Betraktes spenningene i en snittflate som danner en vinkel φ med tverrsnitt A, balanseres strekkraften F i denne snittflate av komponenter både fra normalspenning og skjærspenning. Ved oppstilling av likevektsbetingelsene for spenningskreftene i snittflaten ved vinkel φ fra tverrsnitt A, finnes at skjærspenningen i denne flaten er

$$\tau = \frac{\sigma_x}{2} \cdot (1 + \sin 2 \cdot \varphi) \text{ og normalspenningen } \sigma = \frac{\sigma_x}{2} \cdot (1 + \cos 2 \cdot \varphi)$$

Tenker vi oss videre at staven utsettes for en belastning som gir to hovedspenninger, σ_1 og σ_2 henholdsvis i stavretningen og vinkelrett på denne, kan vi igjen ved oppstilling av likevektsbetingelsene finne skjærspenningen

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2 \cdot \varphi \quad \text{og videre} \qquad \tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

For treakset spenningstilstand er spenningene gitt ved samme type ligninger, og vi får her

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \text{ eller } \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \text{ eller } \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}.$$

På fig. C.1 er forholdene mellom spenningstilstandene vist grafisk ved hjelp av Mohrs sirkel. I diagram a) er σ_1 og σ_2 positive og er altså strekkspenninger. I diagram b) er σ_2 negativ, det vil si trykkspenning. I diagram c) er tre hovedspenninger tatt med. I dette tilfelle blir det tre

sirkler for τ. Den sirkel som er fastlagt på basis av de to hovedspenningene σ_1 og σ_2, har størst differanse og gir den maksimale skjærspenning. For $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ er maks $\tau = 0$ og Mohrs sirkel går over i et punkt. Når $\sigma_1 = -\sigma_2$, har vi ved $\varphi = 45^o$ bare skjærspenning, og denne får samme tallverdi som hovedspenningene.

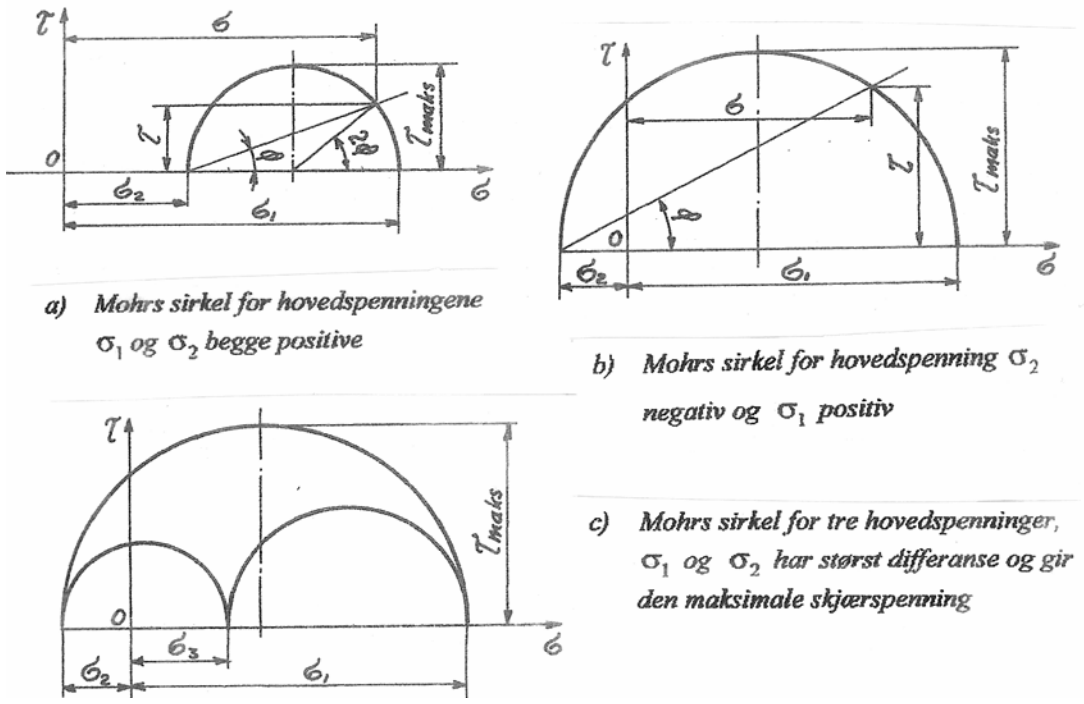


Fig. C.1 Eksempler på hovedspenninger og skjærspenning illustrert ved Mohrs sirkler[8]

C.2 Knekking av rett stav

Knekking av staver er sterkt avhengig av innspenningsforholdene. Fig. C.2 viser en skjematisk fremstilling av fire staver som stukes av en kraft F. Stavene har forskjellige endebetingelser, som knekklengden L_k er avhengig av. Disse fire situasjoner for knekking

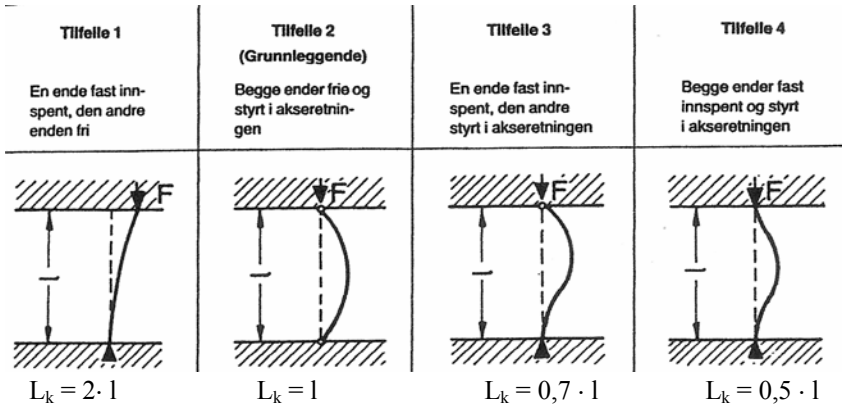


Fig. C.2 Fri knekklengde L_k avhengig innspenningsforholdene [11]

kalles ofte for *Euler-tilfelle.* Knekklengden L_k er angitt i forhold til stavlengden l for hvert av tilfellene. Som angitt for tilfelle 2 på fig. C.2, anses dette tilfelle som grunnleggende med L_k = l, det vil si lik stavlengden, og knekkfiguren har sinusform.

Mellom en sinusformet knekkfigur og knekklasten har vi følgende uttrykk

$$F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_k^2} \quad [N]$$

hvor F_E er knekklasten (Eulerkraften) [N]
E elastisitetsmodulen for materialet i staven [Pa]
I treghetsmomentet for stavtverrsnittet [m^4]
L_k knekklengden [m]

I tillegg innføres

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \text{ treghetsradien [m] for tverrsnittet A}$$

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \text{ slankheten}$$

og dette gir ***Eulerspenningen***

$$\sigma_E = \frac{F_E}{A} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{A \cdot L_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad [Pa]$$

Denne ligning viser at σ_E har et hyperbelformet forløp avhengig av slankheten λ. Men fordi materialet ikke er fullkomment elastisk, begrenses gyldigheten av ligningen for σ_E når slankheten kommer under verdier som bestemmes av materialtypen. Dette er erfart ved forsøk som har gitt verdier for knekkspenningen avhengig av slankheten for forskjellige materialer. På basis av disse forsøk har von Tetmajer satt opp ligninger for sammenhengen mellom knekkspenningen σ_T og slankheten λ:

For St 37 $\sigma_T = 304 - 1{,}12 \cdot \lambda$ [Pa]
" St 60 $\sigma_T = 329 - 0{,}61 \cdot \lambda$ [Pa]

Disse ligninger beskriver rette linjer som for St 37 gjelder for $\lambda < 105$ og for St 60 gjelder for $\lambda < 85$. Disse områder for λ kalles ***Tetmajer-området***, og sikkerheten mot knekking beregnes her i forhold til σ_T. For området med større slankhet enn Tetmajerområdet gjelder Eulerspenningen σ_E, og dette område kalles Eulerområdet.

Erfaringer har imidlertid vist at vi må regne med høye sikkerhetsfaktorer når vi skal bestemme sikkerhet mot knekning. Sikkerhetsfaktorer av størrelsesorden 3 – 6 er ganske vanlig innen Eulerområdet, mens 1,75 – 4 er intervallet for valg av sikkerhetsfaktorer i Tetmajerområdet.

Hvis en stav også har krumning, vil en aksialkraft F gi staven en ytterligere krumning. Antas at en ubelastet stav har en utbøyning f_0 midt på lengden L, og er fri for innspenningsmoment i endene, vil den ved en aksialkraft F få en utbøyning

$$f = \frac{f_0}{1-\frac{F \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I}} = \frac{f_0}{1-\frac{F}{F_E}}, \text{ hvor } F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \text{ som er Eulerlasten i dette tilfelle.}$$

Denne ligning gjelder med god tilnærmelse for de mest aktuelle stavformer, deriblant også for eksentrisk belastning av rette staver.

Ved nå å anta at aksialkraften $F = F_K$ som vi kaller *knekklasten,* kan vi med god tilnærmelse sette lik aksiallasten som svarer til $\sigma_{maks} = \sigma_F$. Dette gir

$$\sigma_F = \frac{F_K}{A} + \frac{F_K}{W} \cdot \frac{f_0}{1-\frac{F_K}{F_E}} \text{ [Pa]}$$

hvor A er arealet av stavtverrsnittet [m^2]

$W = \frac{I}{e}$ = motstandsmomentet for stavtverrsnittet [m^3]

e er avstanden fra kanten til tyngdepunktet i stangtverrsnittet (i innersving) [m]

Pilhøyden f_0 er i NS 424 A, som gjelder for stålkonstruksjoner, forutsatt

$$f_0 = \frac{L \cdot i \cdot (1+\frac{\lambda}{100}}{500 \cdot e} \text{ [m]}$$

som er tilpasset slik at knekkspenningen bare blir avhengig av slankheten λ uavhengig av form og størrelse på tverrsnittene.

Ved å innføre verdien for f_0 fra NS 424 A, og dessuten setter $\sigma_K = \frac{F_K}{A}$ og $\sigma_E = \frac{F_E}{A}$ inn i ligningen for σ_F ovenfor, oppnår vi følgende ligning for knekkspenningen

$$\sigma_K = C - \sqrt{C^2 - \sigma_F \cdot \sigma_E} \text{ [Pa]}$$

hvor $$C = \frac{1}{2}\left\{\sigma_F + \sigma_E \cdot \left(1+\frac{\lambda(1+\frac{\lambda}{100})}{500}\right)\right\} \text{ [Pa]}$$

I NS 424 A er foreskrevet sikkerhetsfaktorer n avhengig av belastningstilfeller og konstruksjonklasser. Dessuten skal det i følge NS 424 A kontrolleres at sikkerheten mot

Eulerlasten blir minst 1,6 · n. Dette krav blir vanligvis avgjørende ved store λ-verdier. Den tillatte aksiallasten i en stang blir da gitt ved de to kravene:

$$F_{till(1)} \le \frac{\sigma_K \cdot A}{n}$$

$$F_{till(2)} \le \frac{\sigma_E \cdot A}{1,6 \cdot n}$$

Regneeksempel

Figur C.3 viser en forenklet fremstilling av en hydraulsylinder, lengde L_2, med utragende stempelstang, lengde L_1. Vi forutsetter at stempelstangen er fast innspent i sylinderen og at sylinderen er uendelig stiv. Med en diameter d på stempelstangen har den et treghetsmoment

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \ [m^4]$$

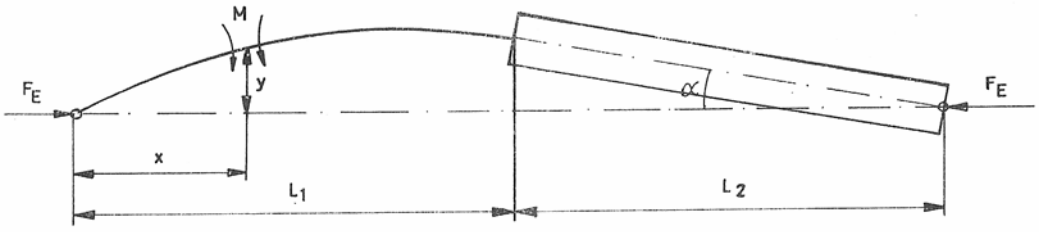


Fig. C.3 Hydraulsylinder – knekking avstempelstang [10]

I bakkant er sylinderen understøttet i et glidelager, og trykkraften F_E belaster stempelstangen aksialt gjennom et glidelager.

Med basis i de gitte betingelser og forutsetninger vil vi bestemme knekklengden L_k. Følgende data er gitt: L_1 = 750 [mm], L_2 = 600 [mm] og stempelstangdiameter d = 30 [mm], materiale St60. Løsning for utbøyningen y avhengig av avstanden x fra enden av stempelstangen er gitt i ligningen

$$y = C_1 \cdot \sin\sqrt{\frac{F_E}{E \cdot I_1}} \cdot x + C_2 \cdot \cos\sqrt{\frac{F_E}{E \cdot I_1}} \cdot x$$

hvor C_1 og C_2 er konstanter som bestemmes av grensebetingelsene. Av disse finnes følgende løsning

$$-\tan\sqrt{\frac{F_E}{E \cdot I_1}} \cdot L_1 = \sqrt{\frac{F_E}{E \cdot I_1}} \cdot L_2$$

Nå er $\frac{L_2}{L_1} = \frac{600}{750} = 0,8$, og vi får:

$$-\tan\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1 = 0,8\cdot\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1$$

Denne ligning løses mest hensiktsmessig grafisk ved opptegning av et diagram ved å avsette en skala for $\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1$ langs abscisse-aksen og en skala for tallverdiene langs ordinat-aksen.

