

Dimensjonering av utstyr i kraftverksvannveien

Forfatter: Ragnar Hartmann, Statkraft Engineering as

12.03.96

Dette manuskript er betalt av Energiforsyningens Fellesorganisasjon (EnFO) og kan fritt benyttes ved alle EnFOs nåværende og fremtidige kurs. Bruk til andre formål, omarbeidelser eller viderebearbeiding, krever forfatters godkjenning. Statkraft Engineerings eventuelle bruk av manuskriptet skal ikke skje slik at dette kommer i konkurranse med EnFOs virksomhet. Privatpersoner har anledning til å ta enkeltkopier når formålet er egen opplæring. Ved kopiering ut over dette for andre enn EnFO, Statkraft Engineering eller forfatter, må tillatelse på forhånd være innhentet fra EnFO.

Innholdsfortegnelse.

	Side
1. Hensikt og målsetting.	2
2. Symboler.	2
3. Dimensjonering og regelverk.	3
4. Sikkerhetsfaktorer.	5
5. Krefter og belastninger.	9
6. Strekk- og trykkspenning.	14
7. Enakset bøyespenning.	17
8. Toakset bøyespenning i plate.	19
9. Flensberegning.	22
10. Skjærspenning pga. skjærkraft.	23
11. Vridningsspenning (torsjon).	25
12. Flerakset spenningstilstand.	27
13. Knekking av stav.	28
14. Knekking av plate.	29
15. Utmatting.	30
16. Bruksgrensetilstand.	33
17. Litteratur.	37

1. Hensikt og målsetting.

Manuskriptet er laget i tilknytning til et kurs om luker, ventiler, rør og varegrinder. Primært mål er å øke forståelsen for hvordan en konstruksjon kan analyseres styrkemessig. Sekundært vil manuskriptet ved presentert tekst og litteraturhenvisninger kunne hjelpe den som måtte ønske å tilegne seg mer kunnskap.

Kursets målgruppe er personell ved vannverk og i kraftforsyning. Manuskriptet har imidlertid delvis blitt skrevet for den del av gruppen som har bygnings- eller maskiningeniørkompetanse. Det er likevel et håp at eksemplene som illustrerer det presenterte stoff, reduserer terskelen til forståelse.

Manuskriptet presenterer ulike konstruksjonstyper og belastningssituasjoner, men fremstillingen er ikke komplett, og det gis ingen teoretisk bakgrunn for presenterte formler. Av disse årsaker frarådes at man benytter manuskriptet ved dimensjonering uten samtidig å ha grunnleggende forståelse av hva som gjøres. Ved beregninger som kan bli av betydning for sikkerhet eller økonomi må manuskriptet ikke benyttes som referanse. For dette anbefales litteraturlistens titler.

2. Symboler.

Anvendte symboler er sammen med aktuelle måleenheter angitt i listen nedenfor. I flere tilfeller avviker disse symboler fra symbolene i de referanser formler er hentet fra. Årsaken er at man i manuskriptet har tilstrebet ensartet symbolbruk.

- a - lengde (mm).
- b - lengde (mm).
- d - diameter (mm).
- f - friksjonseksentrisitet ved rullemotstand (mm).
- f_{Hz} - svingefrekvens (s^{-1}).
- i - treghetsradius = $(I / A)^{0.5}$ (mm).
- k_s - sikkerhetsfaktor, forhold mellom "bruddlast" og tillatt last. Belastningen kan være kraft, trykk eller antall belastningsvariasjoner (ubenevnt).
- l - lengde (mm).
- l_k - knekk lengde for stav (mm).
- m - forholdstall mellom lineære dimensjoner (ubenevnt).
- n - antall belastninger (stk), eller svingemode.
- p - flatetrykk, ev. vanntrykk (MPa).
- q - belastning langs bjelke, etc. (N/mm).
- r - radius (mm)
- t - tykkelse (mm).
- x - variabel lengde (mm).
- A - areal (mm^2).
- B - profilbredde (mm).
- D - platestivhet = $E \cdot t^2 / (12 \cdot (1 - \nu^2))$ (N).
- E - elastisitetsmodul (MPa).
- F - kraft (last) (N).
- F_b - "bruddlast" for konstruksjon/struktur (N).
- F_d - dimensjonerende last for konstruksjon/struktur (N).

F_t	- tillatt bæreevne (last) for konstruksjon/struktur (N).
G	- skjærmodul (MPa)
H	- profilhøyde (mm).
I	- treghetsmoment (mm^4).
I_p	- polart treghetsmoment (mm^4).
M	- bøyemoment (Nmm).
M_v	- vridningsmoment (Nmm)
Q	- skjærkraft (N).
T	- flatemoment (mm^3)
W	- motstandsmoment (mm^3).
W_p	- polart motstandsmoment (mm^3).
α	- lineær temperaturutvidelseskoeffisient ($^{\circ}\text{C}^{-1}$).
ε	- relativ forlengelse (ubenevnt).
γ_f	- lastfaktor (i Damforskriftene kalt lastkoeffisient) (ubenevnt).
γ_m	- materialfaktor (i Damforskriftene kalt materialkoeffisient) (ubenevnt).
γ_v	- deformasjonsvinkel knyttet til skjærspenning og skjærmodul (ubenevnt).
δ	- lineær deformasjon (mm).
φ	- faktor for beregning av spenning i rektangulær eller sirk. plate (ubenevnt).
φ_v	- resulterende deformasjonsvinkel pga. vridning (ubenevnt, dvs.adianer).
λ	- slankhet = l_k / i (ubenevnt).
λ_{re}	- relativ slankhet = $(\lambda / \pi) \cdot (\sigma_F / E)^{0,5}$ (ubenevnt).
μ	- friksjonskoeffisient (ubenevnt).
ν	- Poissons konstant (ubenevnt).
ρ	- densitet (kg/m^3).
σ	- strekk-, trykk- eller bøyespenning (MPa).
σ_d	- dimensjonerende spenning = σ_F / γ_m (MPa).
σ_k	- knekkspenning (MPa).
σ_{kre}	- relativ knekkspenning = σ_k / σ_F (ubenevnt).
σ_B	- bruddspenning (strekkgrense) (MPa).
σ_E	- Euler-spenning = $\pi^2 \cdot E / \lambda^2$ (MPa).
σ_F	- flytespenning (MPa).
$\sigma_{0,2}$	- spenning som etter avlastning gir 0,2 % varig forlengelse (MPa).
τ	- skjærspenning (MPa).
τ_v	- vridningsspenning (MPa).

3. Dimensjonering og regelverk.

Ved dimensjonering fastlegges eller verifiseres en konstruksjons dimensjoner. Dimensjoneringen kan karakteriseres som en teoretisk undersøkelse av pålitelighet, funksjonalitet og økonomi. Mest fokusert blir vanligvis sikkerhet mot brudd.

Brudd-dimensjonering gjennomføres i overenstemmelse med regler, dimensjoneringsstandarder og forskrifter. For kraftverksluker i Norge anvendes Damforskriftene med tilhørende regler og NS 3472. Ifm. kraftverksrør av stål nyttes TBK. Mange byggherrer stiller dessuten egne krav i tillegg til de forannevnte.

Det er et faktum at Norges handelspolitiske tilnærming til det øvrige Europa med intensjon om fri flyt av varer og tjenester, aktualiserer bruk av andre beregningsstandarder enn de forannevnte. Dette sammen med det at ny forskrift skal avløse Damforskriftene, medfører at man i dette manuskript har valgt å dempe bindingen til forskrifter og standarder.

For beregninger som kan komme i tillegg til vanlig bruddkontroll, er det få generelle retningslinjer. Ofte må man ved slike problemstillinger etter beste skjønn selv forsøke å utarbeide noe som blir både korrekt og anvendbart, men de to hensyn lar seg til tider vanskelig forene. Eksempler på slike andre aktuelle beregningsoppgaver listes nedenfor. Nærmere behandling av de nevnte beregningene vil ikke bli gitt i dette manuskript.

- Økonomisk dimensjonering.
- Pålitelighetsanalyser.
- Vannføringsberegninger.
- Beregning av luftbehov for luker og ventiler.
- Temperaturberegninger (kontroll vedr. innvendig ising i frittliggende rør).

Ved nykonstruksjon er det en god regel å utforme strukturer slik at de ikke blir for kompliserte å beregne. Ifm. eldre konstruksjoner må man imidlertid ta de utfordringer som er. Det skal ikke legges skjul på at enkelte eldre konstruksjoner tidligere er behandlet noe lettvint. Ved de revurderinger som NVE krever skal gjennomføres i tilknytning til enkelte hovedtilsyn, er intensjonen at konstruksjonene skal vurderes mot dagens krav. Dette betyr at beregningsdokumentasjon også skal foreligge og at den om nødvendig må utføres på nytt. For den som revurderer, må det derfor stilles strenge krav til teoretisk kompetanse. Det forekommer eksempelvis at det ifm. eldre utstyr blir aktuelt å benytte bruddmekanikk. Slik teori kommer sjelden til anvendelse ved dimensjonering av nytt utstyr.

I spesielle tilfeller mener undertegnede det kan føre galt avsted å benytte moderne dimensjoneringsstandarder for evaluering av eldre utstyr. Dette gjelder særlig når utstyret skal utbedres eller modifiseres. Dagens standarder forutsetter moderne materialer med krav til seighet og sveisbarhet. For det eldre utstyret ble materialvalgene gjort i en tid da sveising var uaktuell som vanlig sammenføyingsmetode samtidig som man manglet egnet verktøy for teoretisk vurdering av sprøbrudd og utmatting. Ifm. dimensjonering og gjennomføring av konstruksjonsendringer på eldre konstruksjoner fremsettes derfor følgende råd:

- Vær varsom med å gå høyt i spenningsnivå.
- Belast ikke plater med strekkspenninger i tykkelsesretningen.
- Vurder all sveising i eldre bærende strukturer før sveisingen gjennomføres.

Stikkord: Sveisbarhet og innspenningsforhold.

- Gjør tiltak som bidrar til nødvendig reduksjon av sprøbruddrisiko.
Stikkord: Forhøyet arbeidstemperatur og avspenningsglødning.
- Ved bruk av moderne beregningsstandarder bør resultatene sammenholdes med generell teori. Vær klar over at eldre sprø materialer har mindre evne enn de moderne til å la spenningsspisser avlastes ved flyting.

4. Sikkerhetsfaktorer.

4.1. Sikkerhetsfaktorer generelt.

Forståelse av hva som menes med sikkerhet og hva en sikkerhetsfaktor egentlig er, bør den ha som ved dimensjonering er nødt til å bevege seg utenfor merket løype. "Sikkerhet" som emne er imidlertid behandlet i manuskriptet "Sikkerhets- og pålitelighetsteknikk". I det etterfølgende begrenser en seg til å drøfte sikkerhetsfaktoren k_s hvor betegnelsen "sikkerhet" har lite å gjøre med tilsvarende betegnelse i faget "sikkerhetsteknikk".

Regler:	Sikkerhetsfaktorer:
Damforskrifter med regler og anbefalinger:	Bruddgrensetilstand (mot flyting) Generelt: 1,68 Innstøpt platekasse: 1,32 Ulykkesgrensetilstand (mot flyting) Generelt: 1,1 Spesielt: < 1,0 (elastisk teori tillates)
DIN 19704 N= normal belastn. S= særlig belastn. E= ekstraord. belastn.	Mot flyting: Stålkonstr. Mask.del N: 1,5 2,5 S: 1,4 2,0 E: 1,3 1,25
NS 3479 / NS 3472:	Mot flyting: 1,10 - 1,44
Trykkbeholderbestemmelser (TBK):	Mot flyting: Generelt: RSt 37.2: 1,5 - 1,6 St 52.3: 1,5 - 1,7 Spesielle formler: 2,4 - 3,0
Veritas-regler, Diving Systems:	Mot flyting (innv. overtrykk): Ferritiske og martensittiske stål: RSt 37.2: 1,7 - 1,8 St 52.3: 1,7 - 1,9 Mot knekk (utv. overtrykk): 1,41 - 2,45
Praksis ved norsk turbindimensjonering:	Mot flyting: 1,8 - 2,5
Prof. Åge Ø. Waløen, Maskindeler, bind I:	Mot flyting: 1,3 - 1,8 (strekk + trykk) Mot flyting: 1,0 - 1,8 (bøy) Mot brudd: 2,0 - 3,0 Mot knekk: 1,4 - 3,0 (krum stav) Mot knekk: 2,0 - 5,0 (Euler) Mot utmatting: 1,3 - 2,0

Figur 4.1: Sikkerhetsfaktor i ulike dimensjoneringsstandarder, regelverk, etc.

Sikkerhetsfaktoren knyttes som regel til bruddsikkerhetsverifikasjonen for en konstruksjon eller struktur og kan være forholdet mellom bruddlast F_b og tillatt last F_t . I noen tilfeller erstattes kraftforholdet med et tilsvarende trykkforhold eller forhold mellom belastningscykler. I beregninger fremkommer k_s ofte som forholdet mellom flytespenning og tillatt spenning, referert til dimensjonerende belastning.

Sikkerhetsfaktorens størrelse kan variere fra en dimensjoneringsstandard eller regelverk til et annet. I figur 4.1 sammenstilles sikkerhetsfaktorer fra ulike referanser. Korrosjonsfradraget som vanligvis benyttes for vannkraftutstyr utført i ulegert/lavlegert stål, kommer som tillegg og vil i praksis ved egnet korrosjonsbeskyttelse og ansvarlig vedlikehold øke sikkerhetsfaktoren noe.

