

**LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT**

VOLLEBEKK - NORGE

Stensiltrykk

Serie C

L.nr. 1/69

nr. 51

---

**FORELESNINGER  
I  
MASKINDELER**

ved

Sivilingeniør Herman Qvam

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

Vollebekk - Norge

Stensiltrykk

L. nr. 1/69

Serie C

nr. 51

---

FORELESNINGER

i

MASKINDELER

ved

Sivilingeniør Herman Qvam

## INNHALDSFORTEGNELSE

	<u>Del. I</u>	Side
<u>I. Konstruksjonsgrunnlag</u>		1
C. Fasthetsegenskaper m. m. under ulike forhold		1
1. Hvilende påkjenning		2
2. Varierende påkjenning		3
3. Spenninger ved tverrsnittsoverganger, kjervvirkning		7
D. Spenningsberegning		9
1. Enakset spenningstilstand		9
2. Strekk eller trykk i to retninger normalt på hverandre		11
3. Bruddhypoteser		14
E. Tillatt spenning. Sikkerhet		15
1. Hvilende last		17
2. Hvilende last og sprø materialer		17
F. Flatetrykk mellom krumme flater		18
 <u>II. Forbindelser</u>		 19
A. Nagleforbindelser		19
B. Sveiseforbindelser		19
1. Konstruktive tiltak for å unngå spenningsspisser i sveiseforbindelser		22 23
2. Sveisetyper		34
3. Styrkeberegning av sveiseskjøter		35
4. Punktsveiser		41
C. Loddeforbindelser		43
1. Bløtlodding		43
2. Slaglodding		43

## II

D. Skrueforbindelser	
1. Gjenger og gjengesystemer	44
2. Skruer og skruesikringer	47
3. Materialkvalitet og framstilling	49
4. Kraft- og bevegelsesforhold	50
5. Forspenning og deformasjoner	52
6. Statisk belastning av skruer	55
7. Dynamisk påkjente skruer	56
8. Sjølsperrende skruer	58
9. Mutterhøyde og spenningsforløp	58
10. Skrueregneeksempel	60
E. Kileforbindelser	63
1. Stillkiler	63
2. Tverrkiler	65
3. Langkiler	66
4. Pinner og splinter	70
F. Fjærer	71
1. Formendringsarbeidet	72
2. Egensvingetallet	72
3. Sylindrisk skruefjær	74
4. Material og tillatte spenninger	76

## Del 2.

### III. Aksler. Lager. Koplinger. 1

A. Aksler	1
1. Inndeling	1
2. Material	2
3. Formgivning og spenningsforhold	2
4. Overføring av effekt på aksler	5
5. Kritisk turtall	7

B. Lager	7
1. Glidelager	7
2. Rullingslager	10
3. Nålelager	14
C. Koplinger	14
1. Faste koplinger	14
2. Uelastisk bevegelige koplinger	15
3. Elastiske koplinger	16
4. Uttrykkbare koplinger	16
5. Friksjonskoplinger	16
<u>IV Drivhjul. Pakninger.</u>	17
A. Remdrift	17
1. Fordeler og ulemper	17.
2. Remmaterial	18
3. Remkrefter og overføringsevne	19
4. Remstramming	22
5. Reinskiver	22
6. Kileremmer	22
7. Kileremsvariatorer	24
8. Poly - V remmer	27
B. Kjededrift	29
1. Fordeler og ulemper	29
2. Kjedyper	29
3. Beregning av kjedeoverføringer	30
D Tannhjul	31
1. Fordeler og ulemper	31
2. Utveksling	31
3. Modulsystemet	32

E	Ståltau.	32
	1. Anvendelse	32
	2. Taukonstruksjoner	32
	3. Benevnelse	33
	4. Beregning	33
F.	Pakninger	34
	1. Anvendelse	34
	2. Tetningsart	34
	3. Tetningens egenskaper	35
	4. Material og typer	35
	5. Hydrauliske pakninger	36