Ved skjæring mellom kurven for $-\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1$ og kurven for $0,8\cdot\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1$ finnes tallverdien

$$\sqrt{\frac{F_E}{E\cdot I_1}}\cdot L_1 = 2,11$$

Av dette får vi $F_E = 2,11^2\cdot\frac{E\cdot I_1}{L_1^2}$.

I følge definisjonen er $F_E = \frac{\pi^2\cdot E\cdot I_1}{L_k^2}$

Av disse to uttrykk finner vi til sist knekklengden

$$L_k = \frac{\pi}{2,11}\cdot L_1 = 1,49\cdot L_1 = 1120\ [\text{mm}]$$

Treghetsradien for stempelstangen

$$i = \sqrt{\frac{4\cdot I_1}{\pi\cdot d^2}} = \sqrt{\frac{4}{\pi\cdot d^2}\cdot\frac{\pi\cdot d^4}{64}} = \frac{d}{4} = 7,5\ [\text{mm}]$$

Slankheten

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{1120}{7,5} = 150$$

Knekkspenningen

$\sigma_E \approx 90\ [\text{MPa}]$ for rett stav, mens $\sigma_K \approx 70\ [\text{MPa}]$ for krum stav.

Undersøker også F_{till} etter å ha taksert sikkerhetsfaktor n = 2 fordi det regnes med virkning fra klaringen mellom stempelstangen og føringen i sylinderen. Vi får da:

$$F_{till(1)} \le \frac{\sigma_K\cdot\pi\cdot d^2}{4\cdot n} = \frac{70\cdot 10^6\cdot\pi\cdot 0,03^2}{4\cdot 2} = 24700\ [\text{N}]$$

$$F_{till(2)} \le \frac{\sigma_E\cdot\pi\cdot d^2}{4\cdot 1,6\cdot n} = \frac{90\cdot 10^6\cdot\pi\cdot 0,03^2}{4\cdot 1,6\cdot 2} = 19880\ [\text{N}]$$

Den minste verdien blir avgjørende. Det vil si

$F_{till} \le 20000\ [\text{N}]$

5.5.3 C.3 Utmatting

Maskiner har en driftsfunksjon som bare i sjeldne tilfelle svarer til hvilende belastning.. Det vanlige er at belastningen varierer i større eller mindre grad og med større eller mindre hastighet, slik at materialdelene blir utsatt for varierende spenninger. Dersom spenningsvariasjonene varer lenge nok vil en under slike forhold i alminnelighet få brudd ved mindre belastning enn den som svarer til statisk bruddfasthet σ_B.

Med andre ord blir materialet *utmattet* i tverrsnitt som er underdimensjonert i forhold til varierende belastning. I overflaten oppstår derved en liten sprekk som gradvis utvikler seg til brudd, som betegnes *utmattingsbrudd.*

Ved dimensjonering av konstruksjoner som utsettes for belastningsvekslinger, kreves derfor at en viss margin for sikkerhet mot utmattingsbrudd tas med i beregningene. Metoder for dette er basert på forsøk. Mest vanlig, anerkjent metodegrunnlag ble innført av tyskeren Wöhler. Han skilte mellom tre typiske belastningstilfelle med hver sin materialfasthet:

- hvilende belastning F = konstant, med statisk bruddfasthet σ_B
- utsvingende belastning varierende mellom F og null, med utsvingfasthet σ_U
- vekslende belastning varierende mellom F og –F, med vekselfasthet σ_V.

Forsøk blir utført med glatte, polerte prøvestaver med diameter 10 [mm]. Disse utsettes for belastningsvekslinger slik at spenningen varierer regelmessig med viss middelverdi σ_m og amplitude σ_a. Forsøksserier av denne art er satt opp i et diagram med logaritmiske skalaer som

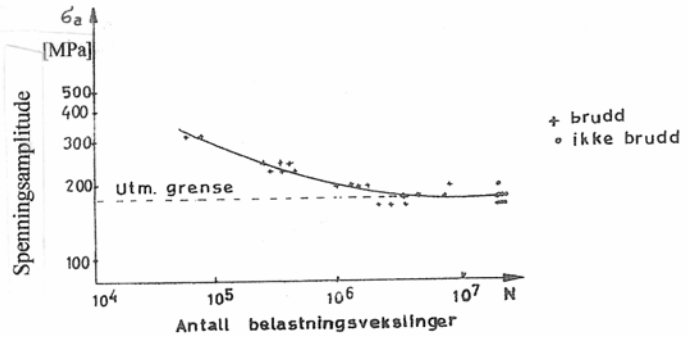


Fig.C.4 Eksempel på Wöhlerkurve [10]

vist i fig. C.4. Diagrammet er gjengitt fra ref. [10], og kurven i et slikt diagram kalles Wöhler-kurve. Den gjelder for stål, og viser at kurven nærmer seg horisontalt forløp etter ca. 10^7 belastningsvekslinger. Den tilsvarende grenseverdi for amplituden kalles ***utmattingsgrensen***. Foruten å være avhengig av materiale og belastningsart, blir den avhengig av

middelspenningen σ_m. Visse materialer som for eksempel aluminium, har ingen utmattingsgrense. Da pleier en å fastlegge ***utmattingsfastheten*** ved et endelig antall belastningvekslinger, for eksempel for aluminium 10^8 vekslinger.

Faktorer som reduserer utmattingsfastheten

Dimensjonseffekt. Forsøk viser at utmattingsfastheten avtar med økende dimensjoner. Dette forklares med at det skyldes en *metallurgisk* og en *geometrisk* dimensjonseffekt. Størrelsen av dimensjonseffekten har stor usikkerhet, men forsøk med prøvestaver som nevnt ovenfor, viser at utmattingsfastheten avtar gradvis fra 100 % til 80 % ved økning av stavdiameteren fra 10 [mm] til 60 [mm].

Overflatens betydning. Diagrammet fig. C.5 (gjengitt fra ref. [8])stammer fra forsøk med prøvestykker, og viser hvordan utmattingsfastheten reduseres avhengig av materialer med forskjellig statisk bruddstyrke og forskjellig overflatebeskaffenhet. Av dette kan en slutte at en bør stille større krav til fin overflate på materialer med høy fasthet.

Videre må en være oppmerksom på at det er overflaten på det kritiske stedet som er avgjørende.

Overflatebehandling for korrosjonsbeskyttelse kan påvirke utmattingsfastheten. Elektrolytisk belegging med sink, kadmium, tinn, bly, kobber og sølv gjør ikke nevneverdig påvirkning. Derimot kan nikkel- og krombelegg samt varmforsinkning og metallpåsprutning med molybden gi stor reduksjon.

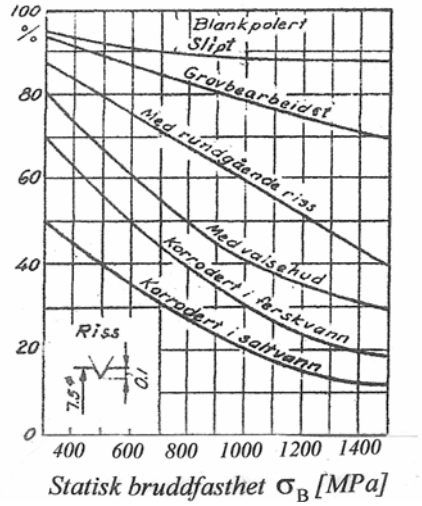


Fig. C.5 Innflytelsen av overflatens art på

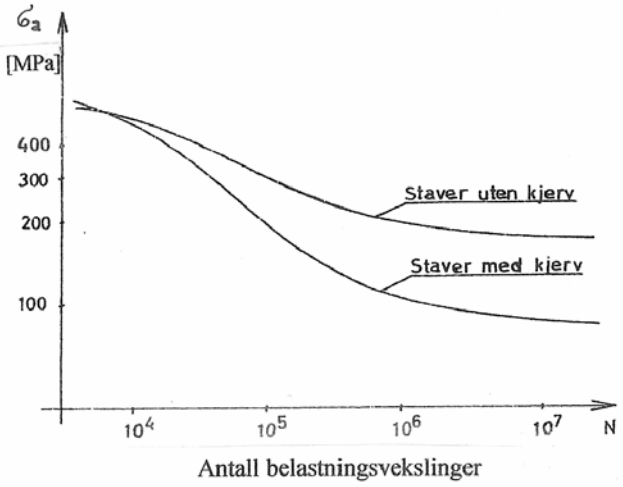


Fig. C.6 Wöhlerkurver for prøvestaver uten og med kjerv [10]

utmattingsfastheten [8]

Kjervvirkning. Med "kjerv" menes en eller annen uregelmessighet som fører til konsentrasjon av spenninger som for eksempel i tverrsnittsoverganger, spor , hull og lignende, som ikke regnes sammen med overflatebeskaffenhet av samme art som vist i eksemplene på fig. C.5. På grunn av spenningskonsentrasjonen i forbindelse med ujevnheter kan maksimalspenningen bli vesentlig høyere enn den nominelle spenning σ_n, som altså er kvotienten mellom belastningen og minste tverrsnitt ved strekkpåkjenning eller kvotienten mellom momentet og minste motstandsmoment ved bøye- og torsjonsbelastning. For forholdet mellom maksimal spenning og nominell spenning innføres en formfaktor α. Altså

$$\sigma_{maks} = \alpha \cdot \sigma_n$$

Tallverdier for formfaktoren α finnes i håndbøker som for eksempel Hütte, og avhengig av formen og typen av kjerven (ujevnheten), vil vi finne $1{,}1 < \alpha < 3{,}0$.

Når kjervvirkninger er til stede, blir utmattingsfastheten σ_V også kalt svingningsfastheten, nedsatt som vist i fig. C.6, i forholdet

$$\beta = \frac{\sigma_V \text{uten kjerv}}{\sigma_V \text{med kjerv}}, \text{ som kalles } \textbf{\textit{kjervfaktor.}}$$

Kjervfaktor β må takseres fordi det bare unntaksvis foreligger eksperimentelt bestemte verdier. Denne taksering vil være kalkulasjoner som involverer formfaktor α og materialets kjervømfintlighet betegnet med η, og formel som blir benyttet, er

$$\beta = 1 + \eta \cdot (\alpha - 1).$$

Kjervømfintlighetsfaktoren η angir hvor stor del av den teoretiske spenningsstigning som bidrar til å nedsette utmattingsfastheten. Forsøk viser at $0{,}4 \leq \eta \leq 0{,}8$ for karbonstål og $0{,}6 \leq \eta \leq 1{,}0$ foredlet stål og fjærstål.

Når utmattingsfastheten σ_V er fastlagt og vi vil fastlegge tillatt nominell spenning σ_{ntill} på basis av denne, må vi videre ta med en sikkerhetsfaktor n i betraktningene slik at

$$\sigma_{ntill} = \frac{\sigma_V}{\beta \cdot n}.$$

Den nedre verdi for sikkerheten mot brudd ved utmatting settes som regel n = 1,7 for vanlige maskindeler som består av pålitelig, gjennomvalset eller gjennomsmidd, seigt og godt varmebehandlet materiale. Vanligvis bør en for valsede materialer velge en minsteverdi n = 2 eller 2,5.

I følgende tabell C.1 er sammenstilt eksempler på bruksspenninger under hvilende, hurtig utsvingende og vekslende belastning

Tabell C.1 Eksempler på bruksspenninger for noen stål- og støpejernskvaliteter

Material	Materialdata [MPa] σ_B	σ_F	σ_{Vb}	τ_V	[1)]	Strekk σ [MPa]	Trykk σ [MPa]	Bøying σ [MPa]	Vri/skjær τ [MPa]
St. 37.11	370	220	170	100	I	130 - 80	Som	[3)]	75 – 45
					II	90 - 60	for	110 - 70	55 – 35
					III	50 - 30	strekk	70 - 45	40 - 25
St. 34.11	340	190	150	90	I	130 – 90	Som	[3)]	75 – 50
					II	100 – 65	for	120 – 80	60 – 40
					III	55 - 35	strekk	75 - 50	45 - 30
St. 50.11	500	270	220	130	I	180 -120	Som	[3)]	100 – 70
					II	140 – 90	for	160 -110	85 – 55
					III	80 - 55	strekk	110 - 75	60 - 40
St. 35.61 Seigherdet	550	330	240	140	I	220 - 150	Som	[3)]	120 – 85
					II	170 -110	for	190 - 130	100 – 65
					III	100 - 70	strekk	120 - s80	70 - 50
Cr - Ni - stål 0,25-0,32C 1,5 Ni 0,5 Cr	650	420	300	180	I	280 -190	Som	[3)]	160 -110
					II	180 -120	for	220 -150	120 - 80
					III	110 – 70	strekk	150 -100	90 - 60
0,32-04 C 1,5 Ni 0,5 Cr	750	520	330	200	I	350 -240	Som	[3)]	200 -140
					II	200 -140	for	260 -180	150 -110
					III	120 - 80	strekk	160 -110	100 - 65
Cr-Ni-Wo-akselstål 0,4 C 4,0 Ni 1,1 Cr 0,6 Wo	1200	1000	500	300	I	600 -400	Som	[3)]	350- 230
					II	300 -200	for	400 -270	270 -180
					III	180 -120	strekk	250 -170	150 -100
Sst. 45.81	450	230	200	100	I	110 – 75	150 –100	[3)]	60 – 40
					II				
					III	50 - 30	50 - 30	65 - 45	35 - 22
					I	130 - 90	180 -120	[3)]	70 – 45