Størst sikkerhetsfaktor er tradisjonelt anvendt ved turbindimensjonering. Lavest verdi får man når vanlige stålkonstruksjonsstandarder anvendes. Damforskriftene med sine regler og anbefalinger faller mellom Trykkbeholderbestemmelsene (TBK) og Veritas: "Rules for Certification of Diving Systems, 1988" (RCDS). Dog spesifiserer Damforskriftene generelle minimumskrav. Hvor spesielle forhold tilsier det, kan det være riktig å endre sikkerhetsfaktoren ift. Damforskriftenes krav.

Det må imidlertid påpekes at sikkerhetsfaktoren ikke nødvendigvis uttrykker sikkerhetsnivået for de konstruksjoner den anvendes for. Vel så ofte sier sikkerhetsfaktoren noen om beregningsnøyaktigheten. Av denne grunn kan det også hevdes at betegnelsen sikkerhetsfaktor er missvisende. Et bedre uttrykk ville vært usikkerhetsfaktor. Ved knekkberegninger hvor både beregningsmessig og faktisk bruddgrense knyttes til flyting, har det således vært vanlig å operere med noe høyere sikkerhetsfaktor enn det man tilsvarende gjør for en tilstand med ren strekkspenning. For sistnevnte tilfelle blir flytegrensen den beregningsmessige bruddgrense, mens virkelig brudd ofte skjer først når materialspenningen har nådd bruddspenning.

4.2. Damforskriftene.

Damforskriftenes "gule" tilleggsdel med dimensjoneringsregler, bygger for ståldelers vedkommende på NS 3472, men viser også til DIN 19704. Sistnevnte standard spesifiserer ulike sikkerhetsfaktorer avhengig av materialspenningstype og belastningskategori, mens Damforskriftene og NS 3472 anvender begrepene lastkoeffisient γ_f og materialkoeffisient γ_m . Her blir sikkerhetsfaktoren: $k_s = \gamma_f \cdot \gamma_m$.

Damforskriftenes hovedregelen er γ_f lik 1,2. For innstøpte platekasser reduseres γ_f til 1,1. Redusert lastkoeffisient tillates også ved dimensjonering med ulykkesbelastninger og belastninger som følge av krigshandlinger. Da settes γ_f lik 1,0. Lastkoeffisient 1,0 benyttes dessuten for krefter som i kombinasjon med andre krefter virker gunstig. En diskuterbar regel gjelder kontroll av utmattingsgrensetilstand. Her tillates det at utmattingsberegning sløyfes hvis γ_f ved statisk beregning settes lik 1,4.

Materialkoeffisienten γ_m skal etter hovedregelen være 1,4, men kan reduseres til 1,2 for innstøpte platekasser. Ved beregninger med ulykkesbelastning eller belastning som følge av krigshandling tillates 1,1.

Damforskriftenes henvisning til DIN 19704 som beregningsstandard kan muligens tolkes dit hen at en beregning utført iht. den tyske norm med de sikkerhetsfaktorer som her gis, vil bli godkjent av NVE.

4.3. TBK og Rules for Certification of Diving Systems.

Ved dimensjonering av kraftverksrør for innvendig overtrykk har det vært vanlig å legge TBK til grunn. Denne og RCDS har det til felles at de for positive membranspenninger (strekkspenninger) angir en tillatt spenning som skal være minste verdi av $\sigma_{0,2}/k_{s1}$ og σ_b/k_{s2} .

TBK:	Generelt:	$k_{s1} = 1,5$	$k_{s2} = 2,4$
RCDS:	Ferrittiske/martensittiske stål:	$k_{s1} = 1,8$	$k_{s2} = 2,7$
RCDS:	Austenittiske stål:	$k_{s1} = 1,5$	$k_{s2} = 2,7$
RCDS:	Aluminiumslegeringer:	$k_{s1} = 1,5$	$k_{s2} = 4$

For knekking av skallkonstruksjoner med utvendig overtrykk, angir RCDS en sikkerhetsfaktor sammensatt av 4 ulike koeffisienter:

- Lastkoeffisient: $\gamma = 1,1 - 1,3$ (Trykkavhengig)
- Materialkoeffisient: $\gamma_m = 1,15$ (For stål)
- Geometrikoeffisient: $\psi = 0,75 - 0,9$ (Avhengig av skalltype)
- Geometrikoeffisient: $\kappa = 1,0 - 1,3$ (Avhengig av slankhet λ)

Resulterende sikkerhetsfaktor blir $k = \gamma \gamma_m \kappa / \psi$, og har tallverdi mellom grensene 1,41 og 2,52.

4.4. "Finite elements"-beregning.

Sikkerhetsfaktorene foran er fastlagt med tanke på globale spenninger slik disse fremkommer ved vanlige beregningsformler. I de senere år har beregninger med "finite elements" fått utbredelse. Et problem blir da at det avdekkes lokale spenningsspisser som ikke fremkommer ved konvensjonelle beregninger. Eksempelvis blir lokale spennings-spisser ved et hull i en plate 3 ganger større enn global spenning.

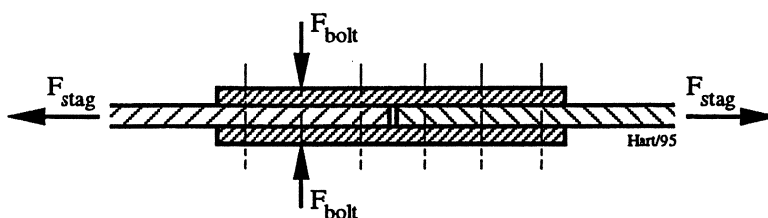
Hvordan disse skal vurderes ift. beregningsstandardenes tillatte spenningsnivåer, er det i dag ikke omforenede regler for. Undertegnede er av den oppfatning at man i hvert enkelt tilfelle må vurdere alle usikkerheter som inngår i dimensjoneringsanalysen. Til støtte ved dette kan man eksempelvis benytte [16] hvor sikkerhetsfaktoren i kapittel 4.9 presenteres

som en usikkerhetsfaktor sammensatt av ulike bidrag. Her må man imidlertid også være klar over at mens [16] forutsetter at de ulike usikkerheter settes sammen ut fra sannsynlighetsbetraktning av ekstremalverdiers samtidige opptreden, taler "Damforskriftenes ånd" for at det er den direkte sum av ekstremalverdier som skal benyttes.

Finner man ved en "finite elements"-beregning uakseptable spenningsspisser, blir det viktig at også beregningen vurderes. Det hender at "uakseptabel" spenning skyldes uheldig elementinndeling og har således lite å gjøre med virkelighet.

4.5. Avledete størrelser.

I noen tilfeller kan det være grunn til å spørre om det skal regnes "lastfaktor på lastfaktor". Problemet oppstår fordi lastfaktoren slik den fremkommer i Damforskriftene, ikke entydig angir usikkerhet for belastning, men inngår som generelt bidrag til resulterende sikkerhetsfaktor. Som illustrasjon av dette kan man se på et strekkstag skjøtet med lasker og bolter som vist i figur 4.1.



Figur 4.1: Skjøt på strekkstag.

Kraften F_{stag} forutsettes overført ved friksjon fra den ene stagdel til den andre via viste lasker. Friksjonskreftene fremskaffes ved forspenning av de seks boltene som det er inntegnet senterlinjer for i laskeskjøtens halvdel. Med friksjonskoeffisient μ må F_{bolt} være større enn: $\mu \cdot F_{stag} / 6$.

Tenker en seg at strekkstaget bærer vekten av et konstruksjonselement, blir F_{stag} multiplisert med lastfaktor (1,2). I tillegg må det i ulikheten benyttes minste forventede verdi av μ (eks.: $0,7 \cdot \mu_{tabell}$) samtidig som det bør være en viss overkapasitet for boltkraften (eks.: 1,2). Forspenning av boltene med momentnøkkel, medfører dessuten også usikkerhet, som regel $\pm 30\%$. Nominell tilsetning ved denne type forspenningsregistrering må derfor settes slik at man med rimelig sikkerhet får den nødvendige boltkraft. Det kan derfor bli aktuelt å multiplisere sistnevnte med faktor 1,3 for å få nominell boltkraft.

Ved fasthetskontroll av boltene bør man imidlertid forholde seg til det nominelle tilsetningsmomentet, tillegge aktuell usikkerhet for boltkraften (1,3) og multiplisere med lastfaktor (1,2). Ift. teoretisk beregning uten justering for usikkerhet og lastfaktorer får man med de antydte enkelt-faktorerer en resulterende faktor på nærmere 4,2.

Tankegang som angitt foran benyttes ikke i en beregningsstandard som TBK. Her anbefales det riktignok at boltforspenning kontrolleres ved måling av forlengelse. Hvordan man med dette kommer ut med usikkerhet ift. det forannevnte, er noe som vil variere fra et design til et annet.

4.6. Eksempel: Vannlast.

For en damluke er midlere dybde ift. HRV 98 m. Vanntrykkbelastet flate er $6,80 \text{ m}^2$. Damforskriftene krever lastfaktor 1,2.

Dim. vannlast: $F = \gamma_f \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot A = 1,2 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 98 \cdot 6,80 = 7\,885\,000 \text{ N}$

Kommentar: Dimensjonerende vannlast skal være største last som kan forekomme. Samtidig er imidlertid h meget nær det maksimalt opptredende trykk som inntreffer ved PMF (påregnelig maksimalflom). Påslag med 20 % som γ_f innebærer, kan derfor her ikke begrunnes ut fra objektiv vurdering av belastningsusikkerhet.

4.7. Eksempel: Dimensjonerende spenning.

Et lukeblad skal produseres av lavlegert stål med $\sigma_F = 230 \text{ MPa}$. Iht. Damforskriftenes tilhørende regler settes materialfaktoren til 1,4. Dimensjonerende spenning som beregnede spenninger skal sammenlignes med, kan man finne til:

Dimensjonerende spenning: $\sigma_d = \sigma_F / \gamma_m = 230 / 1,4 = 164 \text{ MPa}$

5. Krefter og belastninger.

5.1. Belastningstyper

Ved dimensjoneringsoppgaver må man innledningsvis bestemme aktuelle krefter. Disse kan være av ulik type, gruppert som angitt nedenfor:

- Hydrostatiske krefter.
- Hydrodynamiske krefter.
- Friksjonskrefter.
- Krefter pga. istrykk.
- Aksellerasjons- og retardasjonskrefter.
- Krefter pga. temperaturvariasjoner.
- Krefter pga. egenvekt.
- Trafikkbeltninger.

Krefter som inngår i analyser av brudd- eller ulykkesgrensetilstand, skal iht. Damforskriftenes regler være multiplisert med lastfaktor som angitt i kapittel 4. For krefter som

inngår i beregninger for utmattingsgrensetilstand og bruksgrensetilstand, er derimot reglene diffuse. Når det gjelder lastfaktor for bruksgrensetilstanden, kommer en tilbake til denne i kapittel 16.

Hydrostatiske og hydrodynamiske krefter omtales i manuskriptet "Strømningsteknikk i kraftverksvannvei". Spesielle belastningsforhold får man imidlertid for innstøpte konstruksjoner som platekasser og rør. Belastningene inndeles her i driftsbelastninger og belastninger ved montasje, innstøping og injeksjon.

5.2. Belastninger for innstøpt platekasse.

For driftsbelastning på platekasser stiller Damforskriftene intet krav om dimensjonering for innvendig overtrykk. Derimot spesifiseres det kontroll mot innbuling pga. utvendig overtrykk:

- Oppstrøms platekasse: Trykkforskjellen fra utside til innside settes lik innvendig hastighetshøyde.
- Nedstrøms platekasse: Trykkforskjellen fra utside til innside settes ved luken lik det dimensjonerende trykk. Herfra avtar trykkforskjellen lineært til 1/3 ved platekassens nedstrøms ende.
- Det skal tas hensyn til belastningene ved støping og injeksjon.

For innstøpingskreftene anbefaler undertegnede at verdiene nedenfor legges til grunn. Damforskriftene krever i tillegg lastfaktor $\gamma_f = 1,1$.

- | | |
|--|-------------------|
| - Støpetrykk under platekasse: | 100 kPa |
| - Opptrykk regnet under hele bunnen: | 25 kPa |
| - Sidekraft på grunn av skjev støping: | 6000 N/m (lengde) |
| - Støpetrykk mot overside medstivnet betong under platekassen: | 25 kPa |
| - Injeksjonstrykk mot plater: | 300 kPa |

I spesielle tilfeller med korte platekasser eller sirkulære rørpansringer som tåler høye utvendige overtrykk, bør det vurderes å tillate at injeksjonstrykket mot konstruksjonen økes til det trykk som benyttes ved injeksjonen i betongproppen og mellom denne og fjellet. Dette er vanligvis lik det maksimale fremtidige vanntrykk

Vedr. belastning på innstøpte konstruksjoner pga. innvendig vanntrykk, er det vanlig at man for platekasser ser bort fra dette. Det forutsettes da at kreftene overføres til betong og opptas i denne eller videreføres til fjell. Her bør imidlertid forutsetningene være gjennomtenkt. En tynn betongplate med vanlig svinnarmering påstøpt en platekassens side, rettferdiggjør eksempelvis ikke betegnelsen "innstøpt platekasse" uten at betongplaten er i stand til å oppta kreftene fra platekassens innvendige trykk.