## LITTERATUR

1. Aspen., Johan Maskindeler 1, Universitetsforlaget 1964.
2. Findeisen, Franz Neuzeitliche Maschinenelemente, Band 3, Schweiser Druck- und Verlagshaus AG, Zürich 1953.
3. Niemann, G Maschinenelemente, Erster Band, Springer Verlag 1961.
4. Ranøyen, Hermann Forelesning i maskinelementer og styrkeberegning. L T I 1954.
5. Timoshenko, S Strenght of Materials Part I. D. Van Nostrand Company, Inc. New York 1940.
6. Hütte Maschinenbau, Teil A, Verlag Von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin 1954.
7. Kloth, Willi Atlas der Spannungsfelder in Technischen Bauteilen, Verlag Stahleisen M. B. H. Düsseldorf 1961.
8. Kindem, Sverre Mekanikk, I. Statikk og fasthetslære Fabritius og Sønners Forlag 1959
9. A/S Tønsberg Reperbane Katalog over tauverk og ståltrådtau.
10. Firma Per-Kr. Askim Angus-Gaco-Katalogen
11. Skottun, Eilif Drivkjeden og dens anvendelse. G. Heier Renold 1955

VI

12. SKF. Kulelager, Rullelager, Katalog nr. 2400 S 1962.
13. Viking kileremmer           Katalog nr 6A
14. Trutnovsky, K                Berührungsdichtungen, Springer Verlag,  
Berlin 1958
15. Walterscheid (Firma)       Gelenkwellen und Überlast-kupplungen  
für Landmaschinen und Sonder - Antriebe.  
1962.



## Maskindeler

### Forord

Disse forelesningsnotatene er blitt stensilert opp etter ønske fra studentene.

Kapitlene I og II er i det vesentligste utarbeidet etter Maskindeler I av Johan Aspen. I tillegg til dette er "Konstruktive tiltak for å unngå spenningspisser i sveiseforbindelser" kommet med. Da det er meget vanskelig eksakt å beregne de spenningene som oppstår i sveisekonstruksjoner, er det mulig at dette avsnittet burde utvides. Avsnittene merket S er å betrakte som et supplement til forelesningene (ikke pensum).

Forelesningsnotatene gjør ikke krav på å være noen lærebok eller et endelig kompendium i maskindeler.

Da det ofte henvises til "Tekniske regnetabeller, Smeby og Kobberstad", bør denne anskaffes.

Vollebekk 1966

Herman Qvam

### I konstruksjonsgrunnlag

#### A. Maskintegning.

Se Norsk Standard for maskintegning NS 1403, 1404, 1405, 1406, 1407, 1408, 1409, 1410, 1411, 1412, 469, 1413, og Tekniske regnetabeller av Smeby og Kobberstad.

Standardbladene blir vist som lysbilder i forelesningen.