Sst. 52.81	520	260	230	120	II				
					III	60 - 35	60 - 35	75 – 50	40 – 25
					I	24 – 12	75 - 35	50 – 25	30 – 15
Sj. 12.91 [2)]	120		70	65	II	10 – 5	40 -20	20 – 10	17 – 8,5
					III	8 – 4	8 – 4,8	15 – 7,5	14 – 7
					I	36 – 18	100 - 55	65 – 32	40 – 20
Sj. 18.91 [2)]	180		100	90	II	15 – 7,5	60 – 30	25 – 12	20 – 10
					III	12 - 6	12 - 6	20 - 10	18 - 9
					I	50 – 25	150 – 95	90 – 45	60 – 30
Sj. 26.91 [2)]	260		140	130	II	20 – 10	80 – 40	35 – 17	32 – 16
					III	16 - 8	16 - 8	28 - 14	26 - 13

Forklaring av tabellen:

- Tabellen er en gjengivelse av Tabell 1 i ref. [8], side 4.43, etter omarbeiding av enhetene [kg/mm^2] og [kg/cm^2] til [Pa] henholdsvis [MPa].
- Eksemplene gjelder for prøvestykker ved:

  I hvilende belastning

  II hurtig utsvingende belastning

  III vekslende belastning

  [1)] Glattpolert overflate på prøvestykkene

  [2)] Rundt tverrsnitt: bearbeidet for strekk, ubearbeidet for bøyeprøver

  [3)] Som for strekk eller 10 % høyere

- σ_B er strekkfastheten = strekkspenningen ved statisk bruddbelastning for materialet
- σ_F er flytegrensen for materialet og er definert som laveste spenning under flyteforløpet
- σ_{Vb} er utmattingsfastheten = vekselfastheten fastlagt ved vekslende bøying, brudd etter 10^7 svingninger
- τ_V er utmattingsfastheten for materialet bestemt ved vri-svingninger, dvs. brudd etter 10^7 svingninger

Alle de angitte bruksspenninger er basert på minstesikkerheten, slik at de skal divideres med belastningsfaktoren når denne er større enn 1,0. Videre gjelder verdiene for vekslende og utsvingende belastning for polert overflate, og de må ved annen overflatebeskaffenhet reduseres i samsvar med retningslinjer beskrevet i avsnittet foran. Likeledes må en ta hensyn til skalaeffekten.

6 APPENDIKS D

6.1 Rørforgrening og rørbend av sammensveiste sylindriske rørseksjoner

6.1.1 D.1 Rørforgrening

I et sylindrisk rør med radius r og innvendig trykk p overføres det en løpende belastning gjennom lengdeenheten av rørveggen

$F_x = p \cdot r$ i tangential retning til omkretsen av røret, og

$F_z = \frac{p \cdot r}{2}$ i aksial retning av røret.

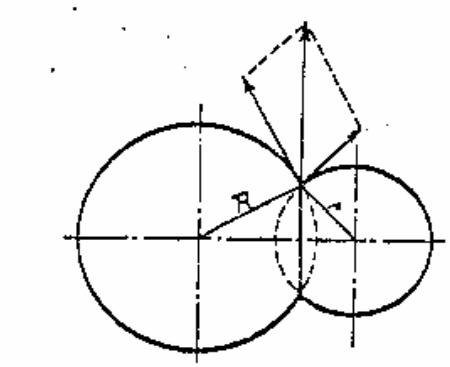


Fig. D.1 Tangentialkreftene i skjøten mellom to rør. Kraften i stagplaten er representert ved diagonalen i parallello-grammet av tangentialkreftene. [9]

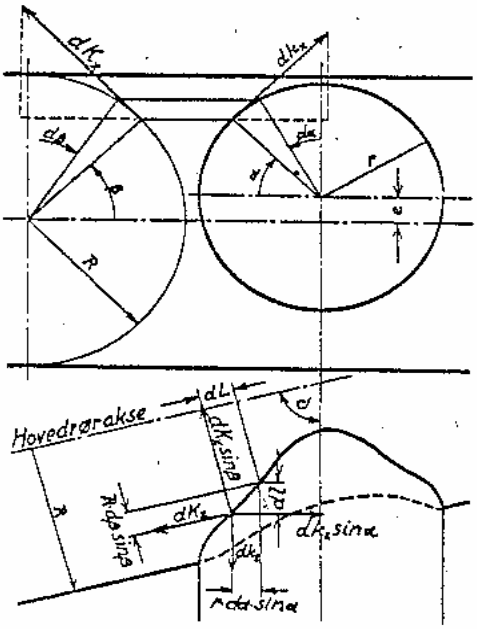


Fig.D.2 Rør avgrenet fra hovedrør ved vinkel δ mellom røraksene. Figuren angir geometrisk underlag for beregning av skjæringslinjens forløp og kraftelementene i sammenføyningen mellom rørene.[9]

Skjærer to rør hverandre slik som vist på fig. D.1**,** så må den belastning som ville ha vært overført gjennom de bortskårne rørdeler, tas opp på annen måte. Det kunne enklest skje ved innvendig stag med ren strekkpåkjenning for eksempel i en innsveiset plate, eller hvor stag ikke kan brukes, ved utvendig avstiving eller at bare selve rørveggene bærer belastningen ved at de dimensjoneres for dette.

Ved å grene av for eksempel et rør med radius r fra et rør med en større radius R under en vinkel δ og med en avstand e mellom røraksene slik som vist på fig. D.2**,** så vil stripen $R \cdot d\beta$ på langs av hovedrøret støte sammen med stripen $r \cdot d\alpha$ på grenrøret når

$$R \cdot \sin\beta = r \cdot \sin\alpha + e \text{ og}$$

$$R \cdot d\beta = \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} \cdot r \cdot d\alpha$$

De to tverrstriper som støter til skjæringslinjen mellom stripene $r \cdot d\alpha$ og $R \cdot d\beta$ vil ha lengden for henholdsvis grenrøret og hovedrøret

$$dl = \left(\frac{\sin\alpha}{\tan\delta} + \frac{\cos\alpha \cdot \tan\beta}{\sin\delta} \right) \cdot r \cdot d\alpha$$

$$dL = \left(\frac{\sin\alpha}{\sin\delta} + \frac{\cos\alpha \cdot \tan\beta}{\tan\delta} \right) \cdot r \cdot d\alpha$$

Med dette som utgangspunkt kan kraftkomponentene som virker i skjæringslinjen mellom rørene utledes. Dette blir ikke gjort her, men for nærmere analyse og utredning av beregningsgrunnlaget henvises til ref. [9].

Siktepunktet videre her er å få såpass innsikt at en kan bedømme utformingen av en konstruksjon ved betraktning av et eksempel. Vi tenker oss en vinkelrett avgrening der grenrøret har samme diameter som hoverøret. Da er $\delta = \frac{\pi}{2}$, R = r, e = 0 og $\sin\beta = \sin\alpha$.

Skjæringslinjen blir da en ellipse med halvakser r og $\sqrt{2} \cdot r$ Komponentene henholdsvis horisontalt og vertikalt av kraftbelastningen på skjæringslinjen mellom grenrøret og hovedrøret regnet fra en vinkel $\alpha = 0$ til $\alpha = \frac{\pi}{2}$, blir

$$H = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot p \cdot r^2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha \text{ og } V = p \cdot r^2 \cdot \cos^2\alpha$$

Imidlertid opptrer deformasjoner i skjøten som bevirker at ubetydelige lengdeendringer av rørveggene vil fremkalle store aksialspenninger lokalt i dem ved skjæringslinjen. Og disse vil effektivt motvirke deformasjonen. På basis av dette viser det seg at en kan sette aksialkraften lokalt ved bueelementet $r \cdot d\alpha$ av rørveggen $dF_z = (1 - \sin^2\alpha) \cdot p \cdot r^2 \cdot d\alpha$ istedenfor $\frac{1}{2} \cdot p \cdot r^2 \cdot d\alpha$. Med denne endring blir resultanten av belastningen på skjæringslinjen fra $\alpha = 0$ til $\alpha = \frac{\pi}{2}$

$$F = \sqrt{4 \cdot H^2 + V^2} = p \cdot r^2 \cdot \cos\alpha \cdot \sqrt{(1 + \cos^2\alpha)}$$

og dens retning $\sqrt{2} \cdot \tan\alpha$, det vil si at resultanten tangerer ellipsen.

Som det fremgår av utrykket for resultanten F, er den lik null for $\alpha = \frac{\pi}{2}$ og har sitt maksimum $F_{1maks} = p \cdot r^2$ ved $\alpha = 0$. Det vil si at F_{1maks} virker i punktet $\alpha = 0$ på skjæringslinjen og står vinkelrett på horisontalplanet (altså det felles aksialplan gjennom rørene i T-skjøten).

Ved forgrening av rør med innvendig overtrykk er det nødvendig med avstiving av skjøten mellom rørene. En gunstig konstruksjon for avstivingen er å legge den utvendig. Eksempel på god løsning av avstivinger er vist i fig. D.3**.**

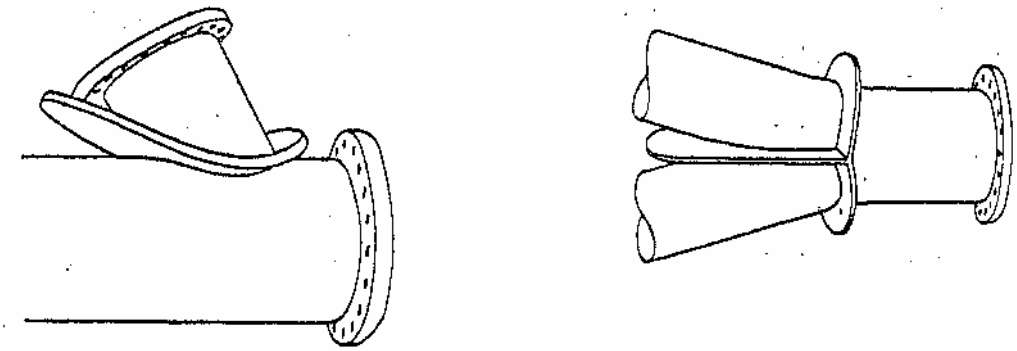


Fig. D.3 Eksempler på avstiving av skjøten i røravgreninger. [9]

En mengde forgreninger er utført etter det prinsipp at det materiale som er skåret bort fra hovedrøret skal erstattes ved en øket godstykkelse rundt åpningen av grenrørstussen. Her må det føyes til et krav om at overgangen mellom rørveggene skal være godt avrundet.

Regneeksempel

Forutsetter en rettvinklet avgrening av et rør der hovedrøret og grenrøret har samme diameter d = 0,5 [m] og samme veggtykkelse s = 0,005 [m]. Rørsystemet belastes med et innvendig trykk $p = 10^6$ [Pa] = 1 [MPa]. Tangentialspenningen i rørene med denne belastning blir

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r}{s} = \frac{10^6 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,005} = 50 \text{ [MPa]}$$

Kraften som belaster skjøten (skjæringslinjen) mellom rørene ved $\alpha = 0$ blir

$$F_{1maks} = p \cdot r^2 = 10^6 \cdot 0,25^2 = 62500 \text{ [N]}$$

Nødvendig areal A_{ribb} av ribbetverrsnitt til å bære denne kraften hvis det regnes med samme spenning som tangentialspenningen i rørveggene, blir

$$A_{ribb} = \frac{F_{1maks}}{\sigma_t} = \frac{62500}{50 \cdot 10^6} = 0,00125 \text{ [m}^2\text{]} = 1250 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Velges en ribb med tykkelse s = 15 [mm], blir bredden av ribben

$$b_{ribb} = \frac{A_{ribb}}{s_{ribb}} = \frac{1250}{15} = 83 \text{ [mm]}.$$

Imidlertid vil ribben kunne bli utsatt for bøyemoment i tillegg til strekkspenningen avhengig av hvordan ribben plasseres i forhold til virkningslinjen for kraften. Dette må vurderes ekstra før endelig ribbetverrsnitt fastlegges. Dette føres ikke videre her.

Hvor det dreier seg om relativt store krefter, kan det bli nødvendig å forsterke en betydelig del av rørveggen eller bruke en særskilt avstiving. I begge tilfelle kan det også inntre lokale bøyespenninger i rørveggen på grunn av forskjellig deformasjon av nærliggende partier. Prinsipielt er det heller ikke noe i veien for at det kan oppstå enda større tilleggsspenninger i rørveggen enn det er regnet med her. Resultanten F får da en maksimalverdi større enn $p \cdot r^2$ ved en vinkel α større enn null.

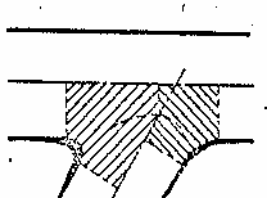


Fig. D.4 Skråvinklet røravgrening [9]

For røravgreninger som ikke står vinkelrett på hovedrøret slik som vist på fig. D.4**,** blir forholdene vesentlig ugunstigere enn beskrevet foran, fordi en større del av kraften må overføres til den spisse vinkels side enn den stumpe. Og de aksiale tilleggsspenninger i rørveggen blir ikke symmetrisk fordelt rundt omkretsen.

6.1.2 D.2 Bend i tilløpsrør til Pelton-turbiner

For bend sveiset opp av sylindriske rørseksjoner danner skjøten mellom seksjonene en knekk der spenningen blir betydelig høyere enn i veggene i de tilstøtende seksjoner. Ved strekklappmålinger er påvist at spenningene i knekken er avhengig bare av knekkvinkelen når forholdet mellom torusradien R og diameteren d i rørbendet $R/d > 3$, og kan ikke utledes av torusberegninger.