5.3. Innstøpte rør.

Innstøpte rør er ikke underlagt Tilsynsforskriften. Et unntak er dog hvis det innstøpte rør er oppstrøms pansring for en tverrslagsport. Damforskriftene kommer dessuten til anvendelse hvis et innstøpt rør er montert i en dam. Ut over generelle krav til bygningskonstruksjoner er en anleggseier ikke pålagt noe regelverk for belastningsfastsettelse. Reglene som antydes i det etterfølgende blir derfor å anse som bransjepraksis og har sitt opphav i beregningsprosedyrer fra en tid før lastfaktoren var "oppfunnet". Av denne grunn benyttes det ikke lastfaktor ved beregning av innstøpte rør. Nevnte konstruksjoner blir dessuten dimensjonert for innvendig trykk. Forskjellen i beregningsforutsetninger som man følgelig har mellom innstøpte rør og platekasser, kan synes ulogisk.

For innstøpte rør forutsettes det at det innvendige vanntrykk i helhet balanseres av tangensialspenningene i rørveggen. Enkelte forsøk indikerer at det kan være 25 - 50 % av kreftene som videreføres til fjell. Fordi spenningstilstanden i et fjellmassiv ikke er isotrop, blir imidlertid denne kraftoverføringen meget kompleks og kan i utgangspunktet ikke forutsettes konstant rundt omkretsen.

Som dimensjonerende innvendig overtrykk benyttes det enkelte tverrsnitt maksimale statiske vanntrykk tillagt dynamisk trykkøkning ved ugunstigste aktuelle retardasjon av vannstrømmen. Lastfaktor benyttes ikke. Man tar heller ikke eventuelle utvendige poretrykk med ved fastleggelsen av det resulterende innvendig dimensjonerende overtrykk.

Ved dimensjonering av innstøpte rør med store tverrsnitt kan innknekking som følge av utvendig poretrykk ved tømt rør, bli vel så viktig som det innvendige overtrykket. For fastleggelsen av nevnte poretrykk har det vært ulik praksis. De mest vanlige regler har vært å sette utvendig trykk lik maksimalt statisk innvendig trykk, lik vertikal avstand opp til fri fjelloverflate eller lik vertikalkomponenten for perpendikulæren ut til den frie fjelloverflaten. Seriøs prosedyre tilsier dog at dimensjonerende utvendig overtrykk vurderes av kvalifisert ingeniørgeolog.

5.3. Frittliggende rør.

Rapporten "Kraftverksrør. Prosjektering, drift og vedlikehold" [3] gir god oversikt vedr. krefter som det ved denne type konstruksjoner må tas hensyn til. I tillegg kan det også vises til NVEs "Retningslinjer for glassfiberarmerte kraftverksrør".

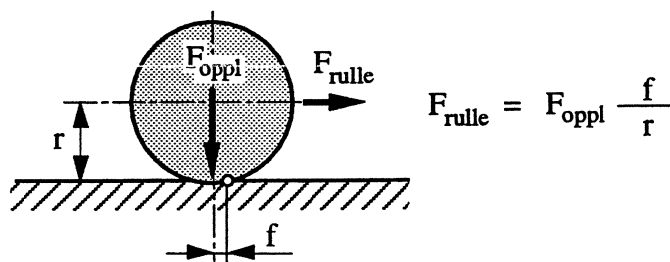
5.4. Friksjonskrefter.

For ulike materialkombinasjoner spesifiserer Damforskriftenes regler friksjonskoeffisienter, se referert liste i det etterfølgende. Dette er maksimalverdier man skal benytte ved fastleggelse av manøvreringskapasitet. Dimensjoneres derimot friksjonsforbindelser, blir

det minimumsverdier som må benyttes. Disse får selvsagt lavere verdi enn de foran-
nevnte.

Rullemotstand F_{rulle} , bestemmes som vist i figur 5.1 ved hjelp av f , se neste side.

Når det gjelder friksjonskoeffisientene som refereres fra Damforskriftenes regler, kan det påpekes at det tidligere, før 60-tallet, var vanlig å regne friksjonskoeffisient 0,4 for stål mot bronse/messing. Dette innebærer at mange luker nå, ut fra dagens krav, har underdimensjonerte manøvreringsinnretninger. Nevnes kan det også at målinger utført på eldre luker viser at 0,6 faktisk blir en realistisk friksjonskoeffisient.



Figur 5.1: Rullemotstand for lukehjul.

- Glideluke: Usmurt glidelist av bronse/messing mot stål: $\mu = 0,6$
- Rulleluke: Usmurte bronselager: $\mu = 0,2$
- Rulleluke: Spesialglidelager: $\mu = \text{ned til } 0,15$
- Rulleluke: Rullemotstand: $f = 0,05 \text{ mm}$
- Pakninger: Gummi, neopren, etc. mot stål: $\mu = 0,7 - 0,9$

Selv om glidelister med spesielle lavfriksjonsbelegg anvendes, frarådes det at det for glideluker nyttes vesentlig lavere friksjonskoeffisient enn angitt foran. I den senere tid har det vært utspill med tanke på å benytte reduserte friksjonskoeffisientene ifm. spesielle materialvalg. Dette har sammenheng med at redusert friksjonskoeffisient minsker spillkapasitetsbehovet. Faktum er dog at langtidserfaring med de aktuelle materialkombinasjonene mangler. Et av de aktuelle spørsmål er om fremmedpartikler etter års bruk kan bake seg inn i myke flater og ved dette øke friksjonen.

5.5. Istrykk.

Istrykk oppstår når is utvider seg pga. temperaturstigning. Kraften varierer med istykkelse og beskaffenhet. "Forskrifter for dammer" oppgir i avsnitt 6.5.3 at istrykket har størst verdi ved 50 cm istykkelse, men at trykket reduseres hvis isen ved utvidelse får anledning til å gli opp langs slak damskråning eller svakt stigende strand.

Damforskriftenes generelle krav er at istrykket i hvert enkelt tilfelle skal vurderes med kompetent ekspertise. En vanlig fastsettelse av islasten blir imidlertid 100 kN/m og at den forutsettes å angripe 0,25 meter under HRV.

5.6. Temperaturvariasjoner og temperaturkrefter.

For fastsettelse av krefter som følge av temperaturvariasjoner, kan det vises til DIN 19704. Retningslinjer for hvilke temperaturvariasjoner som bør påregnes, blir iht. denne norm:

- Konstruksjoner som konstant eller tidvis ligger helt eller for størstedelen over vannnivået, $\pm 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Konstruksjoner som konstant eller tidvis kun med en mindre del ligger over vannnivået eller som er beskyttet mot større temperaturvariasjoner, $\pm 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Konstruksjoner som er konstant dykket, $\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

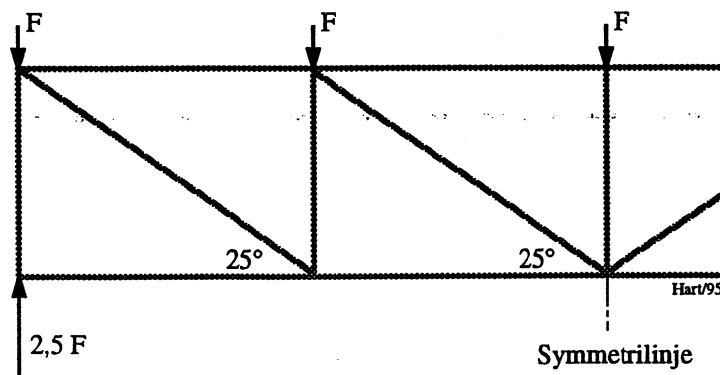
Temperaturvariasjonene blir dernest å omregne til deformasjon. I følge DIN 19704 skal den lineære temperaturutvidelseskoeffisienten for dette settes til $\alpha_{\text{stål}} = 1,2 \cdot 10^{-5}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$. Fastholdes en konstruksjon slik at temperaturdeformasjonen hindres, kan materialspenninger og temperaturkrefter beregnes vha. materialets elastisitetsmodul E.

5.7. Trafikkbelastninger.

Vedr. trafikkbelastninger viser Damforskriftene i punkt 6.7 til lastforskrifter i veinormalene fra Statens Vegvesen. I tillegg til dette bør man dimensjonere trinn og gangbaner iht. DIN 19704 med flatebelastning 2500 Pa. Det kan også være aktuelt å kreve at deler av en konstruksjon hvor personer kan stå eller klatre, må tåle minst 1000 N plassert som punktlast på ugunstigste sted.

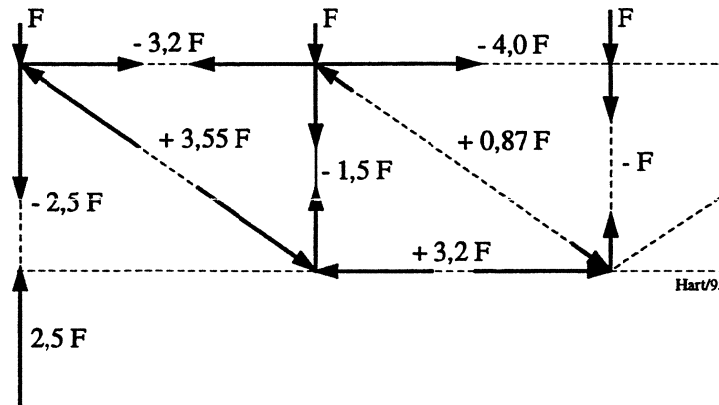
5.8. Krefter i fagverk.

Enkelte eldre lukekonstruksjoner er utført med fagverk. Skal disse revurderes, kan beregningsarbeidet bli omfattende hvis opprinnelige beregninger ikke er tilgjengelige og stagkreftene må fastlegges og analyseres på nytt.



Figur 5.2: Fagverk med ytre belastninger.

En oversiktlig metode som reduserer muligheten for at man "går seg vill" i fagverket, er den grafiske. Da tegnes fagverket opp i egnet målestokk og påføres aktuelle belastninger. Metoden illustreres i figur 5.2 og figur 5.3. Ytre belastninger angis i førstnevnte, mens figur 5.3 også inneholder stavkrefter. For det enkelte knutepunkt kan man kontrollere kraftbalansene visuelt ved måling av vektorer. Vanlig tilnærming er at alle knutepunkter betraktes leddet og at de følgelig ikke overfører bøyemomenter.



Figur 5.3: Fagverk med ytre belastninger og stavkrefter.

6. Strekk- og trykkspenning.

6.1. Normalspenning

Normalspenning er kraft overført gjennom et enhetstverrsnitt som ligger perpendikulært kraftretningen. Strekk- og trykkspenninger kan begge oppfattes som normalspenninger. Blir en strekkstav med tverrsnitt A utsatt for strekk F , fås:

Strekkspenningen: $\sigma = F / A$

6.2. Flatetrykk for glidelister.

Flatetrykket på glidelukers glidelister beregnes ved: $p = F / A$. Med bronse mot rustfritt stål har det vært vanlig å sette maksimalt tillatt flatetrykk til 10 MPa. Lastfaktor 1,2 forutsettes da innregnet. En ser imidlertid bort fra kantpress og regner kraften jevnt fordelt på den belastete flate.

Det er grunn til å påpeke at usmurte opplagringsflater hvor det blir bevegelse mellom flatene, bør ha ulike hardheter. For dette blir det vanligvis anbefalt en forskjell på minst 50 HB.

6.3. Hjultrykk.

Hertz-spenning beregnes for rullelukers opplagringer. Har hjul og skinne samme elastisitetsmodul E , blir:

$$\text{Hertz-spenning:} \quad \sigma_{HE} = 0,42 \cdot (F \cdot E / (B \cdot r))^{0,5}$$

$$\text{Damforskriftenes krav:} \quad \sigma_{HE} < 1,4 \cdot \sigma_B$$

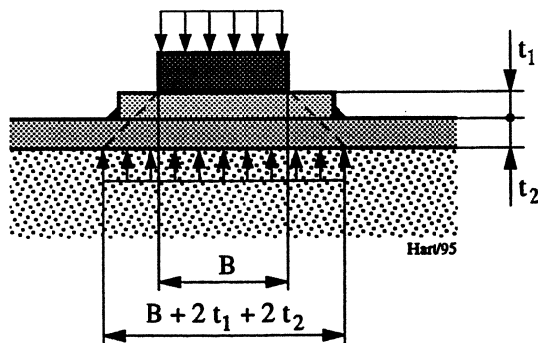
B og r er henholdsvis hjulbanens bredde og radius. Strekkgrensen σ_B gjelder forbindelsens svakeste materiale.

Formlene har vært benyttet ved hjultryll opp mot 1000 kN. For høytrykks nødstengeluker med hjultrykk opp mot 2000 kN, er mer avanserte beregningsmodeller tatt i bruk.

Ved fastleggelsen av hjultrykk er det et vesentlig at kreftene fra lukebladert fordeles til hjulene som forutsatt. Dette kan nødvendiggjøre presisjonsmaskinering av hjulinnfestninger og føringer eller at lukebladet oppdeles i boggier.

6.4. Flatetrykk mot betong.

Grense for maksimalt flatetrykk fra ståldeler, mot standardbetong er 10 MPa. I dette blir lastfaktor 1,2 innregnet.



Figur 6.1: Flatetrykk mot betong.

Føres kreftene gjennom lister og stålplater er det vanlig å fordele lasten utover med vinkel 45° , se figur 6.1.

Økes betongens fasthet ut over det vanlige, tåler den selvsagt også større flatetrykk enn forannevnte 10 MPa. Flatetrykket kan likeledes økes hvis betongen er godt understøttet sideveis.