#### B. Materiallære (Statikk, fasthetslære).

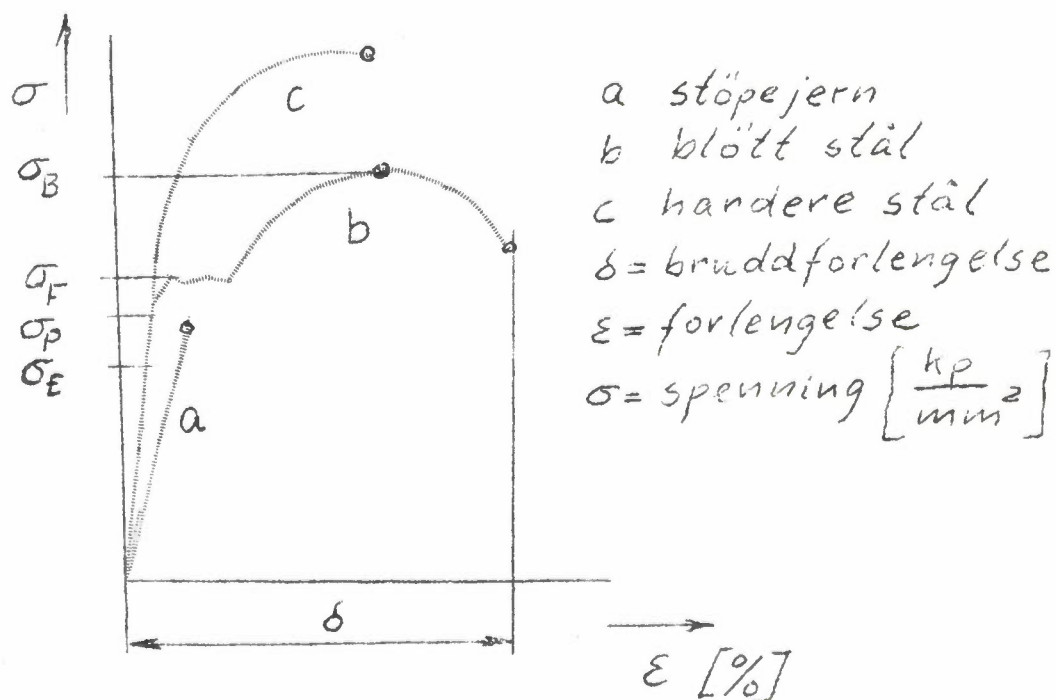
Se forelesning i dette fag og Mekanikk: 1. Statikk og fasthetslære av Sverre E. Kindem.

#### C. Fasthetsegenskaper m.m. under ulike forhold.

Se Maskindeler I av Johan Aspen, Universitetsforlaget 1964.  
Kr. 41,00.

### 1. Hvilende påkjenning.

Tre hovedtyper av strekkdiagrammer for jernmaterialene:



#### Materiallets

- $\sigma_E$  = elastisitetens grense
- $\sigma_P$  = proporsjonalitetens grense
- $\sigma_F$  = flytegrensen, for ikkejernmetaller innføres det en tøyegrense  $\sigma_{0,2}$ , en spenning som gir en spesifikk forlengelse på 0,2 %.
- $\sigma_B$  = strekkfastheten  $\text{kp/mm}^2$

#### Hårdhetstall.

Brinellhårdhet  $HB = P/F \text{ kp/mm}^2$  er forholdet mellom prøvelast og inntrykksflate av en kule. Inntrykksflaten begrenses på grunnlag av kulekalottens diameter.

Erfaringsmessig er det en viss sammenheng mellom strekkfastheten og brinellhårdheten, nemlig følgende

For kullstoffstål

$$\sigma_B \approx 0,36 HB$$

For glødd CrNi-stål

$$\sigma_B \approx 0,34 HB$$

For grått støpj.

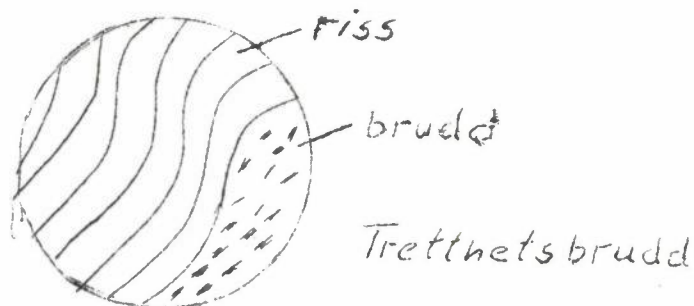
$$\sigma_B \approx 0,1 HB$$

Da hardhetsprøvning er en enkel og rask prøvemethode, kan en derfor få et godt bilde av materialets styrke uten å måtte foreta en mere omstendelig strekkprøving.

Materialprøvningsdataene  $\sigma_B$ ,  $\sigma_F$ ,  $\epsilon$  og HB er framkommet ved hvilende påkjenning.