Styrkeberegning av bend sveiset opp av sylindriske rørseksjoner er imidlertid viktig fordi tilløpsrør til Pelton-turbiner har en utforming eksempelvis som vist i kapittelavsnitt 5.1.2, på fig. 5.2 og fig. 5.3.

En analyse for å beregne kreftene på skjøtene i bendet illustreres i henhold til angivelse av krefter og betegnelser på skisse fig. D.5 og fig. D.6.

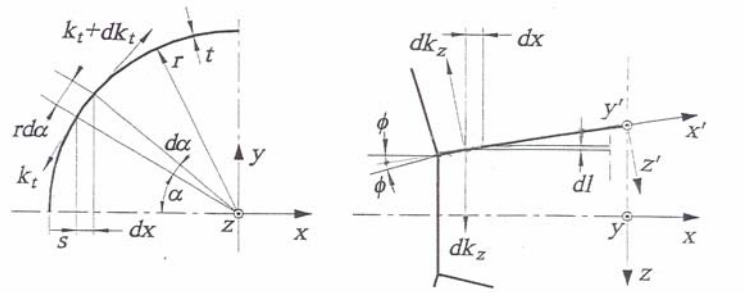


Fig. D.5 Skisse av krefter på knekk i rørbend [4]

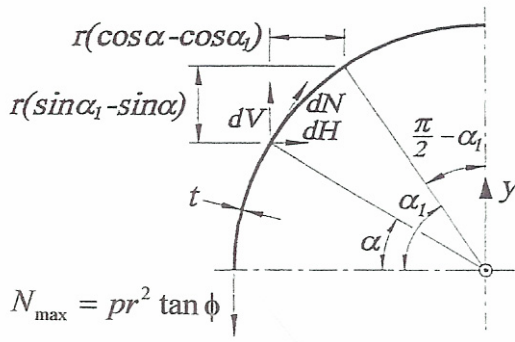


Fig. D.6 Krefter i bend i x – y-planet [4]

I analysen utredes tilleggskreftene på skjøten avhengig av bendvinkel ϕ som funksjon av vinkel α i x – y – planet når belastningen såvel fra aksialspenningene som tangensial-spenningene er tatt med i betraktningene. Resultatet av denne analysen viser at den totale tilleggskraft N i bendskjøten blir

$$N = pr^2 \tan\phi \cos\alpha_1$$

og som angitt på fig. D.6, blir den maksimale tilleggskraften N_{maks} for $\alpha_1 = 0$

$$N_{maks} = pr^2 \tan\phi$$

En kontroll av momentet fra kreftene viser at bendskjøten ikke får bøyespenninger, men må oppta tilleggskraften N. Strekklappmålinger på utførte bendkonstruksjoner viser at disse beregninger gir god overensstemmelse med måleresultatene.

Regneeksempel

Antar ringledning for en Peltonturbin har diameter d = 600 [mm] og at den er sveist sammen av seksjoner som danner en bendvinkel $\phi = 10^o$. Fallhøyden H = 600 [m]. Den maksimale tilleggs-kraft i bendskjøten blir da:

$$N_{maks} = p \cdot r^2 \cdot \tan\phi = \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \tan\phi = 1000 \cdot 9{,}82 \cdot 600 \cdot \frac{0{,}6^2}{4} \tan 10^o = 93500 \text{ [N]}$$

7 APPENDIKS E

7.1 Beregning av roterende skive med skovler

7.1.1 E.1 Roterende skive

I prinsippet består et Pelton løpehjul av en navskive påsveiset skovler. Skovlene belaster navskiven med spenninger fra strålenes kraft på skovlene og sentrifugalkraften. Kraftlikevekt for en skive med konstant tykkelse er skissert i fig. E.1

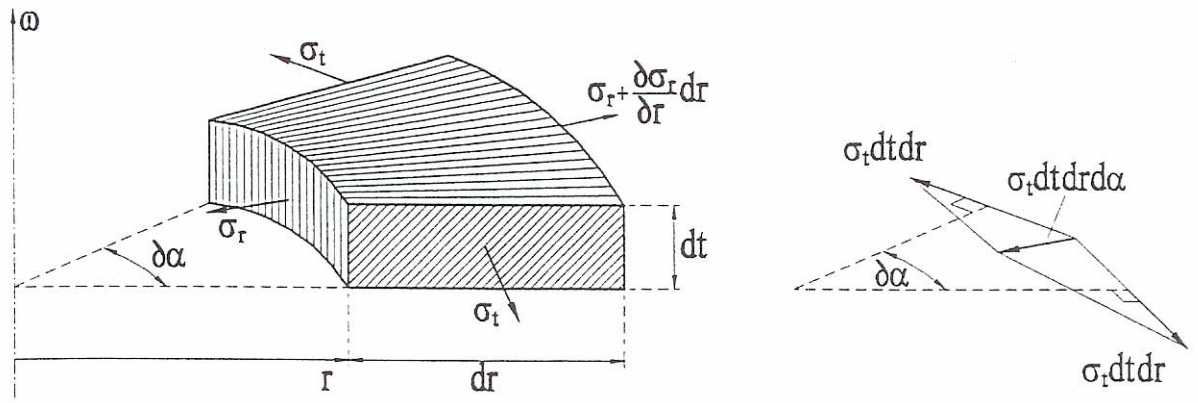


Fig. E.1 Element i en navskive [4]

$$F_r = \left(\sigma_r + \frac{\partial \sigma_r}{\partial r}\right) \cdot (r + dr) \cdot d\alpha \cdot dt - \sigma_r \cdot r \cdot d\alpha \cdot dt - \sigma_t \cdot dr \cdot dt \cdot d\alpha$$

Akselerasjonen i radiell retning for elementet $a_r = -\omega^2 r$, slik at $F_r = m \cdot a_r = -\rho r d\alpha dr dt \cdot \omega^2 r$

Videre utvikles dette til følgende ligning for kraftlikevekt i radiell retning for elementet

$$\sigma_t - \sigma_r = \frac{d\sigma_r}{dr} + \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

Tøyningen i tangentiell retning

$$\varepsilon_t = \frac{dr}{r} = \frac{\sigma_t - \upsilon \cdot \sigma_r}{E}$$

Tøyningen i radiell retning

$$\varepsilon_r = \frac{d(dr)}{dr} = \frac{\sigma_r - \upsilon \cdot \sigma_t}{E}$$

Ved videre utvikling av dette finnes radiell spenning

$$\sigma_r = \frac{a}{2} + \frac{b}{r^2} - \frac{3+\upsilon}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

og tangentiell spenning

$$\sigma_t = \frac{a}{2} - \frac{b}{r^2} - \frac{1+3\cdot\upsilon}{8}\cdot\rho\cdot\omega^2\cdot r^2$$

hvor a og b er konstanter. Innføres $r = r_i$ for indre radius og $r = r_y$ for ytre radius av den roterende skive, bestemmes konstantene a og b av følgende ligninger

$$b = -\frac{\left(\sigma_{ry} - \sigma_{ri}\right)\cdot r_y^2\cdot r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} - \frac{\left(3+\upsilon\right)\cdot\rho\cdot\omega^2\cdot r_y^2\cdot r_i^2}{8}$$

$$\frac{a}{2} = \frac{\left(3+\upsilon\right)\cdot\left(r_y^2 + r_i^2\right)\cdot\rho\cdot\omega^2}{8} + \frac{\left(\sigma_{ry}\cdot r_y^2 - \sigma_{ri}\cdot r_i^2\right)}{r_y^2 - r_i^2}$$

Normalt antas $\sigma_{ri} = 0$ ved $r = r_i$ og σ_{ry} beregnes fra skovlenes sentrifugalkraft ved $r = r_y$.

Regnes det med at hver skovl har en masse m [kg], skovltallet er Z og omdreiningstallet n [o/min], blir sentrifugalkraften som angriper ved hjulskivens periferi $r = r_y$

$$F = Z\cdot m\cdot\omega^2\cdot r_s = Z\cdot m\cdot\left(\frac{\pi\cdot n}{30}\right)^2\cdot r_s$$

hvor r_s er radius til skovlens tyngdepunkt. Når det gjelder omdreiningstallet, må det huskes at ved rusing er omdreiningstallet opptil $1{,}8\cdot n_{normal}$.

Med en skivetykkelse t blir radialspenningen ved $r = r_y$.

$$\sigma_{ry} = \frac{F}{2\cdot\pi\cdot r_y\cdot t}$$

Regneeksempel.

Dimensjonering av løpehjulsskiven til en Pelton-turbin med følgende data:

Vannføring $^*Q = 0{,}65\ \left[m^3/s\right]$, fallhøyde H_n = 600 [m] og omdreiningstall $^*n = 375$ [o/min].

Natureffekten $^*P_n = \rho\cdot g\cdot {}^*Q\cdot H_n = 1000\cdot 9.82\cdot 0{,}65\cdot 600 = 3830$ [kW].

Maks pådragsgrad $\kappa = 1{,}6$, det vil si maks vannføring $Q = 1{,}04$ [m^3/s]. Rusning antas ved omdreiningstall $n_{rusn} = 1{,}8\cdot {}^*n = 675$ [o/min].

Strålehastighet $c = \varphi\cdot\sqrt{2\cdot g\cdot H_n} = 0{,}98\cdot\sqrt{2\cdot 9.82\cdot 600} = 106$ [m/s].

Strålediameter $d_s = \sqrt{\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot c}} = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}04}{\pi\cdot 106}} = 0{,}111$ [m].

Omdreiningshastighet svarende til løpehjulsdiameteren i tangeringspunktet for strålens senterlinje $u = 0{,}48\cdot\sqrt{2\cdot g\cdot H_n} = 0{,}48\cdot 108 = 52$ [m/s].

Løpehjulsdiameter $D_l = \frac{2 \cdot u}{\overset{*}{\omega}} = \frac{2 \cdot 52 \cdot 30}{\pi \cdot 375} = 2,648$ [m].

Hoveddimensjoner av skovlene: L = 274 [mm], B = 308 [mm]. Antall skovler Z = 28.

Videre må vurderes om løpehjulet skal utføres med løsbare skovler eller om løpehjulsskive og skovler skal støpes i ett stykke. Dette er en vurdering som spenner over styrkemessige hensyn, driftssikkerhet og økonomi. I forenklet formulering kan en si at små turbiner blir billigst og driftssikker nok med løsbare skovler, i alle fall for fallhøyder opp til H = 600 [m]. Ved høyere fall enn dette vil styrkemessige hensyn gjerne kreve helstøpte hjul med skovler.

I fortsettelsen her regnes først på et helstøpt hjul med skovler. Etter dette overslagsberegnes det samme løpehjulet med løsbare skovler.

Eksempel, helstøpt hjul med skovler:

Taksert vekt av en skovl m = 40 kg. Løpehjulsdiameter målt til tyngdepunktet av skovlene D_t = 2,66 [m].

Beregningene av spenningene i løpehjulsskiven baseres på:

- konstant skivetykkelse t = 0,05 [m], foreløpig antatt
- sentrisk hull i skiven, hullradius r_i = 0,12 [m]
- ytre skiveradius r_y = 1,25 [m]
- vinkelhastighet $\omega = \omega_{rusn} = 70,6$ [s^{-1}]
- sentrifugalkraft fra skovlene
  $F = Z \cdot m \cdot \omega^2_{rusn} \cdot r_t = 28 \cdot 40 \cdot 70,6^2 \cdot 1,33 = 7,42 \cdot 10^6$ [N]

Radialspenning ved $r = r_y$

$$\sigma_{ry} = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot r_y \cdot t} = \frac{7,42 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 1,25 \cdot 0,05} = 18,9 \text{ [MPa]}$$

Radialspenning ved $r = r_i$ forutsettes $\sigma_{ri} = 0$.

På basis av disse verdier bestemmes konstantene a og b i spenningsligningene:

$$b = -\left[\frac{\sigma_{ry}}{r_y^2 - r_i^2} + \frac{3+\upsilon}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2_{rusn}\right] \cdot r_y^2 \cdot r_i^2 = -\left[\frac{18,9 \cdot 10^6}{1,25^2 - 0,12^2} + \frac{3+0,3}{8} \cdot 1000 \cdot 70.6^2\right] 1.25^2 \cdot 0,12^2 =$$

$$-(12,21 + 2,06) \cdot 10^6 \cdot 1,25^2 \cdot 0,12^2 = -0,321 \cdot 10^6 \text{ [N]} = -0,321 \text{ [MN]}$$

$$\frac{a}{2} = \frac{(3+\upsilon) \cdot (r_y^2 + r_i^2) \cdot \rho \cdot \omega^2_{rusn}}{8} + \frac{\sigma_{ry} \cdot r_y^2}{r_y^2 - r_i^2} =$$

$$\frac{(3+0,3) \cdot (1,25^2 + 0.12^2) \cdot 1000 \cdot 70.6^2}{8} + \frac{18,9 \cdot 10^6 \cdot 1,25^2}{1,25^2 - 0,12^2} =$$

$$(3,24 + 19,07) \cdot 10^6 \text{ [Pa]} = 22,31 \text{ [MPa]}$$

Tangentialspenningen i skiven vil bli størst ved indre radius r_i

$$\sigma_{ti} = \frac{a}{2} - \frac{b}{r_i^2} - \frac{1+3\cdot\upsilon}{8}\cdot\rho\cdot\omega_{rusn}^2\cdot r_i^2 = 22,31\cdot10^6 + \frac{0321\cdot10^6}{0,12^2} - \frac{1,9}{8}\cdot1000\cdot70,6^2\cdot0,12^2 =$$

$$(22,31+22,29-0,02)\cdot10^6 = 44,58\cdot10^6 \text{ [Pa]} = 44,6 \text{ [MPa]}$$

De beregnede spenninger er moderate, og styrkemessig vil en tynnere løpehjulsskive kunne holde. For øvrig må en hensiktsmessig overgang til skovlene utformes. Dette behandles ikke videre her.