6.5. Membranspenninger i sfæriske og sylindriske skall.

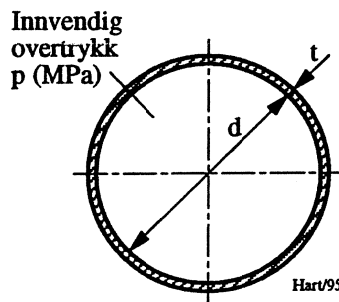
Ved kuleskall og tynnvegget rør utsatt for innvendig overtrykk som vist i figur 6.2, kan ligninger for membranspenninger lett utledes.

Kulespenning: $\sigma = p \cdot d / (4 \cdot t)$

Sylinderspenning tangensielt: $\sigma_t = p \cdot d / (2 \cdot t)$

Sylinderspenning aksielt: $\sigma_a = p \cdot d / (4 \cdot t) = \sigma_t / 2$

Angitte aksialspenning opptrer i sylindervegg hvis røråpningen er tett. Kulespenningen blir selvsagt lik i alle skallretninger.



Figur 6.2: Cylinder / kule med innvendig overtrykk.

For både sfæriske og sylindriske skall avhenger spenningsangivelsen foran av at virkelig geometri overenstemmer med den teoretiske. Avvik som oppstår ved sveising, dårlig tilpassing, etc., kan gi betydelige tilleggsspenninger. Formlene gjelder heller ikke når sylindriske rørlengder skjøtes slik at røraksene danner vinkel med hverandre.

6.6. Eksempel: Aksialspenning i gjenget bolt.

En bolt M16 utsettes for 25 000 N strekk. Gjengene har kjernetverrsnitt 141 mm². Boltspenning referert til kjernetverrsnitt blir:

Boltspenning: $\sigma = F / A = 25000 / 141 = 177 \text{ MPa}$

Spenningen er beregnet ut fra kjernetverrsnittet. Vanlig er det også å benytte spennings-tverrsnittet. Data for spenningstverrsnitt referert til ulike gjengetyper og dimensjoner fremgår av [16]. For M16 blir eksempelvis dette 157 mm².

6.7. Eksempel: Membranspenninger i rør.

Et rør DN 200 med veggtykkelse 5 mm har 12 bar innvendig overtrykk (inkludert lastfaktor). Rørenden er stengt med ventil. Det regnes 1 mm rustfradrag på både innvendig og utvendig flate.

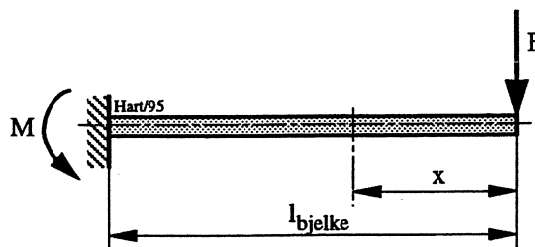
Vanntrykk: $p = 12 \text{ bar} = 12 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 1,2 \text{ MPa}$

Tangensialspenning: $\sigma_t = p \cdot d / (2 \cdot t) = 1,2 \cdot 200 / (2 \cdot (5 - 2)) = 40 \text{ MPa}$
 Aksialspenning: $\sigma_a = \sigma_t / 2 = 33 / 2 = 20 \text{ MPa}$

7. Enakset bøyespennning.

7.1. Bøyebelastning for bjelke.

Bøyespennning oppstår når stav eller bjelke utsettes for et bøyemoment M . Forholdet illustreres i figur 7.1 hvor en utkraget bjelke er belastet med kraft F .



Figur 7.1: Momentbelastet kragbjelke.

Langs bjelken er bøyemomentet gitt ved produktet $F \cdot x$. Dette får maksimal størrelse ved innfestingen til venstre. Har bjelken motstandsmoment W , gis maksimal bøyespennning ved:

$$\sigma_{\max} = M_{\max} / W = F \cdot x_{\max} / W = F \cdot l_{\text{bjelke}} / W$$

Formler for bøyemomentets variasjon langs bjelker avhengig av belastning og opplagingsbetingelser gis i en rekke håndbøker. Av slike angis [14], [6] og [5] i kapittel 17. I de samme håndbøker vil man finne tverrsnittdata med bl.a. motstandsmoment W . En må imidlertid være oppmerksom på at disse ikke er korrigert mhp. rustfradrag.

Belastningen på forannevnte bjelke medfører at bjelken får trykkspenninger i underkant og strekkspenninger i overkant. Mellom over- og underkant endres bøyespenningen lineært. Dette er avhengig av at materialet oppfører seg iht. Hooks lov, dvs. har konstant elastisitetsmodul E . Forangitte bøyespenningsformel gjelder således ikke for grått støpejern.

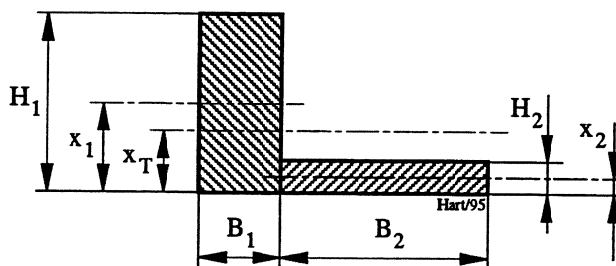
7.2. Plate opplagret på bjelker.

Plane lukeblad hvor frontplaten ligger opplagret på horisontale støttebjelker, kan regnes som en bjelke som spenner fra støttebjelke til støttebjelke. I praksis er riktignok platen et platefelt opplagret langs alle 4 sidekanter. Den todimensjonale spenningstilstanden som ved dette oppstår, er nærmere belyst i neste kapittel. Er imidlertid den ene sidekanten mer enn dobbelt så stor som den andre, blir likevel platefeltbetraktningen mindre nødvendig. Da er det endimensjonal "bjelkeeffekt" som dominerer.

7.3. Beregning av treghetsmoment.

Har man å gjøre med ikke-symetriske bjelketverrsnitt, kan det ved beregning være praktisk å benytte treghetsmomentet I i stedet for motstandsmomentet W . Ved fastleggelse av treghetsmoment benytter man seg ofte av at dette for et rektangulært profil med høyde H og bredde B er $I_{\text{rek}} = B \cdot H^3 / 12$. Tilsvarende størrelse for sirkulært tverrsnitt blir $I_{\text{sirk}} = \pi \cdot d^4 / 64$.

Fastleggelsen av treghetsmomentet for et tverrsnitt som vist i figur 7.2 begynner med bestemmelse av profilens nøytralakse. Avstanden denne har fra profilens grunnlinje utregnes som forholdet mellom flatemomentet om grunnlinjen og profilens areal. Derneft regnes treghetsmomentene for tverrsnittets enkeltdeler. Beregningen avsluttes med fastleggelse av resulterende treghetsmoment vha. Steiners sats.



Figur 7.2: Bjelketverrsnitt.

Arealer:	$A_1 = B_1 \cdot H_1$ og $A_2 = B_2 \cdot H_2$
Flatemomenter:	$T_1 = A_1 \cdot x_1$ og $T_2 = A_2 \cdot x_2$
Nøytralaksebeliggenhet:	$x_T = (T_1 + T_2) / (A_1 + A_2)$
Treghetsmomenter:	$I_1 = B_1 \cdot H_1^3 / 12$ og $I_2 = B_2 \cdot H_2^3 / 12$
Res. treghetsmoment:	$I_{\text{res.}} = I_1 + A_1 \cdot (x_1 - x_T)^2 + I_2 + A_2 \cdot (x_2 - x_T)^2$

7.4. Eksempel: Spenninger i frontplate på tvers av bjelkeretning.

Frontplaten for et lukeblad er sveist til oppstrøms kant av plateribber med senteravstand 400 mm. Frontplaten har tykkelse 25 mm. Dimensjonerende vanntrykk, inkl. lastfaktor, er 0,74 MPa = 0,74 Nmm².

Fordi frontplatebelastningen er tilnærmet symmetrisk om ribbene, blir vinkeldeformasjonen her lik null. Platen anses derfor som 2-sidig fast innspennet bjelke med enhetsbredde 1 mm, lengde 400 mm og belastning $q = 0,72$ N/mm. Det forutsettes 1 mm rustfradrag på hver side.

Maks. moment iht. håndbok:	$M = q \cdot l_{\text{bjelke}}^2 / 12 = 0,72 \cdot 400^2 / 12 = 9600$ Nmm
Treghetsmoment:	$W = B \cdot H^2 / 6 = 1 \cdot (25 - 2)^2 / 6 = 88,2$ mm ³
Maksimal bøyepening:	$\sigma = M / W = 9600 / 88,2 = 109$ MPa

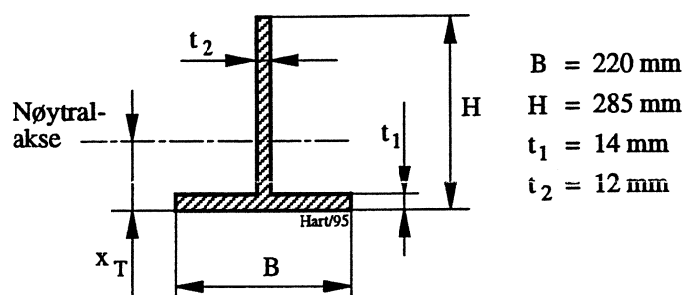
7.5. Fastleggelse av treghetsmoment og bøyespenning i T-profil.

En bjelke har tverrsnitt som vist i figur 7.3. Dimensjonene er inkludert rustfradrag. Maksimalt bøyemoment om angitt nøytralakse har blitt bestemt til 36 000 kNm.

Profilets areal:

$$A_1 = B \cdot t_1 = 220 \cdot 14 = 3080 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = t_2 \cdot (H - t_1) = 12 \cdot (285 - 14) = 3252 \text{ mm}^2$$



Figur 7.3: Tverrsnittprofil.

Nøytralaksens beliggenhet:

$$\begin{aligned} x_T &= (A_1 \cdot t_1 / 2 + A_2 \cdot (H + t_1) / 2) / (A_1 + A_2) \\ &= (3080 \cdot 7 + 3252 \cdot 299 / 2) / (3080 + 3252) \\ &= 80 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tregghetsmomenter:

$$\begin{aligned} I_1 &= B \cdot t_1^3 / 12 = 220 \cdot 14^3 / 12 = 50\,000 \text{ mm}^4 \\ I_2 &= t_2 \cdot (H - t_1)^3 / 12 = 12 \cdot (285 - 14)^3 / 12 \\ &= 19\,900\,000 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Resulterende tregghetsmoment iht. Steiners sats:

$$\begin{aligned} I_{\text{res.}} &= I_1 + A_1 \cdot (x_T - (t_1 / 2))^2 + I_2 + A_2 \cdot (((H + t_1) / 2) - x_T)^2 \\ &= 50000 + 3080 \cdot (80 - 7)^2 + 19900000 + 3252 \cdot (((285 + 14) / 2) - 80)^2 \\ &= 50000 + 16413000 + 19900000 + 15708000 = 52\,100\,000 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Med angitt bøyemoment M er bøyespenningene øverst og nedert henholdsvis:

$$\sigma_{\text{ø}} = (M / I) \cdot (H - x_T) = (36\,000\,000 / 52\,100\,000) \cdot (285 - 80) = 142 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{n}} = (M / I) \cdot x_T = (36\,000\,000 / 52\,100\,000) \cdot 80 = 55 \text{ MPa}$$

8. Toakset bøyespenning i plate.

8.1. Generelt.

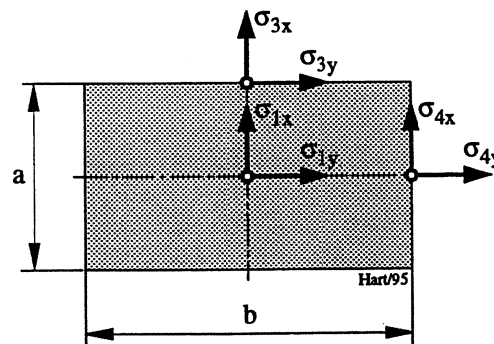
Ifm. toakset spenningstilstand i plater kan to strukturelementer fremheves, dels fordi de går igjen i mange vannkraftkonstruksjoner, dels fordi fasthetsberegningene forenkles ved bruk av ferdige algoritmer. Elementene er:

- Rektangulære plater med jevnt fordelt belastning, opplagret langs sidekantene.
- Plane rotasjonssymmetriske plater med rotasjonssymmetrisk belastning og opplagring

Førstnevnte element kan være i lukebladet for rulle- og glideluker hvor en plan rektangulær plate ligger fastsveist på et ribbesystem. Spenningssituasjonen for slik plate er også omtalt i kapittel 6 fordi man ofte kan betrakte platen som bjelke med enakset spenningstilstand. Ønsker man derimot å vurdere tilfellet som 2-akset spenningstilstand, blir ferdige ligningsløsninger bl.a. å finne i DIN 19704 [4] og i Hütte [6]. For den som søker det teoretiske grunnlaget for slik beregning, kan dessuten [13] anbefales.

8.2. Rektangulære platefelt.

En aktuell opplagringssituasjon for rektangulære plater med jevnt fordelt belastning er fast innspenning langs alle sider. Dette kan vurderes som faktisk situasjon når planten er sveist til et stivt bjelkesystem. Figur 8.1 viser en plate av nevnte type hvor sidekant a er mindre eller lik sidekant b. Her identifiseres materialspenningene ift. plategeometrien.



Figur 8.1: Rektangulært platefelt.