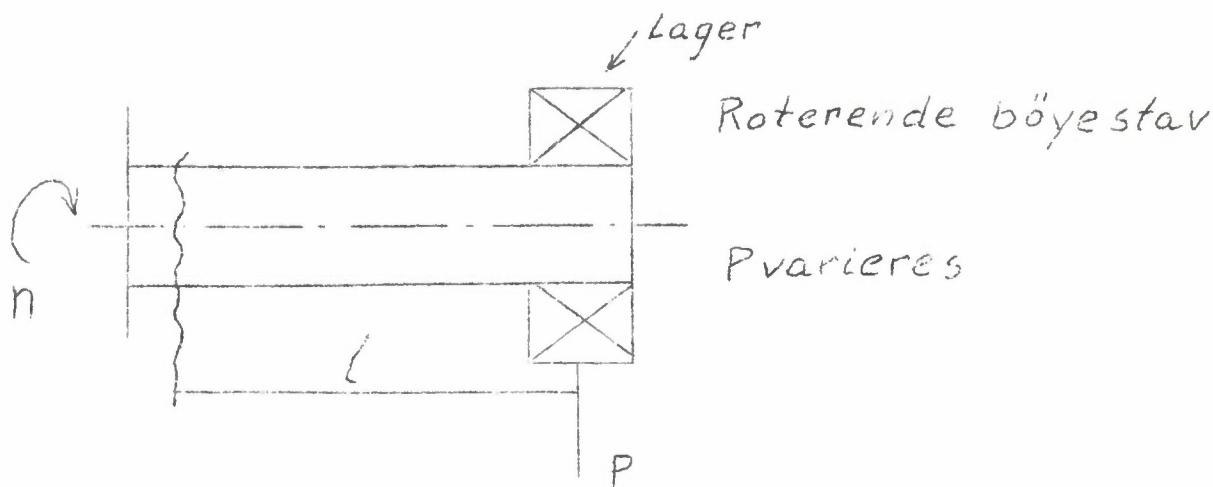
## 2. Varierende påkjenning.

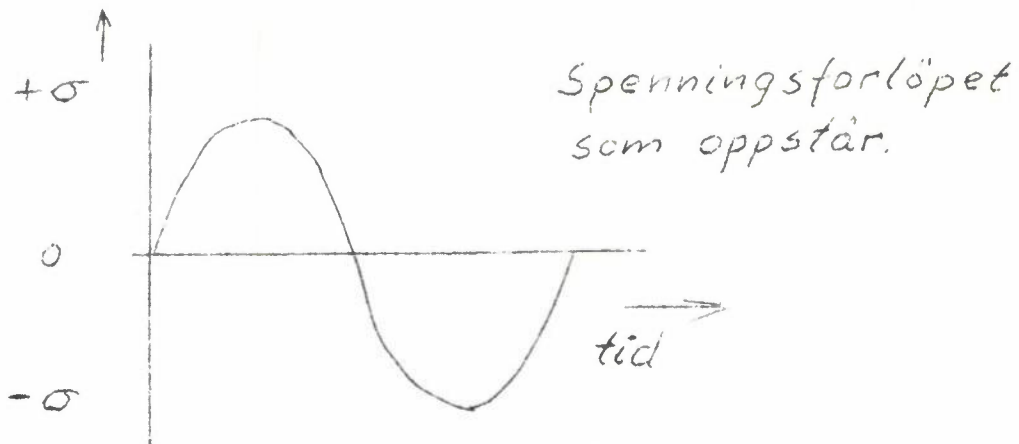
I en maskin er delene sjelden rolig belastet. Ofte varierer lasten hurtig og periodisk, slik at delen får en svingende påkjenning. Hurtige spenningsvariasjoner får vi f. eks. i veivaksler og veivstenger. Materialet er svakere overfor slike svingende påkjenninger enn når lasten er rolig. Det kan oppstå tretthetsbrudd. Flytegrensen er ikke overskredet når det regnes med hele tverrsnittet. De enkelte metallkorn blir overbelastet, og det dannes mikroskopisk små riss. Ved at spenningstoppene ikke får tid til å bli utjevnet, adderes rissene til sprekker som eter seg gjennom materialet. Til slutt blir den statiske bæreevnen for liten, og delen ryker.