E.2 Styrkeberegning av skovlene

I det følgende går vi inn på belastninger og styrkemessige forhold av skovlene.

Orientering av hastighetsvektorene. Fig.E.2 viser kraften $\vec{F}$ fra strålen inn på en Pelton-skovl. Absolutt strålehastighet $\vec{c}$ er vist på fig. E.3, og er tangentiell hastighet til skovlhjulet. Omdreiningshastigheten av skovlhjulet er $\vec{u}$ ved sirkelen der strålen tangerer. Vannets relative hastighet i forhold til skovlen er $\vec{w} = \vec{c} - \vec{u}$. Kraften F regnes relativt til skovlens bevegelse i beregninger av spenninger.

Relativ volumstrøm og kraft. Strålehastigheten $c = \varphi\cdot\sqrt{2\cdot g\cdot H}$ der tapene i dysen representeres i koeffisienten $\varphi = 0,985$ - $1,00$.

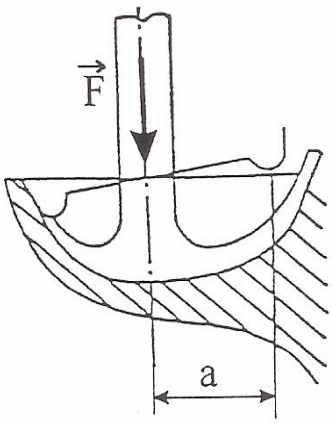


Fig. E.2 Stråle inn på Peltonskovl [4]

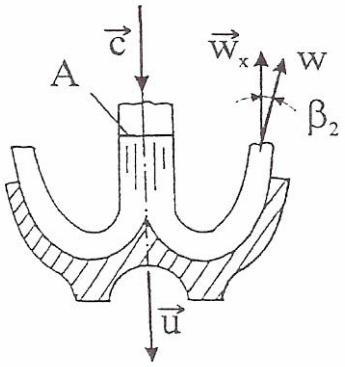


Fig. E.3 Stråleforløp over en Peltonskovl[4]

Relativ volumstrøm over skovlen

$$Q_R = (c-u)\cdot A_s \quad [m^3/s]$$

hvor $A_s = \frac{\pi\cdot d_s^2}{4}$ er stråletverrsnittet [m^2]

d_s er strålediameteren [m]

c er strålehastigheten [m/s]
u er tangentiell hastighet [m/s]

Ved å innføre tilnærmelsene

relativ innløpshastighet $w_1 = (c - u)$ og relativ utløpshastighet $w_2 = -(c - u)$, blir reaksjonskraften på skovlen

$$F_R = 2 \cdot \rho \cdot A_s \cdot (c - u)^2$$

Ved normal drift er $u = \frac{c}{2}$ og skovlkraften $F_R = \rho \cdot A_s \cdot \frac{c^2}{2} = \rho \cdot g \cdot H \cdot A_s$

- ved $u = 0$ blir $F_R = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot A_s$
- ved $u = c$ blir $F_R = 0$.

Spenninger i skovlrot og skovl. For å sjekke styrkeforholdene i Peltonskovler benyttes tilnærmede metoder basert på beregninger som har sin bakgrunn i strekklappmålinger og erfaringer. Betraktes fig. E.3 beregnes tverrsnittet som er forsterket med ribber innerst på skovlene, på basis av et moment

$$M = F \cdot a$$

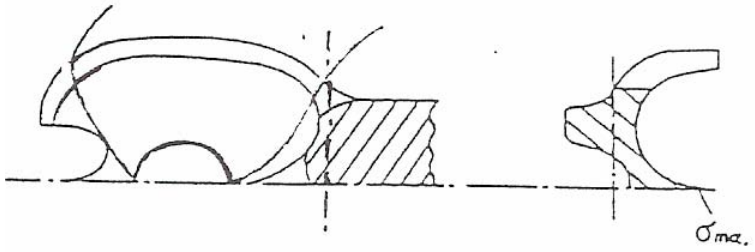


Fig. E.4 Snitt gjennom en Peltonskovl [4]

I treghetsmomentet tar en med bare det skraverte feltet til høyre i fig. E.4. Spenningsbildet i gapet er vist skjematisk i diagrammene i fig. E.5 og E.6, men størrelsen på spenningene er sterkt avhengig av skovlenes form og av vanntrykket. Det er viktig at skovlene er formet stivest mulig mellom ribbene innenfor gapet for å hindre store deformasjoner som vil øke

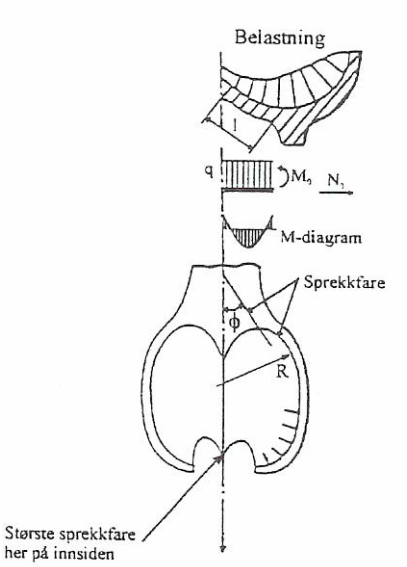


Fig. E.5 Spenninger i Peltonskovl [4]

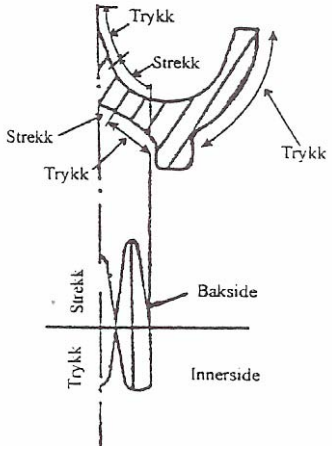


Fig. E.6 Trykk- og strekkspenninger i et snitt gjennom en Peltonskovl [4]

spenningene i gapet. Styrkemessig er det viktig å ha så lav egg som mulig i gapet slik at kreftene som vil gjøre gapet bredere, ikke gir så store bøyespenninger i midten. For en kvalitetskontroll må beregningene av krefter og spenninger dokumenteres, og uansett om de er forenklede skal de påvise hvor bøyespenningene blir størst.

Regneeksempel, basert på helstøpt løpehjul med skovler

Kraftbelastningen på en skovl ved u = *u:

- Reaksjonskraft $F_R = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot A_s = 1000 \cdot 9{,}82 \cdot 600 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}111^2}{4} = 57016$ [N]
- Sentrifugalkraft $F_C = m \cdot^{*} \omega^2 \cdot r_s = 40 \cdot 39{,}2^2 \cdot 1{,}33 = 81750$ [N]

Regner med at det mest kritiske tverrsnitt i skovlroten med grov tilnærmelse har et areal A_r = 0,018 [m^2] og et motstandsmoment W = 3 · 10^{-4} [m^3]. Disse verdier av størrelsene anses i underkant av de virkelige. Takserer armlengden til a = 0,14 [m] fra senterlinjen i strålen til dette tverrsnitt, blir momentet fra reaksjonskraften

$$M = F_R \cdot a = 57016 \cdot 0{,}14 = 7982 \text{ [Nm]}$$

Bøyespenningen i tverrsnittet blir da

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{7982}{3 \cdot 10^{-4}} = 26{,}6 \text{ [MPa]}$$

Til denne spenning må adderes strekkspenningen fra sentrifugalkraften F_C

$$\sigma_C = \frac{F_C}{A_r} = \frac{81750}{0{,}018} = 4{,}5 \text{ [MPa]}$$

Maks spenning i det kritiske tverrsnitt i skovlroten blir da

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_C = 26,6 + 4,5 = 31,1 \text{ [MPa]}$$

Dette er en rimelig akseptabel spenning i det kritiske tverrsnitt. Belastningen på skovlene i dette tilfelle har en repeterende karakter ved at bøyemomentet går på/av for hver gang skovlene påvirkes av strålen. På denne måten får skovlene en påkjenning som kan føre til utmatting hvis spenningsnivået blir for høyt. Som grensespenning i dette tilfelle settes $\sigma_{till} = 45$ [MPa] forutsatt at det anvendes høyfast materiale som for eksempel 13Cr4Ni.

Det belastningstilfelle som er betraktet foran, er det viktigste å holde kontroll med for å bedømme styrke og driftssikkerhet. I tillegg til dette kan det forekomme to tilfelle av kortvarig belastning, nemlig fastbremsing av løpehjulet og rusing. En kontroll av disse er også nødvendig. Strålekraft på skovlen ved u = 0:

$$F_R = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot A_s = 4 \cdot 1000 \cdot 9.82 \cdot 600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,111^2}{4} = 228065 \text{ [N]}.$$

Bøyemomentet fra strålekraften i dette tilfelle når armen forutsettes a = 0,14 m

$$M = F_R \cdot a = 228065 \cdot 0,14 = 31929 \text{ [Nm]}$$

Største bøyespenning når u = 0,

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{31929}{3 \cdot 10^{-4}} = 106 \text{ [MPa]}.$$

Sentrifugalkraften ved $\omega = \omega_{rusn}$

$$F_C = m \cdot \omega_{rusn}^2 \cdot r_s = 40 \cdot 70,6^2 \cdot 1,33 = 265168 \text{ [N]}$$

Strekkspenning ved rusing

$$\sigma_{rusn} = \frac{F_R}{A_r} = \frac{265168}{0,018} \approx 15 \text{ [MPa]}.$$

Spenningen ved fastbremset løpehjul er høy, men dette belastningstilfelle forekommer svært sjelden og er derfor ikke av utmattende karakter. Av den grunn anses den beregnede spenningsverdi som ufarlig. Ved rusing forekommer bare strekkspenning i skovlroten. Den beregnede verdi er dessuten så lav at dette belastningstilfelle ikke krever videre vurdering.

Regneeksempel, basert på løpehjul med løsbare skovler

Til sammenligning med eksemplet i alternativet foran skal det gjøres noen overslags-beregninger også av et løpehjul med løsbare skovler. Eksemplet er ikke laget for å danne mal for hvordan konstruksjonen av løpehjulet må være for å tilfredsstille krav om optimal løsning. Dette har de respektive turbinfabrikanter sine egenutviklede retningslinjer for. Derimot har

eksemplet til hensikt å peke på hva som er viktig å holde kontroll med dersom skovlører og festebolter dimensjoneres og posisjoneres slik som de blir angitt i det følgende.

Dataene for turbinen og skovlene for den stråleberørte delen forutsettes uforandret fra eksemplet foran. Likeledes benyttes løpehjulsskiven med tykkelse t = 50 [mm]. Det regnes med at skovlene har ører tilpasset løpehjulsskiven med trang klaringspasning og festes til skiven med to passbolter. Et overslag viser at det kan passe å posisjonere boltene ved:

- diameter $D_{1b} = 2{,}10$ [m] for den indre fordeling av bolter
- diameter $D_{2b} = 2{,}32$ [m] for den ytre fordeling av bolter

Armlengder fra strålens senterlinje D_1 til de respektive bolthull blir:

- $a_1 = 0{,}5 \cdot (D_1 - D_{1b}) = 0{,}5 \cdot (2{,}648 - 2{,}100) = 0{,}274$ [m]
- $a_2 = 0{,}5 \cdot (D_1 - D_{2b}) = 0{,}5 \cdot (2{,}648 - 2{,}320) = 0{,}164$ [m].

For u = $^{*}u$ er reaksjonskraften fra full stråle $F_R = 57016$[N].

Skjærkraften på boltene fra F_R:

- $F_{D_{2b}} = \dfrac{F_R \cdot a_1}{a_1 - a_2} = \dfrac{57016 \cdot 0{,}274}{0{,}274 - 0{,}164} = 142022$ [N]

- $F_{D_{1b}} = F_{D_2} - F_R = 142022 - 57016 = 85006$ [N]

Skjærkraften på boltene fra sentrifugalkraften $F_C = 81750$ [N] må fordeles i avhengighet av deformasjonen i skive og ører. Dette gjøres her skjønnsmessig ved å anta $0{,}4 \cdot F_C$ opptas av bolten ved D_{1b} og $0{,}6 \cdot F_C$ av bolten ved D_{2b}. Kraftfordelingen blir da:

- $F_{C_{1b}} = 0{,}4 \cdot 81750 = 32700$ [N]

- $F_{C_{2b}} = 0{,}6 \cdot 81750 = 49050$ [N]

Resulterende skjærkrefter på boltene:

- $F_{1b} = \sqrt{F_{D_{1b}}^2 + F_{C_{1b}}^2} = \sqrt{85006^2 + 32700^2} = 91079$ [N]

- $F_{2b} = \sqrt{F_{D_{2b}}^2 + F_{C_{2b}}^2} = \sqrt{142022^2 + 49050^2} = 150254$ [N]

For å sjekke om disse kreftene representerer største boltbelastning, kontrolleres også sentrifugalkreftene ved rusing. I dette tilfelle blir.