I følge [4] gis spenningene i den aktuelle platen ved formlene nedenfor. Her er p (MPa) midlere vanntrykk mot platen og t platetykkelsen.

$$\sigma = \varphi \cdot p \cdot (a/t)^2$$

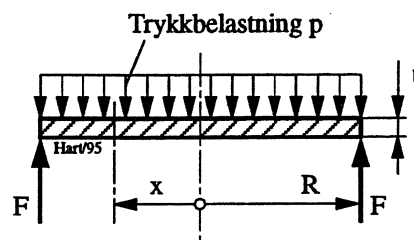
Konstanten φ for de ulike spenningene finnes som funksjon av forholdet b/a i etterfølgende tabell. Tilsvarende tabeller for andre innspenningsbetingelser fremgår av håndbøker.

b / a	σ_{1x}	σ_{1y}	σ_{3x}	σ_{3y}	σ_{4x}	σ_{4y}
>> 3	0,250	0,075	0,500	0,150	0,103	0,342
3,0	0,250	0,075	0,500	0,150	0,103	0,343
2,0	0,247	0,095	0,499	0,150	0,103	0,343
1,5	0,221	0,122	0,455	0,137	0,103	0,343
1,0	0,137	0,137	0,309	0,093	0,093	0,309

8.3. Rondeller og ringplater.

Som eksempel på rotasjonssymmetrisk platedeler, kan man tenke seg et blindlokk. Vanlig forenkling er å forutsette rotasjonssymmetrisk momentfri opplagring ved boltene delesirkel og jevnt fordelt trykk ut til denne. Belastningssituasjonen blir da som avbildet i figur 8.2.

I likhet med tilfellet "rektangulær plate" får man bøyemomenter i to retninger, her radielt og tangensielt. Dette gir 2-akset spenningstilstand. Består problemet i å finne spenningenes maksimalverdier, lar dette seg enkelt gjøre vha. formler fra eldre utgave av [5]. Grunnformelen tilsvare det uttrykk man hadde for rektangulær plate. Verdier for faktoren ϕ ved jevnt fordelt flatetrykk gis i det etterfølgende for både momentfri opplagring langs omkretsen (som vist i figur 8.2) og fast innspenning.



Figur 8.2: Tilnærmet belastningsbilde for sirkulært blindlokk.

Spenning: $\sigma = \phi \cdot p \cdot (r/t)^2$

Fritt opplagret:	Plateperiferi ($x = r$):	$\phi_{\text{radiell}} = 0,00$	$\phi_{\text{tangensiell}} = 0,53$
	Platesenter ($x = 0$):	$\phi_{\text{radiell}} = 1,24$	$\phi_{\text{tangensiell}} = 1,24$

Fast innspent:	Plateperiferi ($x = r$):	$\phi_{\text{radiell}} = -0,75$	$\phi_{\text{tangensiell}} = -0,23$
	Platesenter ($x = 0$):	$\phi_{\text{radiell}} = 0,49$	$\phi_{\text{tangensiell}} = 0,49$

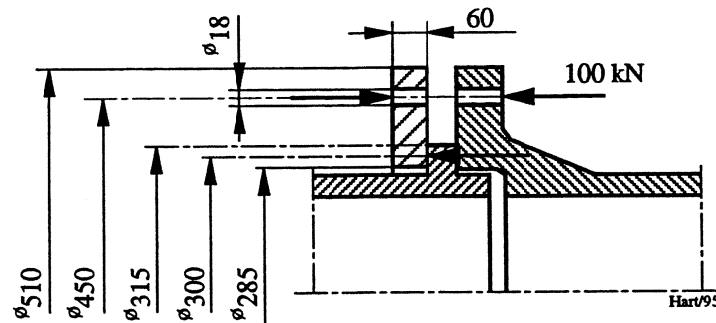
Er det nødvendig å fastlegge spenningene ved andre verdier av x , finnes nødvendige formler for dette i bl.a. [6]. Setter man inn i disse $\nu = 0,3$, $W = t^2 / 6$ og x henholdsvis 0 og r får man verdiene som foran angis for ϕ .

8.4. Eksempel: Rørflens regnet som ringplate.

En flensforbindelse er vist i figur 8.3. For denne skal en se nærmere på løslens. Som beregningsanalogi forutsettes det en ringplate med innvendig og utvendig diameter henholdsvis $\varnothing 300$ og $\varnothing 450$ mm. Belastningen fra boltene ytterst og ringopplagringen innerst er jevnt fordelt langs omkretsene. Belastningsbildet gjør at det radielle moment innerst og ytterst blir: $M_r = 0$.

Aktuelle beregningsformler finnes i [6]. Som det fremgår av referansen får man maksimalt tangensialmoment innerst, dvs. ved $\varnothing 300$. Moment er i referansen angitt som spesi-

fikt moment regnet pr. lengdeenhet langs periferien. Forutsettes det Poissons tall 0,3 og forhold mellom ytre og indre diameter lik $m = 450/300 = 1,5$ kan momentet skrives som:



Figur 8.3: Detalj av flensforbindelse.

$$\begin{aligned}
 M &= (F / (4 \cdot \pi)) \cdot [1,3 \cdot \ln m + 1,3 \cdot ((m^2 + 1) / (m^2 - 1)) \cdot \ln m + 0,7] \\
 &= (100000 / (4 \cdot \pi)) \cdot [1,3 \cdot \ln 1,5 + 1,3 \cdot ((1,5^2 + 1) / (1,5^2 - 1)) \cdot \ln 1,5 + 0,7] \\
 &= 7958 \cdot [0,5271 + 1,3705 + 0,7000] = 20\,670 \text{ Nmm/mm}
 \end{aligned}$$

Motstandsmoment: $W = t^2 / 6 = 60^2 / 6 = 600 \text{ mm}^3/\text{mm}$

Bøyespenning: $\sigma = M / W = 20670 / 600 = 34 \text{ MPa}$

Materialspenning blir lav. Beregning iht. beregningsstandarden TBK gir spenninger av samme størrelsesorden, men noe lavere, se avsnitt 9.2. Årsaken til dette er at man ovenfor har sett bort fra den del av flensen som ligger utenfor boltene delesirkel.

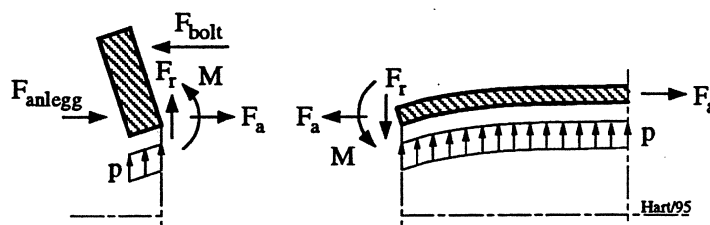
Det er ellers verd å merke seg at spenningen i flensen ikke avhenger av det innvendige trykket i røret, men derimot av hvor meget flensboltene trekkes til.

9. Flensberegning.

9.1. Generelt og flensberegning.

Nøyaktige flensberegninger tar hensyn til interaksjonen mellom flens og rør. I tillegg inngår alle krefter som systemet utsettes for. Avhengig av flensforbindelsens utforming kan dette inkludere: Boltkraft, kraft mot anleggsflate mot naboflens (med pakningstrykk), innvendig overtrykk i rørsystemet samt aksialbelastning. Prinsippet gjengis i figur 9.1 hvor krefter og deformasjoner også er inntegnet.

Utleddning av grunnlaget for slik beregning fremgår bl.a. av i Sølsnes, Maskindeler, bind 3. Det kan også nevnes at professor Sundby (den første professor ved Vannkraftlaboratoriet ved NTH) utga et hefte med tittel "Enkelte styrkeberegninger". Dette var tidligere del av pensum for vannkraftstudenter.



Figur 9.1: Krefter og deformasjoner i flens.

Praktisk beregning av flensforbindelser bør imidlertid fortrinnsvis gjøres ved bruk av formler fra aktuelle beregningsstandards. En av disse er TBK.

9.2. Beregning av løslens.

Flensen som ble beregnet i avsnitt 8.4 skal beregnes iht. TBK, avsnitt 19.3.1. Det benyttes symboler iht. TBK. Disse inngår ikke i symbollisten foran.

Total skruerkraft:	$Q_s = 100 \text{ kN}$
Momentarm:	$w = 0,5 \cdot (D_h - (D_i + 2 \cdot D_k) / 3)$ $= 0,5 \cdot (450 - (285 + 2 \cdot 315) / 3) = 72,5 \text{ mm}$
Moment:	$M = Q_s \cdot w = 100\,000 \cdot 75 = 7\,500\,000 \text{ Nmm}$
Bredde flensring:	$B_f = 0,5 \cdot (D_f - D_i) = 0,5 \cdot (510 - 285) = 112,5 \text{ mm}$
Konstant:	$Z = 1 - (d_b / (2 \cdot B_f)) = 1 - (18 / (2 \cdot 112,5)) = 0,92$
Spenning:	$St_i = (6 / (\pi \cdot Z \cdot \ln(D_f / D_i))) \cdot (M / (h f^2 \cdot D_i))$ $(6 / (\pi \cdot 0,92 \cdot \ln(510 / 285))) \cdot (7,5 \cdot 10^6 / (60^2 \cdot 258))$ $(6 / 1,6819) \cdot (7,5 \cdot 10^6 / 928\,800) = 29 \text{ MPa}$

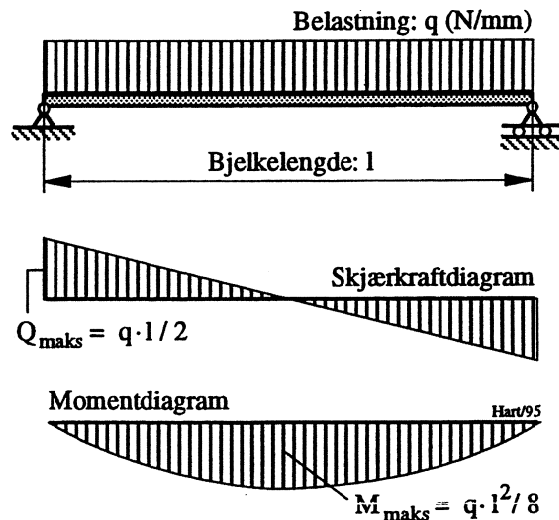
10. Skjærspenning pga. skjærkraft.

10.1. Aktuelle formler.

En bjelke vil avhengig av belastningen ha et gitt skjærspenningsdiagram. Ved tosidig fri opplagring og jevnt fordelt belastning blir dette som vist i figur 10.1.

I figuren er q belastningen og Q skjærkraften. Belastningen gir skjærspenninger τ i alle tverrsnitt bortsett fra det midtre. Skjærspenningen har maksimal verdi ved tverrsnittets nøytralakse og er null ved profilets over- og underside. Der bøyespenningene har maksimalverdi, får således skjærspenningen minimalverdi. For rektangulære og sirkulære tverrsnitt blir maksimal skjærspenning henholdsvis:

$$\tau_{\text{rektangulær}} = 1,5 \cdot Q / A \quad \text{og} \quad \tau_{\text{sirkulær}} = 1,33 \cdot Q / A$$



Figur 10.1: Belastnings-, skjærkraft- og momentdiagram for bjelke.

I enkelte tilfeller har tverrsnittet slik form at skjærspenningene får høye verdier der bøyepeningene samtidig er store. I slike tilfeller kan det være nødvendig å forta nøyaktig skjærspenningsbestemmelse. Da beregnes skjærspenningen med formelen:

Skjærspenning:
$$\tau = Q \cdot T / (I \cdot b)$$

Her er: Q = skjærkraft. T = flatemoment for den del av tverrsnittet som ligger utenfor skjærspenningsnittet, regnet ift. det totale tverrsnitts nøytralakse. I = det totale tverrsnitts treghetsmoment. b = bredden som skjærkraften virker over.

10.2. Skjærkraft ved nagle- og boltforbindelse.

Forholdet foran medfører at det ved plater som er naglet til bjelker, vil bli skjærkrefter som må overføres gjennom nagleforbindelsen. Med nagleavstand l_{nagle} kan skjærkraften som den enkelte nagle skal ta hånd om, utledes av skjærspenningsformlen i avsnitt 10.1:

Skjærkraft pr. nagle:
$$Q_{\text{nagle}} = Q \cdot T \cdot l_{\text{nagle}} / I$$

10.3 Eksempel: Skjærspenning mellom bjelke og frontplate.

Frontplaten for et lukeblad er sveist til oppstrøms flens på flensbjelke som vist i figur 10.1. Maksimal skjærkraft Q er 187000 N. Angitte dimensjoner er korrigert mhp. rustfradrag. Skjærspenningen i sveisen skal beregnes. Fastleggelsen av tyngdepunktsaksens beliggenhet og treghetsmomentet blir som angitt i avsnitt 7.3.

Tverrsnittets areal medregnet rustfradrag:	$A = 15\,084 \text{ mm}^2$
Tyngdepunktsaksens beliggenhet:	$x_T = 169 \text{ mm}$
Treghetsmoment medregnet rustfradrag:	$I = 121,2 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$



11.2. Vridningsspenning i lukkede tynnveggede tverrsnitt.

For et tynnvegget lukket tverrsnitt med frie ubelastede kanter og med platetykkelse t , blir fluxen $\tau_v \cdot t$ konstant [6]. Dette medfører at vridningsspenningen når A er omskrevet areal av tverrsnittplatenes senterlinje, kan uttrykkes ved den såkalte Bredtske formel som angir $W_p = 2 \cdot A \cdot t$.