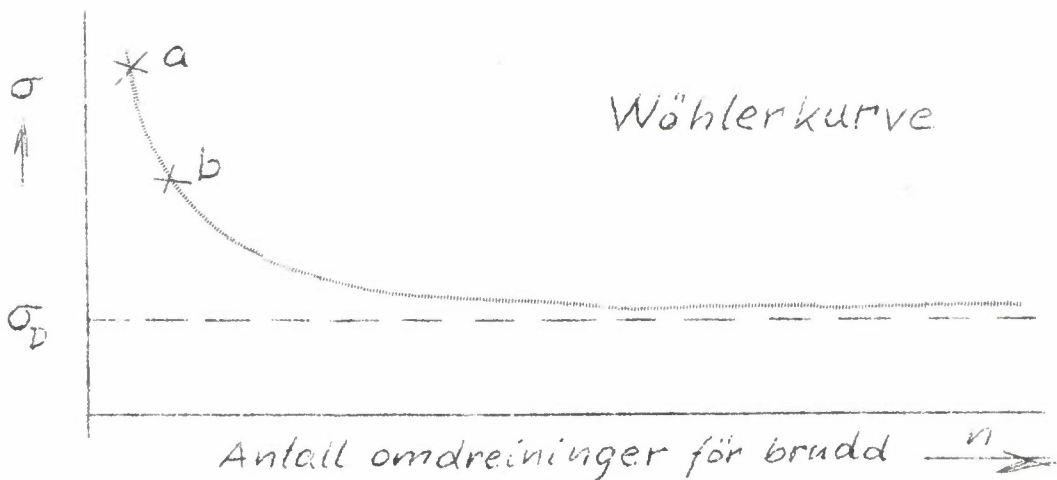
En ser to atskilte soner, den ene er glatt med fine riller, og den andre er ru og krystallinsk. Den siste sonen er framkommet ved det endelige, plutselige brudd. En bruddflate i  $45^\circ$  vinkel med aksen angir brudd på grunn av varierende torsjonsspenning.

## Utmatningsforsøk (dynamisk påkjenning).





Er P stor nok ryker staven etter relativt få omdreininger.  
Punkt a.



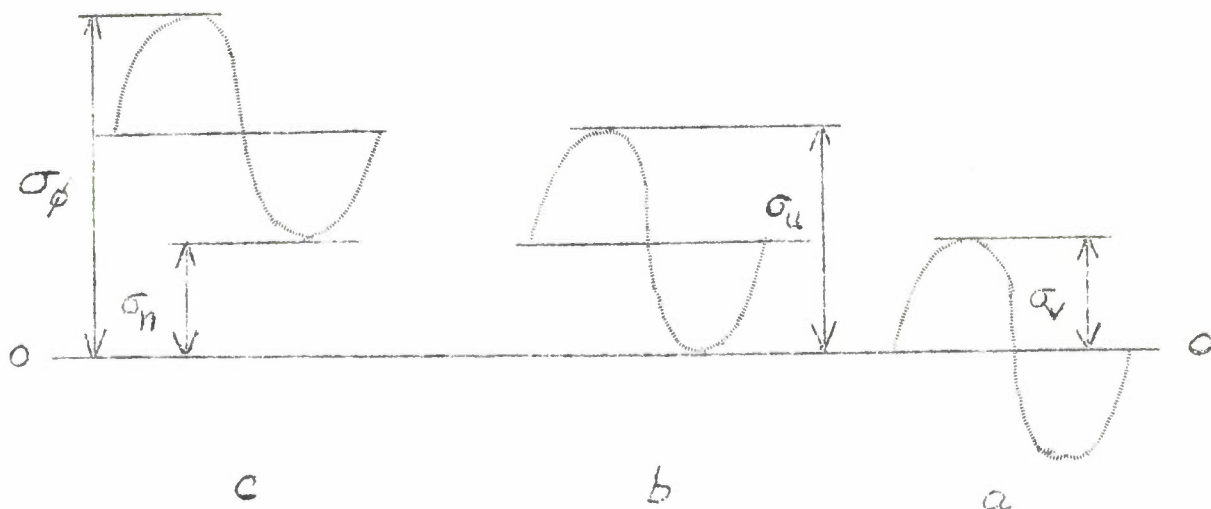
Reduseres P, kan staven tåle flere omdreininger før brudd. Punkt b.  
En kommer fram til en kurve, som blir kalt