- $F_{1C} = 1{,}8^2 \cdot F_{C_1} = 3{,}24 \cdot 32700 = 105948$ [N]

- $F_{2C} = 1{,}8^2 \cdot F_{C_2} = 3{,}24 \cdot 49050 = 158922$ [N]

Fordi belastningen fra sentrifugalkreftene blir størst, lar vi disse være basis for dimensjoneringen av boltene. Maks skjærspenning i et bolttverrsnitt regnes lik

$$\tau_{maks} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\text{skjærkraft}}{2 \cdot \text{tverrsnittsareal}}\text{; tillatt skjærspenning settes } \tau_{till} = 40 \text{ [MPa]}$$

Her regnes med 2 avskjæringstverrsnitt pr. bolt. Diametre av boltene beregnes i følge:

$$\tau = \frac{4}{3}\cdot\frac{F_C}{A_{bolt}} \le 40 \text{ [MPa]};\ d_{bolt} = \sqrt{\frac{8}{3\cdot\pi}\cdot\frac{F_C}{40\cdot 10^6}} = 1,456\cdot 10^{-4}\cdot\sqrt{F_C}$$

Diameter av bolter ved henholdsvis D_1 og D_2:

- $d_{b1} = 1,456\cdot 10^{-4}\cdot\sqrt{105948} = 0,0474$ [m], velger $d_{b1} = 50$ [mm]
- $d_{b2} = 1,456\cdot 10^{-4}\cdot\sqrt{158922} = 0,058$ [m], velger $d_{b2} = 60$ [mm]

Boltene tilpasses hullene i skovlører og løpehjulsskive med toleranse for lett presspasning.

Det svakeste tverrsnitt av skovlørene vil være ved boltene på hjuldiameter D_2. Dette tverrsnitt må kontrolleres. Antar følgende mål på et skovløre ved D_2

- tykkelse t = 50 [mm]
- høyde (målt langs sirkelbuen ved D_2) h = 180 [mm]
- effektivt areal av tverrsnittet for to ører ved D_2 blir: $A_ø = 2\cdot t\cdot(h - d_{b2}) = 2\cdot 0,05\cdot(0,18 - 0,06) = 0,012$ [m^2]
- motstandsmoment $W = \frac{2\cdot t}{6}\cdot\left(h^2 - d_{b2}^2\right) = \frac{2\cdot 0,05}{6}\cdot(0,18^2 - 0,06^2) = 4,8\cdot 10^{-4}$ [m^3]
- momentet fra strålekraften ved u = *u

$$M = F_R\cdot arm = F_R\cdot 0,5\cdot(D_1 - D_{2b}) = 57018\cdot 0,5\cdot(2,648 - 2,320) = 9350 \text{ [Nm]}$$

På basis av dette får vi følgende nominelle spenning for drift ved u = *u

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F_C}{A_ø} = \frac{9350}{4,8\cdot 10^{-4}} + \frac{81750}{0,012} = (19,5 + 6,8)\cdot 10^6 \text{ [Pa]} = 26,3 \text{ [MPa]}.$$

Imidlertid må det regnes med en kjervfaktor for hullene i ørene. En skjønnsmessig vurdering av denne kan dreie seg om 1,35. Det betyr at spenningen som er beregnet foran forstørres med denne faktor, altså

$$\sigma_{maks} = 1,35\cdot\sigma_{nom} = 1,35\cdot 26,3 \approx 36 \text{ [MPa]}$$

som er fullt akseptabel ved normal drift ved fullast.

For fastbremset løpehjul, altså u = 0, blir momentet

$$M = 4\cdot\rho\cdot g\cdot H\cdot A_s\cdot 0,5\cdot(D_1 - D_{2b}) = 228065\cdot 0,164 = 37403 \text{ [Nm]}$$

Bøyespenningen i dette tilfelle:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{37403}{4,8\cdot 10^{-4}} = 78 \text{ [MPa]}$$, som med kjervfaktor 1,35 blir 105 [MPa]. Denne spenning er også fullt akseptabel fordi den opptrer sjelden og da bare kortvarig.

Med de overslagsberegninger som er utført foran, anses den styrkemessige sjekking av skovlører og festebolter som tilstrekkelig illustrasjon av fremgangsmåter i slike undersøkelser.

Men i tillegg til det som er gjort, bør også styrken i løpehjulskiven undersøkes når skovlene er festet med bolter. Det svakeste parti vil være ringtverrsnittet for festeboltene ved skivediameter D_{1b} = 2,100 [m]. I massen som inngår i sentrifugalkraften må en da i tillegg til skovl med ører, ta med massen i skiveringen utenfor D_{1b}, (altså for $D_{skive} - D_{1b}$). Beregnes

sentrifugalkraften for en skovlsektor, ekvivaleres den med den geometriske sum av kraften fra radialspenningen σ_r i ringtverrsnittet og kreftene fra tangentialspenningene til ringsektoren for skovlen. På grunn av hullene i skiven, må en her også regne med kjervfaktor for spenningsøkningen i periferien av hullene. Kommer en ut av disse beregninger med høyere spenning enn $\sigma = 45$ [MPa] ved normalt drift ved fullast, bør tykkelsen av skiven økes tilsvarende. Videre beregninger av dette utføres ikke her.

8 APPENDIKS F

8.1 Styrkemessig design av spiraltromme, stagring og lokk

8.1.1 F.1 Trommeskall

En alminnelig utforming av en spiraltromme er en skallkonstruksjon av plater formet som et sneglehus og sammensveist av platesegmenter. Kreftene i skallet beregnes som for en torus. Skallveggtykkelsen dimensjoneres mot trykket gitt av fallhøyden H sammen med H_s og trykkøkningen Δp ved trykkstøt

$$p_s = \rho \cdot g \cdot (H + H_s) + \Delta p$$

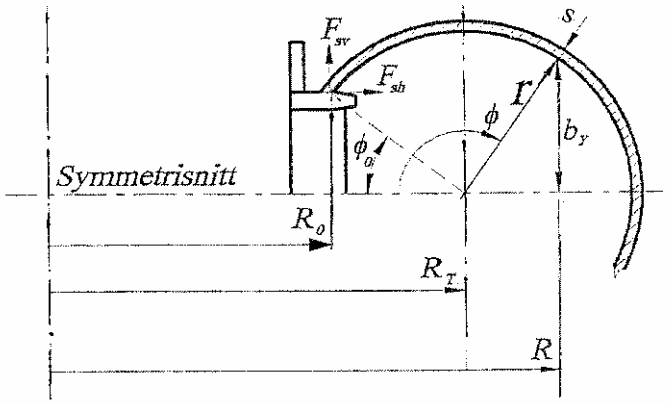


Fig. F.1 Snitt gjennom stagring og spiraltromme i en Francis-turbin [4]

Angivelsene refereres til fig. F.1

Tangensialspenning

$$\sigma_t = \frac{p_s \cdot r}{2 \cdot s} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos\phi} \right)$$

Tangensialkraften F_{se} pr. lengdeenhet

$$F_{se} = \frac{p_s \cdot r}{2} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos\phi} \right)$$

Radial kraft F_{she} pr. lengdeenhet

$$F_{she} = \frac{p_s \cdot r}{2} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos\phi} \right) \sin\phi$$

Aksial kraft F_{sve} pr. lengdeenhet

$$F_{sve} = \frac{p_s \cdot r}{2} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos\phi} \right) \cos\phi$$

Kraft i skallveggen vinkelrett på spiraltverrsnittene

$p_s \cdot \pi \cdot r^2 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s \cdot \sigma_a$; og spenning i skallveggen vinkelrett på strømretningen

$$\sigma_a = \frac{p_s \cdot r}{2 \cdot s}$$

8.1.2 F.2 Stagring

Skissene i figur F.2 viser eksempel på aksialsnitt gjennom en stagring og et utsnitt radialt gjennom en stagskovl. Karakteristiske mål, krefter og kraftkomponenter er angitt på figuren. Fig. F.3 angir et bilde på deformasjon av stagringen etter pålastningen av vanntrykket.

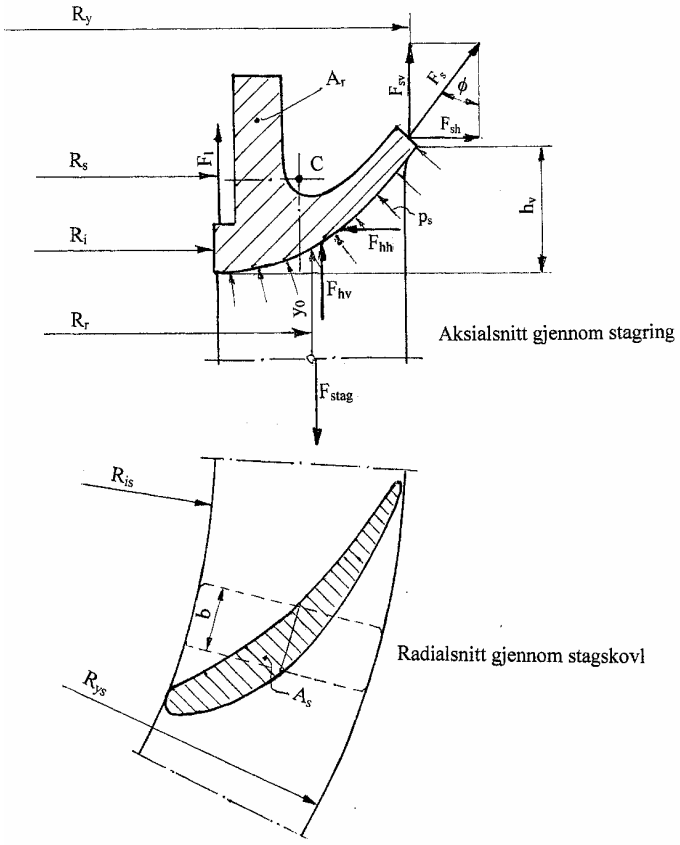


Fig. F.2 Aksilasnitt gjennom en stagring og radialsnitt gjennom stagskovl

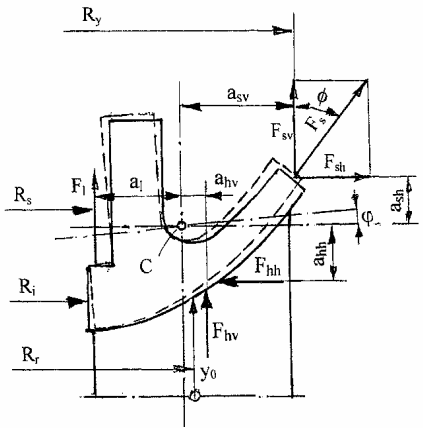


Fig. F.3 Aksialsnitt gjennom en stagskovl med angivelse av lastdeformasjon

Bestemmelsen av krefter og momenter baseres i det følgende på betraktning av et sektorutsnitt $\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$ av stagring og spiraltromme, der Z er antall stagskovler.

Krefter:

Aksiale kraftkomponenter

Hydraulisk trykkraft som virker direkte på stagringen i aksial retning av turbinen:

$$F_{hv\theta} = \pi \cdot (R_y^2 - R_i^2) \cdot p_s \cdot \frac{1}{Z} \text{ [N]}$$

Denne kraften regnes å angripe ved R_r, som er radien fra akselsenter til tyngdepunktet i stagringtverrsnittet.

Kraften fra lokket til stagringen via skrueforbindelse:

F_l Denne kraft bestemmes av aksialkreftene fra det innvendige vanntrykket pluss eventuelle lagerkrefter. Kraften angriper i skruesirkelen R_S i lokkperiferien.

Kraften overført fra spiraltromme til stagring gjennom sveiseforbindelse:

F_s bestemmes av kreftene som er beregnet foran for trommeskallet. F_s har F_{sh} som radial komponent og F_{sv} som aksial komponent. Angrepspunktet for kraften er R_y på figurene F.2 og F.3**.**

Aksial kraft i stagskovl F_{stag} når antall stagskovler er Z, bestemmes av kreftene $F_{hv\theta}$, $F_{l\theta}$ og $F_{sv\theta}$ som virker i spiralsektoren $\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$. Ligningen for balansen mellom disse kreftene

$$F_{Stag} = F_{hv\theta} + F_{l\theta} + F_{s\theta} \cos\phi \text{ . [N]}$$

Ved sin form bevirker spiralkonstruksjoner at stagene avtar vesentlig i høyde y fra innløp til utløp. Avhengig av hvordan stagringtverrsnittet vris under de ytre kraftbelastninger, vil stagskovlene få forskjellig tøyning på strekningen fra innløp til utløp. Dette gjør at den relative tøyning av stagene arter seg tilsvarende forskjellig og er årsak til at spenningene får stor variasjon over stagtverrsnittet. Vanligvis betyr det vesentlig høyere strekkspenning ved utløp enn ved innløp av stagskovlene.

Nøyaktige beregninger av dette krever mye regnekraft og arbeid som normalt ikke er nødvendig å gjøre for små turbiner. Derfor velges i det følgende å forenkle problemstillingene så mye at arbeidet for en beregningsmessig sjekk av styrke og deformasjon blir moderat, men likevel med tilstrekkelig sikkerhetsmargin.

Radiale kraftkomponenter

Radial kraft (tilnærmet) på stagringen fra innvendig vanntrykk (se fig. F.2, angivelse av h_v):

$$F_{hh\theta} = \frac{\pi}{Z} \cdot (R_y + R_i) \cdot h_v \cdot p_s \text{ [N]}$$

Angrepspunkt for $F_{hh\theta}$ må takseres, men anses å være ved $\frac{1}{2} \cdot h_v$

Radial kraft fra trommeskallet:

$$F_{sh\theta} = F_{s\theta} \cdot \sin\phi_0 = \frac{p_s \cdot r}{2} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos\phi_0}\right) \cdot \sin\phi_0 \cdot R_y \cdot \frac{2 \cdot \pi}{Z} \quad [N]$$

Angrepspunkt for F_{sh} er sveisen ved R_y.

Momenter:

De dekomponerte krefter som er behandlet foran, er komponenter fra ytre krefter som virker med forskjellige vektarmer om tyngdepunktet C i stagringtverrsnittet A_r. Hvis summen av momentene fra disse krefter (om tyngdepunktet) ikke oppveier hverandre, vil stagringen få en vridningsvinkel φ proporsjonal med momentresultanten.