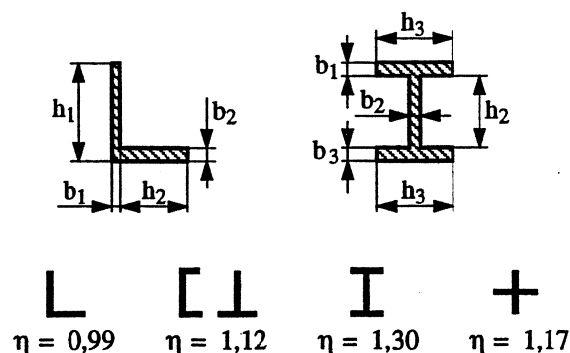
Vridningsspenning i lukket tynnvegget tv.snitt: $\tau_v = M_v / (2 \cdot A \cdot t)$

Sammenlignes uttrykket med formelen for ringtverrsnitt, ser en at overenstemmelsen blir best hvis A beregnes på grunnlag av ringtverrsnittets delediameter.

11.3. Vridningsspenning i åpne tynnveggede tverrsnitt.

Dette gjelder bl.a. valsede profiler. I følge [5] blir her:

$$\tau_v = M_v / W_p \quad \text{hvor: } W_p = \eta / (3 \cdot b_{\text{maks}}) \cdot \sum (b_i^3 \cdot h_i)$$



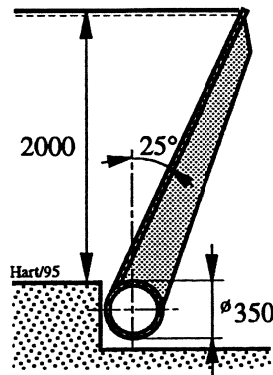
Figur 11.1: Profildata for beregning av polare motstandsmomenter.

Definisjon av b_i og h_i samt angivelse av konstanten η fremgår av figur 11.1. Det kan imidlertid bemerkes at enkelte andre kilder har avvikende verdier for η og at vridningsspenningene i hulken mellom de enkelte elementene kan bli 60 % større enn det som ved de her presenterte data fremkommer som største skjærspenning.

11.4. Eksempel: Vridningsspenning i mindre klappeluke.

En klappeluke er konstruert med tykkvegget rør nederst, se figur 11.2. Røret har utvendig diameter $\varnothing 350$ mm og veggtykkelse 20 mm. Fra røret utkrages lukebladet med frontplate understøttet av ribber. Maksimale oppdemning over rørsenter er 2 m VS. I stengt stilling skrår lukebladet 25° i forhold til loddlinjen. Lukebredden er 3,5 m, og luken har ensidig "opptrekk". For aktuell belastning skal maksimal vridningsspenning i lukebladet beregnes.

Midlere flatetrykk: $p = \gamma_f \cdot \rho \cdot g \cdot h / 2 = 1,2 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 2 / 2 = 11\,800 \text{ N/m}^2$



Figur 11.2: Snitt klappeluks.

Vridningsmoment: $M_v = p \cdot B \cdot H \cdot (H / 3) / \cos 25^\circ$
 $= 11\,800 \cdot 3,5 \cdot 2 \cdot (2 / 3) / \cos 25^\circ = 60\,800 \text{ Nm}$

Her blir det røret i bunnen av lukebladet som må oppta vridningsbelastningen. Vridningsspenningen kan da beregnes vha. formelen i avsnitt 11.1 for sirkulært rør. Det regnes 1 mm rustfradrag på utvendig flate:

Vridningsspenning: $\tau_v = 16 \cdot M_v \cdot d_y / (\pi \cdot (d_y^4 - d_i^4))$
 $= 16 \cdot 60\,800\,000 \cdot 348 / (\pi \cdot (348^4 - 310^4)) = 20 \text{ MPa}$

12. Flerakset spenningstilstand.

12.1. Aktuelle formler.

Når et punkt i en konstruksjon har flerakset spenningstilstand bestående av eksempelvis to hovedspenninger og en skjærspenning, beregnes jevnføringsspenning ved:

$$\sigma_j = (\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2 + 3 \cdot \tau^2)^{0,5}$$

Et forhold man skal være spesielt oppmerksom på, er når σ_1 og σ_2 har motsatt tallverdi. Ofte blir det slike områder i en konstruksjon som får størst σ_j . I noen tilfeller har man også mer komplisert spenningstilstand enn den forannevnte. Aktuell formel for jevnføringsspenning blir da i det generelle tilfellet:

$$\sigma_j = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_z \cdot \sigma_x + 3 \cdot \tau_{xy}^2 + 3 \cdot \tau_{yz}^2 + 3 \cdot \tau_{zx}^2)^{0,5}$$

12.2. Eksempel: Jevnføringsspenning.

I eksempel 6.7 er tangensiell og aksial spenning beregnet for et sylindrisk rør. Jevnføringsspenningen blir:

$$\sigma_j = (\sigma_t^2 - \sigma_t \cdot \sigma_a + \sigma_a^2)^{0,5} = (40^2 - 40 \cdot 20 + 20^2)^{0,5} = 34,6 \text{ MPa}$$

13. Knekking av stav.

13.1. Teoretisk grunnlag.

Utsettes en stav for trykk-kraft F , kan det pga. små skjevheter oppstå utbøyning δ . I staven blir det da et bøyemoment $M = F \cdot \delta$ som øker utbøyningen slik at denne i uheldige tilfeller vokse ut over enhver akseptabel grense, dvs. at staven knekker. Grensespenningen for dette, σ_k , kalles knekkspenning. Nøyaktig trykkspenningsberegning, i det det også tas hensyn til bøyepening pga. utbøyningen, viser at lokal trykkspenning i det punkt hvor denne har høyest verdi, blir tilnærmet lik materialets flytegrense σ_F når knekkingen inntreffer [16].

Skal knekking behandles teoretisk, blir enkleste tilfelle en stav med konstant tverrsnitt, sentrisk belastet. Følgende størrelser har da betydning:

Knekkklengde l_k : l_k for ulike stavinnspenninger fremgår bl.a. av NS 3472, tillegg A 5.4. For stav leddet i begge ender blir l_k lik stavlengden.

Rel. knekksp. σ_{kre} : $\sigma_{kre} = \sigma_k / \sigma_F$

Treghtetsradius i : $i = (I / A)^{0,5}$

Slankhet λ : $\lambda = l_k / i$

Relativ slankhet λ_{re} : $\lambda_{re} = (\lambda / \pi) \cdot (\sigma_F / E)^{0,5} = (l_k / \pi) \cdot (\sigma_F \cdot A / (E \cdot I))^{0,5}$

Knekkberegninger av stav utføres vanligvis iht NS 3472. Her benyttes knekkingskurver fremstilt i diagram med relativ slankhet λ_{re} langs abscissen og relativ knekkspenning σ_{kre} langs ordinataksen. Videre gis det 3 ulike kurver A, B og C for ulike tverrsnittsformer. Tverrsnittsgraderingen tar hensyn til egenspenningene i tverrsnittene og reduserer det behov man tidligere hadde for ekstra høy sikkerhetsfaktor ved knekkberegninger.

Ønsker man å gjennomføre knekkberegningen aritmetisk, gir NS 3472 en tilnærmet matematisk beskrivelse av de nevnte kurver. Denne er:

$$\sigma_{kre} = + (1 + \beta \cdot (\lambda_{re} - 0,2) + \lambda_{re}^2) / (2 \cdot \lambda_{re}^2) - ((1 + \beta \cdot (\lambda_{re} - 0,2) + \lambda_{re}^2 - 4 \cdot \lambda_{re}^2) / (2 \cdot \lambda_{re}^2))^{0,5}$$

Konstanten β avhenger av tverrsnittsform. Knekkspenning henregnet til de tre kurvene A, B og C i NS 3472 fås ved innsetting av: $\beta_A = 0,21$ / $\beta_B = 0,34$ / $\beta_C = 0,49$

For knekking må man ellers merke seg at forholdet mellom materialspenning og den utbøyning som innledningsvis ble nevnt i dette kapittel, ikke er lineær. Av denne grunn kan man ved knekkberegninger ikke benytte superposisjon [16]. Eldre knekkformler som Eulers og Tetmajers bør man helst ikke bruke. Disse gir langt høyere tillatt spenning enn formelverket fra NS 3472 og krever sikkerhetsfaktor innen området 3 til 6. Euler-spenningen $\sigma_E = \pi^2 \cdot E / \lambda^2$ er imidlertid en størrelse som kan innsettes i uttrykket for relativ slankhet. En vil da se at $\lambda_{re} = (\sigma_F / \sigma_E)^{0,5}$.

13.2. Eksempel: Knekk-kontroll av opptrekkstang for luke.

En opptrekkstangen er laget av sirkulært rør, er leddet i hver ende, har lengde 12 m, ytterdiameter $\varnothing 200$ mm og godstykkelse 10 mm. Det regnes 1 mm rustfradrag på utvendig flate. Stangmaterialet har $\sigma_F = 280$ MPa og $E = 20,5 \cdot 10^4$ MPa. Last- og materialfaktor settes til henholdsvis $\gamma_f = 1,2$ og $\gamma_m = 1,4$. Største tillatte trykk-kraft skal bestemmes.

$$\begin{aligned} \text{Knekk-kurve :} & \quad B \\ \text{Stangtverrsnitt :} & \quad A = \pi \cdot (d_y^2 - d_i^2) / 4 = \pi \cdot (198^2 - 180^2) / 4 = 5344 \text{ mm}^2 \\ \text{Tregh.moment :} & \quad I = \pi \cdot (d_y^4 - d_i^4) / 64 = \pi \cdot (198^4 - 180^4) / 64 = 23,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \\ \text{Slankhet :} & \quad \lambda = l_k / i = l_k \cdot (A / I)^{0,5} \\ & \quad = 12000 \cdot (5344 / 23,9 \cdot 10^6)^{0,5} = 179 \\ \text{Rel. slankhet :} & \quad \lambda_{re} = (\lambda / \pi) \cdot (\sigma_F / E)^{0,5} \\ & \quad = (179 / \pi) \cdot (280 / 20,5 \cdot 10^4)^{0,5} = 2,11 \\ \text{Avlest } \sigma_{kre} : & \quad \sigma_{kre} = 0,185 \\ \text{Knekksp. :} & \quad \sigma_k = \sigma_{kre} \cdot \sigma_F = 0,185 \cdot 280 = 51,8 \text{ MPa} \\ \text{Tillatt kraft :} & \quad F_{maks} = \sigma_k \cdot A / (\gamma_f \cdot \gamma_m) = 51,8 \cdot 5344 / (1,2 \cdot 1,4) = 165\,000 \text{ N} \end{aligned}$$

14. Knekking av plate.

Teoretisk behandling av plateknekking er komplisert. For vannkraftutstyr refereres de vanligste problemstillingene nedenfor sammen med referanser for beregning av innknekkingsstrykk når dette forutsettes jevnt fordelt over flaten.

- Innknekking av rotasjonssymmetrisk endebund [3].
- Innknekking av sylinderskall [3].
- Innknekking av innstøpt sylindrisk rør [1].
- Knekking av plan plate [12].

Et forhold som må vies oppmerksomhet ved slik beregning når man ikke benytter en anerkjent dimensjoneringsstandard, er hva som skal velges av sikkerhetsfaktor. For dette må en være klar over at sikkerhetsfaktoren skal inkludere beregningsusikkerheten. Det

vises også til avsnitt 13.1 hvor det ble referert at nødvendig sikkerhetsfaktor ved knekk-kontroll for stav med Eulers ligning er i området 3-6.

15. Utmatting.

15.1. Konstruksjoner hvor utmatting bør undersøkes.

Oppfatningen av når en konstruksjon kan være utmattingsutsatt, er ulik. Fra dimensjoneringsstandarder siteres.

DIN 19704 krever kontroll av en konstruksjons utmattingsfasthet når antall utsvingende eller vekslende belastninger overskrider antallet $2 \cdot 10^6$.

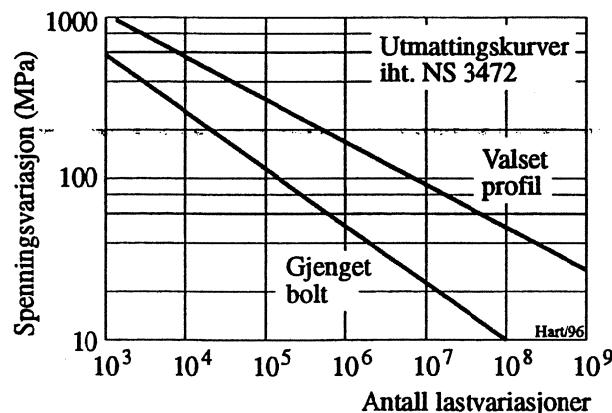
NS 3472 angir en spenningsvidde $\Delta\sigma$ som er forskjellen mellom største og minste spenning. Oppfylles kravet $\Delta\sigma < 1,5 \cdot \sigma_{0,2}$ og et tilsvarende krav for skjærspenningens spenningsvidde, tillates det at utmattingskontroll sløyfes hvis man for antall lastvariasjoner n har: $n < 2 \cdot 10^6 \cdot (36/\Delta\sigma)^3$

NS 470 opererer i utmattingssammenheng med 3 belastningstyper. Avhengig av n blir inndelingen:

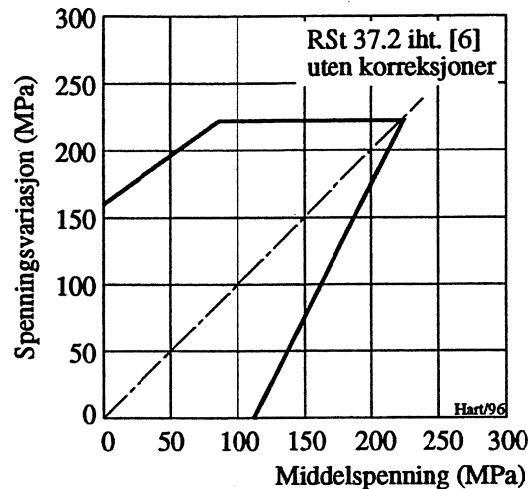
- Overveiende statisk belastning: $n < 10^3$ ($n < 6 \cdot 10^5$)
- Dynamisk belastning,
liten utmattingseffekt: $10^3 < n < 6 \cdot 10^5$ ($n > 6 \cdot 10^5$)
- Dynamisk belastning,
betydelig utmattingseffekt: $n > 6 \cdot 10^5$ (Unntak)

15.2. Utmattingsdiagrammer.

Kontroll av utmatting i stålkonstruksjoner gjøres vha. Wöhler-diagram, eksempel vist i figur 15.1.