#### Wöhlerkurven.

Kurven går mot en grenseverdi  $\sigma_D$  som kalles materialets utmattingsfasthet.

Forsøket avsluttes etter  $10^7$  omdr. for stål og  $5 \cdot 10^7$  omdr. for lettmetall.

Ved å variere lastforholdene, kan en få fram følgende svingetyper:



$\sigma_v$  = vekselfastheten,  $\sigma_u$  = utsvingsfastheten

$\sigma_n$  og  $\sigma_\phi$  er minste og største spenningsutslag.

Svingningens karakter uttrykkes ved svingegraden:

$$\mu = \frac{\sigma_n}{\sigma_\phi}$$

for a  $\mu = -1$

for b  $\mu = 0$

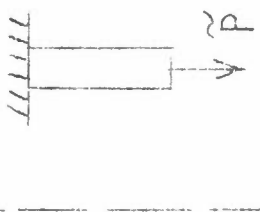
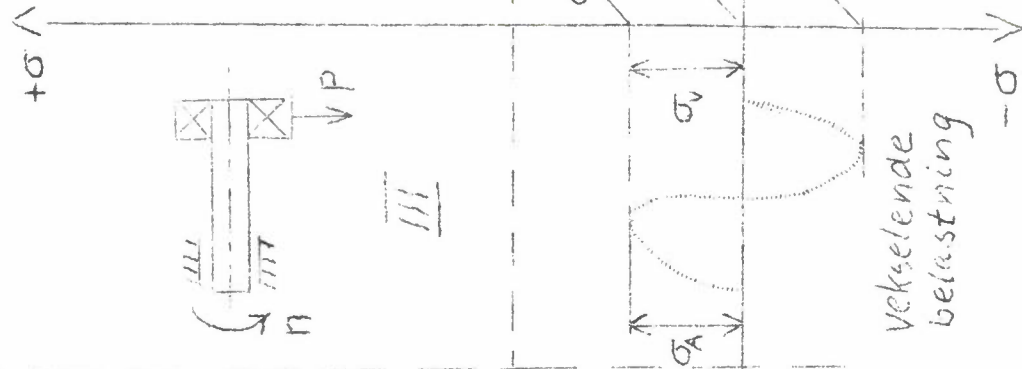
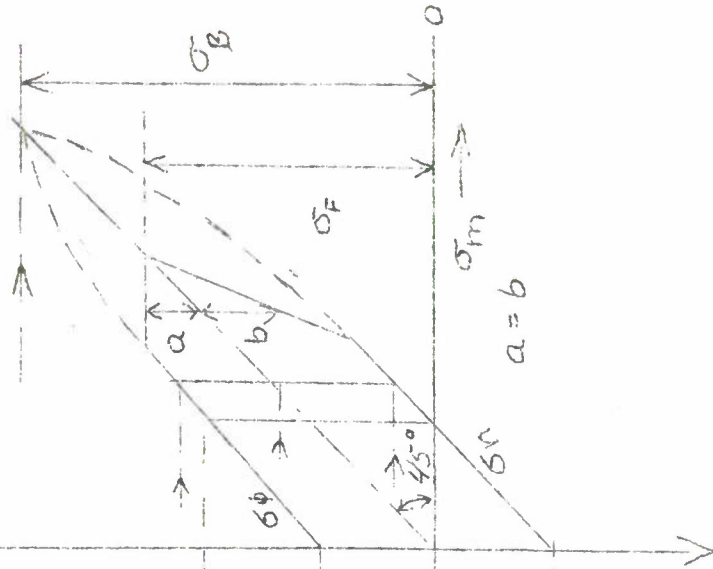
for c  $0 < \mu < 1$