For å beregne momentene fra kraftkomponentene, angir fig. F.3 tyngdepunkt C og armlengder for de respektive krefter. Armlengdene for kreftene må takseres i hvert enkelt tilfelle.

Med utgangspunkt i dette kan vi stille opp følgende ligning for det ytre moment $M_{F\theta}$ på stagringen fra skruekreftene på lokket, trykkrefter og kreftene fra trommeskallet for en ringsektor $\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$ (Z lik antall stagskovler),

$$M_{F\theta} = (F_{sv\theta} \cdot a_{sv} + F_{hv\theta} \cdot a_{hv} - F_{l\theta} \cdot a_l - F_{sh\theta} \cdot a_{sh} - F_{hh\theta} \cdot a_{hh})$$

Dette moment motvirkes og balanseres av

$M_{R\theta}$ ringmomentet, det vil si det indre moment på grunn av vridning av ring
M_S stagmomentet, det vil si det indre moment på grunn av deformasjonen i staget

For å bestemme M_R må vi vite størrelsen av flatetreghetsmomentet I_r for stagringtverrsnittet. For evalueringen av I_r er det her tilstrekkelig å beregne dette på basis av en tilnærmet, men forenklet tverrsnittsform slik som vist i fig. F.4

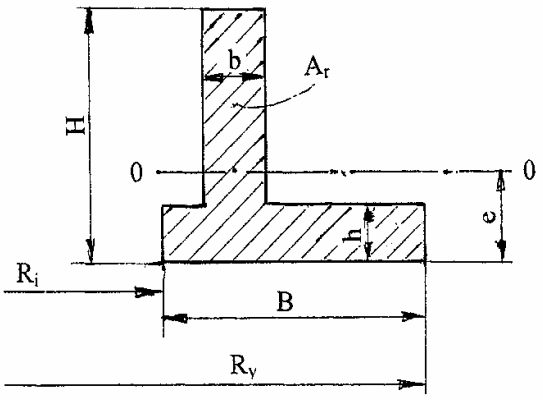


Fig. F.4 Forenklet form for et stagringtverrsnitt

Flatetreghetsmomentet for en tverrsnittsform som vist på fig. F.4:

$$I_r \; I_{0-0} = \frac{1}{3}\left[b \cdot (H-e)^3 + B \cdot e^3 - (B-b) \cdot (e-h)^3 \right]$$

For en ringsektor $\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$, gitt E-modul, treghetsmoment I_r og radius R_r fra akselsenteret til tyngdepunktet i stagringtverrsnittet A_r, uttrykkes sammenhengen mellom ringmomentet $M_{R\theta}$ og en vinkelvridning φ i følgende ligning

$$M_{R\theta} = 2 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot \frac{E \cdot I_r}{Z \cdot R_r} \text{ [Nm]}$$

Resultanten av tøyningskreftene i et stag har en virkningslinje som normalt har så liten momentarm at en tilfredsstillende tilnærmelse her vil være å sette momentet fra denne lik null. Evalueringen av momentet M_S i staget vil derfor kunne avgrenses til bare å evaluere bøyemomentet fra vinkelvridningen φ. For å sette opp uttrykk for dette, må vi kjenne flatetreghetsmomentet I_s for stagtverrsnittet. Dette kan igjen evalueres ved å tilnærme stagtverrsnittet som vist på fig. F.2**,** til et rektangel med bredde b lik tykkelsen av staget i omdreiningsretningen ved tyngdepunktet, og en radial utstrekning h lik differansen ($R_{ys} - R_{is}$) mellom innløp og utløp av staget. Ved i tillegg å finne et mål for halve høyden y_0 av staget, kan vi sette opp følgende uttrykk for indre moment i staget

$$M_S = E \cdot \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot y_0} \cdot \varphi = \frac{E \cdot I_s}{y_0} \cdot \varphi \text{ [Nm]}$$

For spiralseksjonen $\theta = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$ blir ligningen for balansen mellom momentet fra de ytre krefter, ringmomentet og stagmomentet

$$M_{F\theta} = M_{R\theta} + M_S = E \cdot \varphi \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot I_r}{Z \cdot R_r} + \frac{I_s}{y_0}\right) \text{ [Nm]}$$

Vinkelvridningen blir etter dette

$$\varphi = \frac{M_{F\theta}}{E \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot I_r}{Z \cdot R_r} + \frac{I_s}{y_0}\right)} \text{ [rad]}$$

<u>Regneeksempel:</u>

Antar at en Francis-turbin designes for følgende data:

Vannføring Q = 1,0 [m^3/s], fallhøyde H_n = 55 [m] og omdreiningstall n = 600 [o/min]

Natureffekt $P_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n = 1000 \cdot 9,82 \cdot 1,0 \cdot 55 = 540100$ [W] = 540 [kW]

Teoretisk hastighet $c = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = \sqrt{2 \cdot 9,82 \cdot 55} = 32,9$ [m/s].

Reduserte størrelser:

- vannføring $\underline{Q} = \dfrac{Q}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = \dfrac{1,0}{32,9} = 0,03$ [m^2]
- vinkelhastighet $\underline{\omega} = \dfrac{\omega}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = \dfrac{\pi \cdot 600}{30 \cdot 32,9} = 1,91$ [m^{-1}]
- fartstall $\underline{\Omega} = \underline{\omega} \cdot \sqrt{\underline{Q}} = 1,91 \cdot \sqrt{0,03} = 0,33 = 0,33$
- redusert hastighet ved spiraltrommeinnløp $\underline{c}_{tr} = 0,13$, (stipulert verdi).

På basis av dette tilpasses følgende verdier for turbindimensjoneringen:

$$\underline{c}_{0z} = 0,13, \quad \underline{u}_1 = 0,72, \quad \underline{c}_{0s} = 0,15.$$

Hoveddimensjoner på turbinen basert på disse verdier:

- diameter ved innløpet på spiraltrommen d_{tr} = 0,546 [m] = 546 [mm]
- løpehjulsdiameter D_1 = 0,754 [m] = 754 [mm]
- diam. utløp av ledeapparatet D_0 = 0,83 [m] = 830 [mm]
- bredden av ledeapparatet B_0 = 0,09 [m] = 90 [mm]
- sugerørsdiameter D_s = 0,504 [m] = 504 [mm].

Velges platetykkelse i spiraltrommen s = 5 [mm], beregnes følgende tangentialspenning

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r}{s} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot r}{s} = \frac{1000 \cdot 9,82 \cdot 55 \cdot 0,273}{0,005} = 29,5 \cdot 10^6 [\text{Pa}] = 29,5 \text{ [MPa]}$$

Denne spenning er så lav at høyfast stål ikke er nødvendig å benytte. Platetykkelsen på 5 [mm] anses likevel som nødvendig å anvende for å få en stiv, stabil konstruksjon.

Med utgangspunkt i disse mål skisseres en stagring og tverrsnittet ved innløpet av spiraltrommen som vist på fig. F.5. I denne sammenheng presiseres her at skissen er et vilkårlig valgt eksempel som kun skal gi grunnlag for beregninger og altså ikke er å betrakte som mal for en optimal utforming av stagringen.

Med den gitte utforming og de angitte mål på figuren gjennomføres i det følgende en beregning av belastningskreftene og de tilsvarende spenninger og deformasjoner av stagringen. Det antas 16 stagskovler i stagringen.

Evaluering av krefter for en ringsektor $\theta = \dfrac{\pi}{8} = 0,393.$

Radien til sveisforbindelsen mellom stagring og spiraltrommen R_{sv} = 580 [mm].

Tangentialspenning i trommeskallet ved sveiseforbindelsen

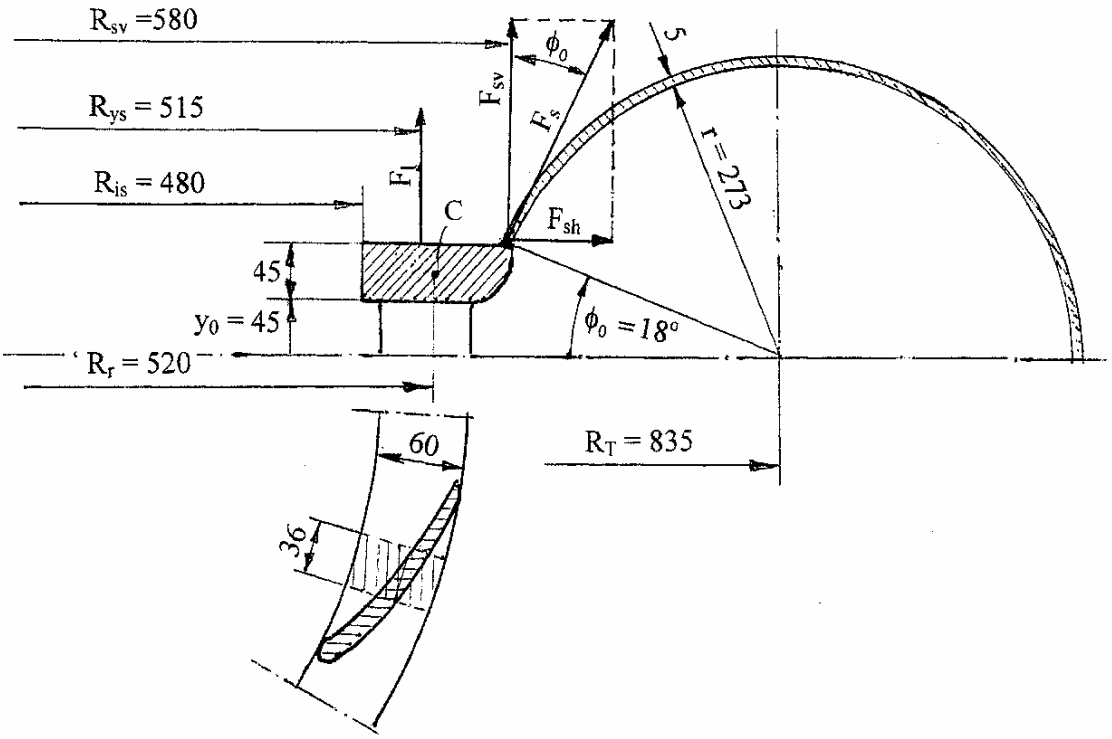


Fig. F.5 Aksialsnitt gjennom en stagring sammenføyet med spiraltromme

$$\sigma_t = \frac{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot r}{2 \cdot s} \cdot \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos \varphi_0} \right) =$$

$$\frac{1000 \cdot 9,82 \cdot 55 \cdot 0,273}{2 \cdot 0,005} \cdot \left(1 + \frac{0,835}{0,835 - 0,273 \cdot \cos 18^o} \right) = 36,2 \text{ [MPa]}$$

Kraften fra trommeskallet

$$F_{s\theta} = \sigma_t \cdot s \cdot R_{sv} \cdot \theta = 36,2 \cdot 10^6 \cdot 0,005 \cdot 0,580 \cdot 0,393 = 41257 \text{ [N]}$$

$$F_{sv\theta} = F_{s\theta} \cdot \cos \varphi_0 = 41257 \cdot \cos 18^o = 39238 \text{ [N]}$$

$$F_{sh\theta} = F_{s\theta} \cdot \sin \varphi_0 = 41257 \cdot \sin 18^o = 12749 \text{ [N]}$$

Aksial kraft på stagring fra vanntrykket

$$F_{hv\theta} = \pi \cdot \left(R_{sv}^2 - R_{is}^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot \frac{1}{Z} = \frac{\pi}{16} \left(0,580^2 - 0,480^2 \right) \cdot 1000 \cdot 9,82 \cdot 55 = 11241 \text{ [N]}$$

Kraften F_l på lokket regnes grovt forenklet ved å forutsette trykket ved utløpet av ledeapparatet er $0,7 \cdot H_n$ og at trykkfordelingen videre innover radien mot en antatt $R_i = 150$ [mm] følger ligningen for en paraboloide som vist i kapittelavsnitt 5.2.5. Det vil si

$$F_{l\theta} = \pi \cdot \rho \cdot R_{is}^2 \cdot \left(1 - \frac{R_i^2}{R_{is}^2}\right) \cdot \left[g \cdot H_n \cdot 0,7 - \frac{u_y^2}{16} \cdot \left(1 - \frac{R_i^2}{R_{is}^2}\right)\right] \cdot \frac{1}{Z} =$$

$$\pi \cdot 1000 \cdot 0,48^2 \cdot \left(1 - \frac{0,15^2}{0,48^2}\right) \cdot \left[9.82 \cdot 55 \cdot 0,7 - \frac{26^2}{16} \cdot \left(1 - \frac{0,15^2}{0,48^2}\right)\right] \cdot \frac{1}{16} = 13880 \text{ [N]}$$

(u_y er omdreiningshastigheten som svarer til diameteren ved utløpet av ledeapparatet).