Figur 15.1: Eksempel på Wöhler-diagram med utmattingskurver for korrosivt miljø.



Figur 15.2: Eksempel på Smith-diagram uten korreksjoner for kjerver, etc.

For utmattingsutsatte maskindeler som aksler, bolter, etc. har det også vært vanlig å benytte Smith-diagram, se figur 15.2. Både Wöhler- og Smith-diagrammet forutsetter varierende belastning med konstant amplitude.

Med Wöhler-diagrammet kan man vanligvis bestemme antall lastvariasjoner før brudd som funksjon av spenningsvariasjonen når det forutsettes vekslende belastning. Det finnes imidlertid også spesielle Wöhler-diagrammer som er utarbeidet for sveiseforbindelser tas det hensyn til at det i sveisene er stående sveisespenninger, kjerver og mikrosprekker. Smith-diagrammet gir derimot tillatt spenningsvariasjon som funksjon av stasjonær spenning.

Verken Wöhler- eller Smith-diagrammet gir nøyaktige analyseresultater. Som regel vil det for de virkelige tilfellene være stor usikkerhet knyttet til den varierende belastnings karakteristika. Det at belastning sjelden varierer slik det ideelt sett forutsettes for bruk av diagrammene, er et annet forhold. Nyere bruddmekanikk har riktignok metoder som tar hensyn til sammensatte belastninger. Det ligger dog et problem i det at sprekkeutviklingskonsekvensen ikke kun avhenger av de ulike belastningers størrelse, men også av deres innbyrdes rekkefølge.

15.3. Egensvingning ifm. varegrinder.

I noen tilfeller vil utmattingsanalysen bestå i det å kontrollere at det ikke blir resonans mellom en konstruksjons egensvingefrekvens og eksiterende kraft. Dette er bl.a. aktuelt ifm. varegrinder. Bestemmelsen av frekvens gjeldende hydrauliske eksitasjon er for dette omtalt i manuskriptet "Strømningsteknikk i kraftverksvannvei". Laveste svingefrekvens for en grindstav med tverrsnitt I_{stav} , t_{stav} , avstand mellom tverravstivningene lik L og lysåpning b blir: $(\pi / 2) \cdot L^{-2} \cdot (E \cdot I / (A \cdot \rho))^{0.5}$. Ved svingningen vil imidlertid vannet i spaltene mellom grindstavene også delta i svingningen. Dette medfører at

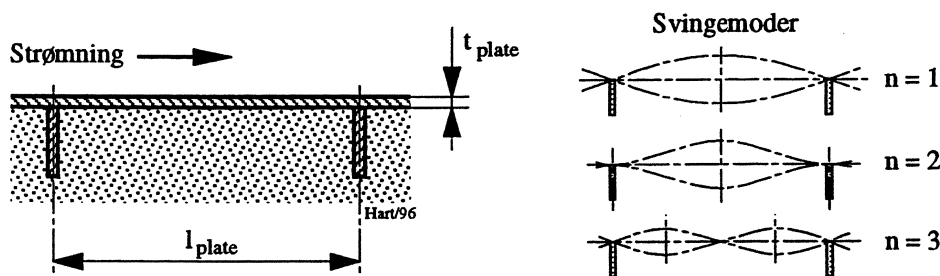
svingende masse øker og at egensvingefrekvensen blir lavere. Med gitte data kan stavfrekvensen tilnærmet angis som:

$$f_{\text{stav}} = \frac{\pi}{2 \cdot L_{\text{stav}}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{\text{stav}}}{I_{\text{stav}} \cdot (t_{\text{stav}} \cdot \rho_{\text{stål}} + b \cdot \rho_{\text{vann}})}}$$

I formelen må det selvsagt benyttes tallverdier med enhetlige måleenheter.

15.4. Egensvingning ifm. platekasser.

En platekasse består av kledning festet til innstøpte ribber. Med svingemodus n kan egensvingefrekvensen for platen ved fri svingning i luft og med ribbene som forankringspunkter, beregnes med tilsvarende formel som angitt i avsnitt 15.3. Ulike svingemodus er anskueliggjort i figur 15.3.



Figur 15.3: Svingemodus for platekasse.

For et virkelig tilfelle vil platen være i kontakt med vann. Når platen svinger, vil også vannet delta i svingningen. Forholdet bidrar til økt svingende masse og redusert svingefrekvens. God innstøping av platekledningen kan på sin side bidra til endret svingemodus.

Ligningen for svingefrekvensen blir:

$$f_{\text{plate}} = \frac{n \cdot \pi}{2} \cdot \frac{1}{l_{\text{plate}}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{\text{plate}}}{\rho_{\text{stål}} \cdot A_{\text{plate}}}}$$

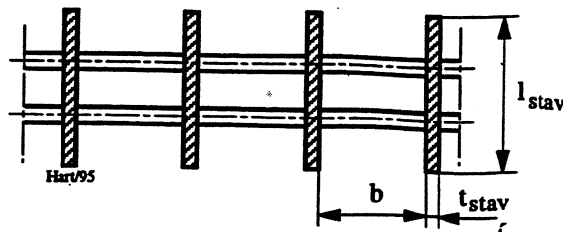
I_{plate} og A_{plate} er treghetsmoment og platetverrsnitt regnet for enhetsbredde, eksempelvis:

$$\begin{aligned} I_{\text{plate}} &= t_{\text{plate}}^3 / 12 \quad (\text{mm}^4/\text{mm}) \\ A_{\text{plate}} &= t_{\text{plate}} \quad (\text{mm}^2/\text{mm}) \end{aligned}$$

Benyttes enheten millimeter, må en huske at: $\rho_{\text{stål}} = 7850 \text{ kg/m}^3 = 77 \cdot 10^{-9} \text{ N s}^2/\text{mm}^4$

15.5. Eksempel: Egensvingefrekvens for grindstav.

En varegrind har tverrsnitt som vist i figur 15.4.



Figur 15.4: Tverrsnitt varegrind.

Stavlengthe mellom avstivninger:	$L = 600 \text{ mm} = 0,60 \text{ m}$
Stavtverrsnittlengthe:	$l_{\text{stav}} = 130 \text{ mm} = 0,13 \text{ m}$
Stavtverrsnitt-tykkelse:	$t_{\text{stav}} = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Lysåpning:	$b = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m}$
Elastisitetsmodul:	$E = 20,5 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 = 20,5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

Tregghetsmoment: $I = 0,13 \cdot 0,01^3 / 12 = 108 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$

Stavfrekvens:
$$f = (\pi / 2) \cdot L^{-2} \cdot [E \cdot I / (l_{\text{stav}} \cdot (t_{\text{stav}} \cdot \rho_{\text{stål}} + b \cdot \rho_{\text{vann}}))]^{0,5}$$
$$= (\pi / 2) \cdot 0,60^{-2} \cdot [20,5 \cdot 10^{10} \cdot 108 \cdot 10^{-10} / (0,13 \cdot (0,01 \cdot 7850 + 0,06 \cdot 1000))]^{0,5}$$

Utregnet: $f = 48,4 \text{ s}^{-1}$

16. Bruksgrensetilstand.

16.1. Generelt om bruksgrensekontroll.

Hva som menes med en konstruksjons bruksgrensetilstand, kan i utgangspunktet synes diffust. Uttrykket er å finne i Damforskriftene og i NS 3472, men blir ikke benyttet i DIN 19704, TBK og "Rules for Certification of Diving Systems".

For stenge-/tappeorganer og rør sier Damforskriftene lite om hva denne type analyser skal omfatte. Bruksgrensetilstanden defineres imidlertid som: "Tilstand fastlagt i relasjon til kriterier som gjelder normal bruk eller varighet." Mer presis blir formuleringen i NS 3472. Denne lyder: "I utmattingsgrensetilstanden skal konstruksjonen kontrolleres for;

- deformasjoner som har betydning for den normale bruk av konstruksjonen,
- vibrasjoner eller svingninger som gir ubehag eller påvirker bruk av konstruksjonen,
- lokale skader som har betydning for konstruksjonens levetid."

Ut fra dette kan det muligens hevdes at bruksgrensekontroll for stenge- og tappeorganer omfatter undersøkelse av;

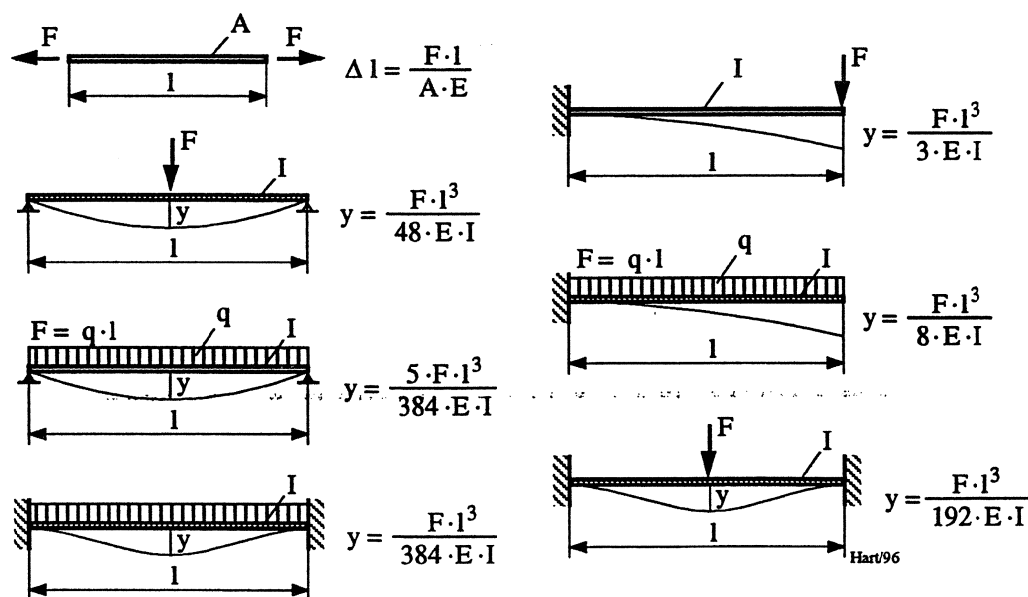
- at deformasjoner ikke blir så store at pakninger skades, eventuelt løftes fra anlegg,
- at organet lar seg manøvrere,
- at det innenfor det aktuelle driftsområdet ikke oppstår uakseptabel kavitasjon.

For rør er det vanskeligere å tenke seg hva bruksgrensekontroll måtte kunne omfatte. Ett forhold det imidlertid kan være grunn til å se på, er at det ved aktuell drift ikke blir så lavt trykk ved rørrinnløp og luftinnslippingsventiler at det her suges luft. En kan også tenke seg at fastleggelse av driftsforhold og meteorologiske forhold hvor isdannelse inne i et frittliggende rør kan forekomme, er bruksgrensekontroll.

Ved bruk av last- og materialkoeffisienter, sier Damforskriftene med sine regler lite om hvilke verdier man ved bruksgrensekontrollen skal benytte. Mange har ved slike beregninger valgt å se bort fra de nevnte koeffisienter, men krever en viss margin ift. aktuelle grenseverdier. Ved dimensjonering av manøvreringsinnretningers kapasitet har eksempelvis flere kraftverkseiere/konsulenter fordret 20 % overkapasitet for uforutsett kraftbehov.

16.2. Beregning av deformasjon.

Skal deformasjoner bestemmes ved beregning, er det vanlig å benytte lineær elastisk teori. Dette innebærer at all deformasjon er proporsjonal med belastningen, hvilket også er essensen i Hooks lov. For enakset spenningstilstand med σ = materialspenning, E = elastisitetsmodul og ϵ = relativ forlengelse, kan Hooks lov skrives: $\sigma = E \cdot \epsilon$



Figur 16.1: Maksimal deformasjon for ulike belastningstilfeller.

For bjelker hvor M er bøyemomentet, I treghetsmomentet og x dimensjon i bjelkens lengderetning, kan deformasjonen y på differensiell form uttrykkes ved:

$$d^2y / dx^2 = - M / (E \cdot I)$$

På basis av dette bestemmes deformasjonen for ulike belastningssituasjoner. Aktuelle tilfeller knyttet til konstruksjoner i kraftverksvannveien, gjengis i figur 16.1. Eksempelene er hentet fra [5].