Likevekten av kreftene i aksial retning:

$$F_{stag} = F_{sv\theta} + F_{hv\theta} + F_{l\theta} = 39238 + 11241 + 13880 = 64359 \text{ [N]}$$

Disse krefter utøver et moment som gir vri- og bøyepåkjenninger på henholdsvis stagring og stag. Antar at arealet av aksialsnittet gjennom stagringen er $A_r = (45 \cdot 100)$ [mm^2] og at kreftene har armlengder om tyngdepunktet i ringtverrsnittet med følgende stipulerte verdier:

$a_{sv} = 0,05$ [m], $a_{sh} = 0,022$ [m], $a_{hv} \approx 0$, $a_{hh} \approx 0$, $a_l = 0,005$ [m]

Resulterende moment fra ytre krefter:

$$M_{F\theta} = F_{sv\theta} \cdot a_{sv} + F_{hv\theta} \cdot a_{hv} - F_{sh\theta} \cdot a_{sh} - F_{hh\theta} \cdot a_{hh} - F_{l\theta} \cdot a_l =$$

$$39238 \cdot 0,05 + 0 - 12749 \cdot 0,022 - 0 - 13880 \cdot 0,005 = 1613 \text{ [Nm]}.$$

Flatetreghetsmomentet av ringtverrsnittet (tilnærmet):

$$I_r \approx b \cdot \frac{h^3}{12} = 0,100 \cdot \frac{0,045^3}{12} = 7,6 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$$

Flatetreghetsmomentet av stagtverrsnittet (tilnærmet beregning)

$$I_s \approx b \cdot \frac{h^3}{12} = 0,035 \cdot \frac{0,06^3}{12} = 6,3 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}.$$

Ringmomentet

$$M_{R\theta} = 2 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot \frac{E \cdot I_r}{Z \cdot R_r} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,6 \cdot 10^{-7}}{16 \cdot 0,52} \cdot \varphi = 1,205 \cdot 10^5 \cdot \varphi \text{ [Nm]}.$$

Stagmomentet

$$M_s = E \cdot \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot y_0} \cdot \varphi = \frac{E \cdot I_s}{y_0} \cdot \varphi = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,3 \cdot 10^{-7}}{0,045} \cdot \varphi = 2,94 \cdot 10^6 \cdot \varphi \text{ [Nm]}.$$

Balansen mellom momentet fra de ytre krefter, ringmomentet og stagmomentet

$$M_{F\theta} = M_{R\theta} + M_s = (0,1205 \cdot 10^6 + 2,94 \cdot 10^6) \cdot \varphi \text{ [Nm]}.$$

$M_{F\theta} = 1613$ [Nm], er beregnet foran. Vrivinkelen blir da

$$\varphi = \frac{1613}{(0,1205 + 2,94) \cdot 10^6} = 5,27 \cdot 10^{-4} \text{ [rad]}.$$

Settes stagringtykkelsen s = 2y = 0,045 [m], kan vi beregne maksimal spenning i ringtverrsnittene på grunn av vridning

$$\sigma_{r\max} = \frac{M_{R\theta} \cdot y}{I_r} = \frac{1,205 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot 0,023}{7,6 \cdot 10^{-7}} = 1,92 \text{ [MPa]}.$$

I tillegg til vridningspåkjenningen kommer strekket i ringen fra kreftene i spiralretningen. For å bestemme størrelsen av disse kreftene i eksemplet her, betrakter vi aksialsnittet gjennom turbinen i det største trommetverrsnittet. Kreftene som virker vinkelrett på arealet av dette aksialsnitt, utøves av det interne vanntrykket og bæres av kraften i snittflaten i trommeskallet og kraften i snittflaten av stagringen. På basis av fig. F.5 kan vi (tilnærmet) sette kraften i spiraltverrsnittet

$$F_{s1} = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot g \cdot H_n = \pi \cdot 0,273^2 \cdot 1000 \cdot 9,82 \cdot 55 = 126460 \text{ [N]}$$

og kraften i ringåpningen ved utløpet til ledeapparatet

$$F_{s2} = R_y \cdot 2 \cdot y_0 \cdot \rho \cdot g \cdot H_n = 0,58 \cdot 2 \cdot 045 \cdot 1000 \cdot 9.82 \cdot 55 = 28190 \text{ [N]}$$

Av disse krefter forutsetter vi videre at stagringtverrsnittet $2 \cdot A_r$ opptar en samlet strekkraft

$$F_{ss} = (\frac{\phi_0}{\pi} \cdot F_{s1} + F_{s2}).$$

Det vil si at den tilsvarende strekkspenning i stagringtverrsnittet A_r blir:

$$\sigma_{ss} = \frac{F_{ss}}{2 \cdot A_r} = \frac{\frac{\phi_0}{\pi} \cdot F_{s1} + F_{s2}}{2 \cdot A_r} = \frac{\frac{18}{180} \cdot 126460 + 28190}{2 \cdot 0,0045} = 4,54 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} = 4,54 \text{ [MPa]}$$

Maksimal spenning i stagringtverrsnittene

$$\sigma_{R\max} = \sigma_{r\max} + \sigma_{ss} = 1,92 + 4,5 = 6,42 \text{ [MPa]}$$

Maksimal spenning i stagskovlene på grunn av vridning av stagringen

$$\sigma_{s\max} = \frac{M_s \cdot y_0}{I_s} = \frac{2,94 \cdot 10^6 \cdot 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot 0,045}{6,3 \cdot 10^{-7}} = 82 \text{ [MPa]}$$

I tillegg til vridningspåkjenningen kommer strekket i stagene på grunn av aksialkreftene

$$F_{stag} = F_{sv\theta} + F_{hv\theta} + F_{l\theta} = 39238 + 11241 + 13880 = 64359 \text{ [N]}.$$

Arealet av radialsnittet gjennom stagskovl $A_s = 0,035 \cdot 0,06 = 0,0021 \text{ [m}^2\text{]}$, og den tilsvarende strekkspenning i stagskovlene

$$\sigma_{st} = \frac{F_{stag}}{A_s} = \frac{64359}{0,0021} = 31 \text{ [MPa]}$$

Maksimal spenning i stagskovlene blir da

$$\sigma_{stag} = \sigma_r + \sigma_{st} = 82 + 31 = 113 \text{ [MPa]}.$$

De evaluerte spenninger i stagringen og stagene er så lave at en kunne ha valgt mindre godstykkelser særlig i stagringen. Men for å sikre en rimelig stiv konstruksjon er det gunstig å

ha dimensjoner om lag slik som valgt. For øvrig er det betydelig forskjell på spenningene i stagene og i ringen. Dette kunne ha vært jevnet ut noe ved å velge stagskovlprofilen lengre og tykkere.

8.1.3 F.3 Lokk

Eksempel på dimensjonering/styrkeberegning:

Vi bruker dataene for turbinen i eksemplet foran om beregning av stagring og går videre ut fra en lokkonstruksjon svarende til eksemplet i fig. 5.16 i kapittel 5, avsnitt 5.2.6 Det vil si vi regner med at lokket er en massiv plan skivering, som har følgende dimensjoner

R_y = 480 [mm]
R_i = 150 [mm]
s = tykkelsen, skal dimensjoneres

Vanntrykket på lokket ved innløpet til ledeapparatet $h_y = 0{,}7 \cdot H_n = 0{,}7 \cdot 0{,}55 = 38{,}5$ [m].

Vanntrykket i rommet mellom lokket og løpehjulet regner vi med følger ligningen

$$h = h_y - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot R_y^2 \cdot (1 - \frac{R^2}{R_y^2})$$ [m], og vanntrykkraften F_h på lokket blir da

$$F_h = \pi \cdot \rho \cdot R_y^2 \cdot \left(1 - \frac{R_i^2}{R_y^2}\right) \cdot \left[g \cdot h_y - \frac{u_y^2}{16} \cdot \left(1 - \frac{R_i^2}{R_y^2}\right)\right]$$ [N], og momentet på lokket blir

.

Her er: $\frac{R_i}{R_y} = \frac{0{,}15}{0{,}48} = 0{,}3125$, $\frac{R_i^2}{R_y^2} = 0{,}0977$, $\frac{R_i^3}{R_y^3} = 0{,}0305$, $\frac{R_i^5}{R_y^5} = 0{,}0030$. Videre er

u_y = 26 [m/s]. Med disse verdier blir

$$F_h = \pi \cdot 1000 \cdot 0{,}48^2 \cdot (1 - 0{,}0977) \cdot \left(9{,}82 \cdot 38{,}5 - \frac{26^2}{16} \cdot (1 - 0{,}0977)\right) = 222025 \text{ [N]}$$

$$M_h = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot 1000 \cdot 0{,}48^3 \cdot \left[9.82 \cdot 38{,}5 \cdot (1 - 0{,}0305) - \frac{26^2}{40} \cdot (2 + 3 \cdot 0{,}0030 - 5 \cdot 0{,}0305)\right]$$
$$= 77633 \text{ [Nm]}$$

I lokket velges plan stålplate. Regner med en E-modul $E = 2 \cdot 10^{11}$ [Pa] for dette materialet. Ved å prøve med tykkelse s = 50 [mm] finnes et flatetreghetsmoment for aksialsnittet gjennom lokkringen

$$I_r = (R_y - R_i) \cdot \frac{s^3}{12} = (0{,}48 - 0{,}15) \cdot \frac{0{,}05^3}{12} = 3{,}44 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$R_m = \frac{1}{2} \cdot (R_y + R_i) = \frac{1}{2} \cdot (0{,}48 + 0{,}15) = 0{,}315 \text{ [m]}$$, og vinkeldeformasjonen blir

$$\varphi = \frac{M_h \cdot R_m}{2 \cdot \pi \cdot E \cdot I_r} = \frac{77633 \cdot 0,315}{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,44 \cdot 10^{-6}} = 0,0057 \text{ [rad]}.$$

Spenninger:

$$\sigma = \frac{E \cdot \varphi \cdot s}{2 \cdot R} \;\; ; \quad \text{ved } R_i \text{ blir } \sigma_i = \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0057 \cdot 0,05}{2 \cdot 0,15} = 190 \text{ [MPa]}$$

$$\text{ved } R_y \text{ blir } \sigma_y = \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0057 \cdot 0,05}{2 \cdot 0,48} = 59,4 \text{ [MPa]}$$

Disse spenninger er såpass lave at en tynnere plate kunne ha vært valgt. Men det anses ikke uten videre som fordelaktig fordi det betinger øket vinkeldeformasjon. Dessuten er det lite å spare på å gå ned på lokktykkelsen på en så liten turbin som her. For øvrig blir forskjellen mellom spenningen innerst og ytterst på ringen neppe så stor som beregningene viser fordi lokkringen i virkeligheten ikke er så stiv som forutsatt i beregningsgrunnlaget.

Referanser:

Viktige standarder for vannturbiner:

IEC 60041, 3. utd. 1991: Field acceptance tests
IEC 60193, 2. utg. 1999: Model acceptance tests
IEC 60308, 1. utg. 1970: Testing speed governors, being revised
IEC 60545, 1. utg. 1976: Guide Commissioning, Operation and Maintenance, turbines
IEC 60609-1 1. utg. 1978: Cavitation Pittings, reaction turbines; being revised
IEC 60609-2 1. utg. 1997: Cavitation Pittings, Pelton turbines
IEC 60805, 1. utg. 1985: Guide commissioning, Operation and Maintenance, Pumps
IEC 60994, 1. utg. 1991: Guide vibration measurements
IEC 61116, 1. utg. 1992: Guide Small Hydroelectric equipment
IEC 61362, 1. utg.1998: Guide, Hydraulic turbines, control systems
IEC 61364, 1. utg. 1999: Nomenclature Hydraulic Machines
IEC 61366, 1-7, 1. utg. 1998 : Guide Tendering Documents

Under arbeide:
IEC 62006: Acceptance tests small hydro electric units
IEC-ISO : Joint committee vibration
IEC : Scale effects
IEC : Flow measurements

Noen ISO, EN eller NS standarder for kraftanlegg:

NS-EN 45510 del 1 - 8 : Retningslinjer for anskaffelse av utstyr til kraftverk
Del 5 – 4: Vannturbiner, pumper for vannakkumulering og pumpeturbiner

ISO 1940/1: Krav til balansering av stive rotorer

ISO 7919: Vibrasjonsmåling på roterende aksler, generelle retningslinjer
7919-5: Maskiner i Vannkraftverk

ISO 10816: Vibrasjonsmålinger på stasjonære deler, generelle retningslinjer
10816-5: Maskiner i vannkraftverk

Litteratur:

[1] Veileder i planlegging, bygging og drift av små kraftverk.
[2] Kjølle, A.: Vannkraftmaskiner. Universitetsforlaget 1980, 2.utgave
[3] Sundby, G: Utdrag av forelesninger i Vannkraftmaskiner NTH
[4] Brekke, H: Konstruksjon av turbiner og pumper. Vannkraftlab. 1998.
[5] Kjølle, A.: Hydropower in Norway. Mechanical Equipment. NTNU 2001
[6] Raabe, J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen. VDI-Verlag GmbH 1989
[7] Kjølle, A.: Turbinskovler basert på bærevingteori. Rapport 2004:004, Vannkraftlaboratoriet NTNU 2004.
[8] Sølsnæs, L: Maskindeler
[9] Sundby, G.: Enkelte styrkeberegninger. Tapir forlag 1943.
[10] Waløen, Å.: Maskindeler. Institutt for Maskindeler NTH, 1966.
[11] Kjølle, A.: Oljehydraulikk. Tapir forlag 1995.
[12] Bjørnsgaard, A.: Kvalitetssikring vedrørende materialvalg til småturbiner. Notat datert 08.09.2005.
[13] Cahier des Charges: Spesification for inspection of steel castings for hydraulic machines. CCH 70-3. Case Postalle 3 – CH 1297 FOUNEX. (1996).

Denne serien utgis av Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE)

Utgitt i veilederserien i 2007

Nr. 1 Arne Kjølle, NTNU (red.): Veileder i kvalitetssikring av små vannturbiner

Nr. 2 Anne Sofie Risnes, Stig J. Haugen (red.): Veileder for kraftsystemutredninger (16 s.)

Nr. 3 Eilif Brodtkorb (NVE), Odd-Kristian Selboe (DN): Dokumentasjon av biologisk mangfold ved bygging av småkraftverk (1-10 MW). Revidert utgave (18 s.)