Ved andre belastningstilfeller kan man dobbelintegre frem de deformasjoner man da har. Med regneark er det dessuten en praktisk mulighet å dele bjelkelengden l opp i mange små lengder Δx og så utføre integrasjonene ved summering over alle Δx . En har da:

$$\text{Deformasjonsvinkel:} \quad \varphi_x = \sum (M / (E \cdot I)) \cdot \Delta x + \text{konst}_1$$

$$\text{Deformasjon:} \quad y_x = \sum \varphi_x \cdot \Delta x + \text{konst}_2$$

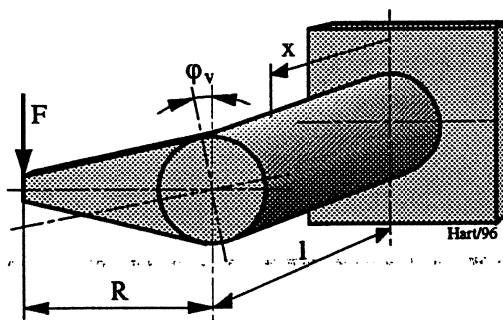
Konstantene bestemmes vha. aktuelle grensebetingelser.

Er det skjærspenninger τ som forårsaker deformasjoner, kan man i Hooks lov erstatte elastisitetsmodulen E med skjærmodulen G og relativ forlengelse ϵ med deformasjonsvinkel γ_v . Hooks lov blir da: $\tau = G \cdot \gamma_v$

Skjærmodulen kan finnes som funksjon av elastisitetsmodul og tverrkontraksjonstall ν ved uttrykket nedenfor.

$$G = E / (2 \cdot (1 + \nu))$$

For stål med $\nu = 0,3$ blir: $G = 20,5 \cdot 10^4 / (2 \cdot 1,3) = 7,9 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.



Figur 16.2: Belastningstilfelle med torsjonsdeformasjon.

Ligningene foran kan benyttes for å bestemme deformasjonsvinkelen φ_v vist i belastningstilfellet i figur 16.2. Generelt kan man for det aktuelle tilfellet når torsjonsmomentet M_v varierer som funksjon av x langs torsjonsstavsens lengde l og I_p er det polare treghetsmomentet, uttrykke φ_v ved ligningen på neste side. Vinkelen angis her ved absolutt vinkel-mål, mao. i radianer.

$$\varphi_v = \frac{1}{G \cdot I_p} \cdot \int_0^x M_t \cdot dx = \frac{A_M}{G \cdot I_p}$$

For tilfellet i figur 16.2 er momentflaten: $A_M = F \cdot R \cdot l$. Lineær deformasjon ytterst på armen blir dessuten: $y = \varphi_v \cdot R$

16.3. Eksempel: Kontroll av deformasjon for glideluke.

En glideluke har lukeblad utført av masiv stålplate. Karakteristisk trykk er 50 mVS. Spennvidde og avstand mellom sidetettinger er 2000 mm. For stålplate med flytegrense 340 MPa er nødvendig platetykkelse pga. materialspenninger bestemt til 90 mm. For nevnte tykkelse må imidlertid også maksimal utbøyning beregnes.

$$\begin{aligned} \text{Last pr. mm lukehøyde: } F &= \rho \cdot g \cdot h \cdot \Delta H \cdot B \\ &= 1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 0,001 \cdot 2,00 = 981 \text{ N} \end{aligned}$$

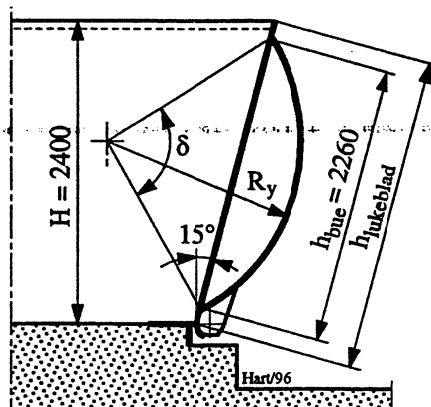
$$\text{Treghtetsmoment: } I = \Delta H \cdot t^3 / 12 = 0,001 \cdot 90^3 / 12 = 60\,750 \text{ mm}^4$$

$$\begin{aligned} \text{Utbøyning iht. figur 16.1: } y &= 5 \cdot F \cdot l^3 / (384 \cdot E \cdot I) \\ &= 5 \cdot 981 \cdot 2000^3 / (384 \cdot 20,5 \cdot 10^4 \cdot 60\,750) = 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bemerkning: Utbøyningen vil sannsynligvis av hensyn til lukens topptetting ikke kunne aksepteres.

16.4. Eksempel: Kontroll av deformasjon for klappeluke.

For en klappeluke skal vridningsdeformasjonen bestemmes. Snitt gjennom luken er vist i figur 16.3 og luken har ensidig opptrekk. Utvendig krumningsradius for bukskallet er: $R_y = 1500 \text{ mm}$. Alle platetykkelser er: $t = 16 \text{ mm}$. Luken har bredde $B_{\text{luke}} = 10,00 \text{ m}$.



Figur 16.3: Snitt klappeluke.

Lukebladets høyde:

$$H_{\text{lukeblad}} = H / \cos 15^\circ = 2400 / \cos 15^\circ = 2485 \text{ mm}$$

Buevinkel:

$$\delta = 2 \cdot \arcsin (h_{\text{bue}} / (2 \cdot R_y)) = 2 \cdot \arcsin (2260 / (2 \cdot 1500)) = 97,8^\circ$$

Omkrets langs platers senterlinje (R_m = krumningsradius til senter bukplate):

$$\begin{aligned} O_{\text{omkr}} &= (h_{\text{bue}} - t) + 2 \cdot \pi \cdot R_m \\ &= (2260 - 16) + 2 \cdot \pi \cdot (1500 - 8) = 4791 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tverrsnitt innskrevet platenes senterlinje:

$$\begin{aligned} A_{\text{innskr}} &= \pi \cdot R_m^2 \cdot (\delta / 360) + R_m^2 \cdot \sin(\delta / 2) \cdot \cos(\delta / 2) \\ &= R_m^2 \cdot (\pi \cdot \delta / 360 + 0,5 \cdot \sin \delta) \\ &= (1500 - 8)^2 \cdot (\pi \cdot 97,8^\circ / 360^\circ + 0,5 \cdot \sin 97,8^\circ) = 797\,000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Det polare treghetsmoment:

$$I_p = 4 \cdot A_{\text{innskr}}^2 \cdot t / O_{\text{omkr}} = 4 \cdot 797000^2 \cdot 16 / 4791 = 10,6 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

Vridningsmomentet M_v er har størst ved manøvreringssylinderens lukeside og null ved den andre siden. Maksimalt vridningsmoment:

$$\begin{aligned} M_v &= 0,5 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot h_{\text{lukeblad}} \cdot B_{\text{luke}} \cdot 0,333 \cdot h_{\text{lukeblad}} \\ &= 0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,400 \cdot 2,485 \cdot 10,000 \cdot 0,333 \cdot 2,485 \\ &= 242100 \text{ Nm} = 0,2421 \cdot 10^9 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Momentflate:

$$\begin{aligned} A_{\text{moment}} &= 0,5 \cdot M_v \cdot B_{\text{luke}} \cdot 0,333 \cdot h_{\text{lukeblad}} \\ &= 0,5 \cdot 0,2421 \cdot 10^9 \cdot 10000 \cdot 0,333 \cdot 2485 = 1210 \cdot 10^9 \text{ Nmm}^2 \end{aligned}$$

Vridningsvinkel:

$$\begin{aligned} \varphi_v &= A_{\text{moment}} / (G \cdot I_p) \\ &= 1210 \cdot 10^9 / (7,9 \cdot 10^4 \cdot 10,6 \cdot 10^9) = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,083^\circ \end{aligned}$$

Maksimal deformasjon i periferiretning:

$$y = \varphi_v \cdot h_{\text{lukeblad}} = 1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 2485 = 4 \text{ mm}$$

Beregnes maksimal skjærspenning pga. vridningen slik dette er vist i kapittel 11, får man forøvrig: $\tau_{\text{maks}} = 10 \text{ MPa}$

17. Litteratur.

En liste over litteratur som kan være nyttig for den som ønsker å utdype sin kunnskap ifm. forhold presentert i dette dokument, er gitt nedenfor. Etter listen følger en kort om-

tale av de enkelte publikasjoner. Referansenummereringen overensstemmer med referansene som er angitt som tidligere i dette dokument.

Forfatter/redaktør.	Tittel	Utgiver	Referanse
Amstutz, Ernst.	Buckling of pressure-shaft	Water Power	[1]
Berdal Strømme.	Drift/vedlikeh. av kr.v.-rør.	EnFO.	[2]
Den norske trykkbeh.kom.	TBK		[3]
DIN 19 704.	Stahlwasserbauten.	Beuth Verlag.	[4]
Dubbel.	Taschenbuch Maschinenbau.	Springer.	[5]
Hütte.	Des Ingenieurs Taschenbuch.	Ernst & Sohn.	[6]
Niemann, G.	Maschinenelemente.	Springer.	[7]
NS 3472	Prosjektering av stålkonstruks.	NSF.	[8]
NVE	Forskrifter for dammer	Univeritetsforl.	[9]
Sundby, G.	Enkelte styrkeberegninger.	Tapir.	[10]
Sølsnes, .	Maskindeler, bind 1, 2 og 3.	Tapir.	[11]
Timoshenko, Stephen P.	Stability of Plates and Shells.	McGraw-Hill.	[12]
Timoshenko, Stephen P.	Theory of Plates and Shells.	McGraw-Hill.	[13]
Thomas, Kurt.	Stahl im Hochbau.	VDE.	[14]
Det norske Veritas	Sertification of Diving Systems	DNV	[15]
Waløen, Åge Ø.	Maskindeler, bind 1.	Tapir.	[16]
Young, Warren C.	Formulas for Stress & Strain	McGraw-Hill.	[17]

- [1] Full tittel: "Buckling of pressure-shaft and tunnel linings". Publisert i Water Power, november 1970. Artikkelen redegjør for og utleder det teoretiske grunnlaget for innknekkingskontroll av innstøpte sirkulære rør.
- [2] Rapporten er utarbeidet på oppdrag av EnFO og gjelder frittliggende rør. Det gis bl.a. omfattende orientering om hvilke krefter som virker på de nevnte rør. Det kreves ikke spesielle forkunnskaper av den som skal studere rapporten.
- [3] Dokumentet er en beregningsstandard og vil neppe ha interesse for andre enn dem som skal gjennomføre eller kontrollere styrkeberegninger. I eldre utgaver er det enkelte trykkfeil i presenterte formler.
- [4] Tysk stålkonstruksjonsnorm for bl.a. konstruksjoner i kraftverksvannveier. Det kan forøvrig påpekes at DIN 19705 angir krav til lukers manøvreringsinnretninger. Det er opplyst at DIN 19704 for tiden blir revidert.
- [5] Egentlig tittel: "Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau". Typisk tysk ingeniørhåndbok som tilsvarende Hütte I og IIA. Ny utgave som i det siste har utkommet som ett bind, er forholdsvis uhåndterlig.

- [6] Hütte I: "Teoretische Grundlagen". Tysk ingeniørhåndbok som tilsvarende de generelle deler av [5].
- [7] Lærebok i maskindeler utgitt på Springer Verlag 1963 og redigert av dr.ing. G. Niemann, professor ved den tekniske høyskole i München.
- [8] Norsk standard for dimensjonering av stålkonstruksjoner. Sammen med Damforskriftene er denne standard nærmest enerådende som mal ved dimensjonering av norske kraftverksluker.
- [9] Offentlige bestemmelser fastsatt ved kongelig resolusjon av 14. nov. 1980 gjeldende utførelse av dammer med tilhørende installasjoner.
- [10] Heftet er utgitt på Tapirs forlag i 1943 og må i dag anses som et faghistorisk kuriosum for de spesielt vannkraftinteresserte. Fra forordet kan det siteres: "Det var erfaring fra konstruksjonsundervisningen ved Høgskolens Maskinavdeling som ga støtet til at det fra omkr. 1920 ble medtatt et særskilt avsnitt om enkelte styrkeberegninger under forelesningene over Vannkraftmaskiner. Således syntes det å være behov for bedre kjennskap til de prinsipper som ligger til grunn for beregningene"
- [11] Lærebøker i maskindimensjonering benyttet ved NTH på 50- og 60-tallet
- [12] Medforfatter for boken er James M. Gere. Boken behandler knekkingsproblematikk for bjelker og skall.
- [13] Medforfatter for boken er S. Woinowsky-Krieger. Boken behandler bøyebelastninger og deformasjoner i plater, rektangulære såvel som sirkulære, plane og krumme. Knekkingsproblematikk behandles ikke. Boken er teoretisk og krevende. Som ingeniørhåndbok blir den mindre egnet. Dog kan den være verdigfull for den som må utlede egne formeler.
- [14] Håndbok for planlegging, beregning og utførelse av stålkonstruksjoner utgitt av VDE (Verein deutscher Eisenhüttenleute), Düsseldorf. Boken er på nærmer 1000 sider og inneholder beregningsformler og et utall profildata.
- [15] Full tittel: Rules for Certification of Diving Systems. Utgitt 1988. Beregningsstandarden har bl.a. vært benyttet for innknekkingskontroll ifm. endebunder utsatt for utbendig overtrykk. Den er nå trukket tilbake og erstattet av internasjonale standarder.
- [16] Lærebok i maskindeler benyttet ved NTH og enkelte ingeniørhøgskoler. Boken er presenterer en rekke tekniske materialer og utfyller på mange måter [2].

- [17] Formelsamling på nærmere 800 sider. Innen området styrkeberegning synes denne boken å være den mest komplette av sitt slag som er i markedet. Boken er imidlertid ingen lærebok