Svingningene mellom  $\mu = -1$  og  $0$  (a) kalles ofte vekslende, i tekniske tabeller s. 61 er det angitt som belastningstype III. (Tillatt belastning for maskinkonstruksjoner.)

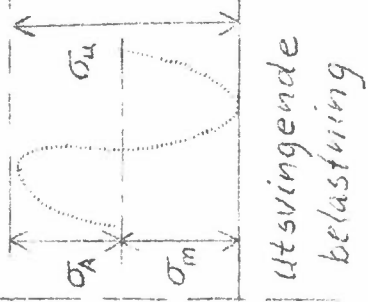
Svingningene mellom  $\mu = 0$  og  $1$  (b og c) kalles ofte pulserende eller utsvingende  $\rightarrow$  Belastningstype II i tekniske tabeller.

Belastningstype I gjelder for statisk (hvilende) belastning.

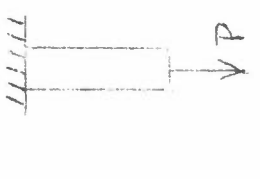
Smith's diagram



II



Utsvingende belastning

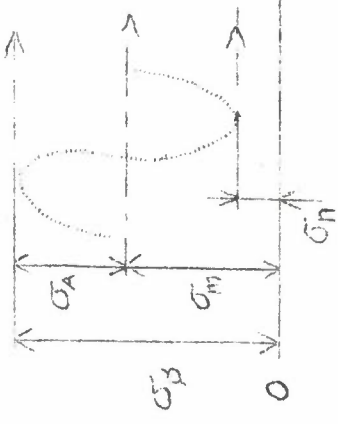


I

Statisk belastning



Generelt



- $\sigma_B$  = bruddspenning
- $\sigma_F$  = flytespenning
- $\sigma_n$  = vekselfasthet
- $\sigma_u$  = utsvingfasthet

Middelspenning  $\sigma_m = \frac{\sigma_{\phi} + \sigma_n}{2}$

Amplitudespenning  $\sigma_A = \frac{\sigma_{\phi} - \sigma_n}{2}$

Utmatningsfastheten  $\sigma_D$  betyr følgelig det største spenningsutslag som materialet kan oppta med en bestemt middelspenning

$$\sigma_D = \sigma_m + \sigma_A$$

Utmatningsfastheten for alle svingetyper kan sammenfattes i utmatningsdiagrammet, også kalt Smith's diagram.

Diagrammet kan forlenges til venstre for ordinataksen, middelspenningen blir da trykkspenningen, men for stål blir trykkdiagrammet likedan som strekkdiagrammet.

For enkelthets skyld tegnes kurvene som rette linjer. Når  $\sigma_F$ ,  $\sigma_V$  og  $\tau_u$  er kjent, kan en da konstruere diagrammet.

Bestemmes vekselfastheten ved bøyeforsøk, betegnes den  $\sigma_{Vb}$ . Vekselfastheten for strekk-trykk  $\sigma_V$ , og for vridning  $\tau_V$ .

Erfaringsverdier  $\sigma_V \approx 0,75 \sigma_{Vb}$   
 $\tau_V \approx 0,6 \sigma_{Vb}$

Er materialoverflaten mindre glatt, fås ofte en sterk reduksjon av utmatningsfastheten. Når derfor høyt påkjente drivverksdeler som veivstenger og -aksler poleres over hele overflaten, er det ikke for utseendets skyld, men for å høyne utmatningsfastheten, og derved forebygge trethetsbrudd.

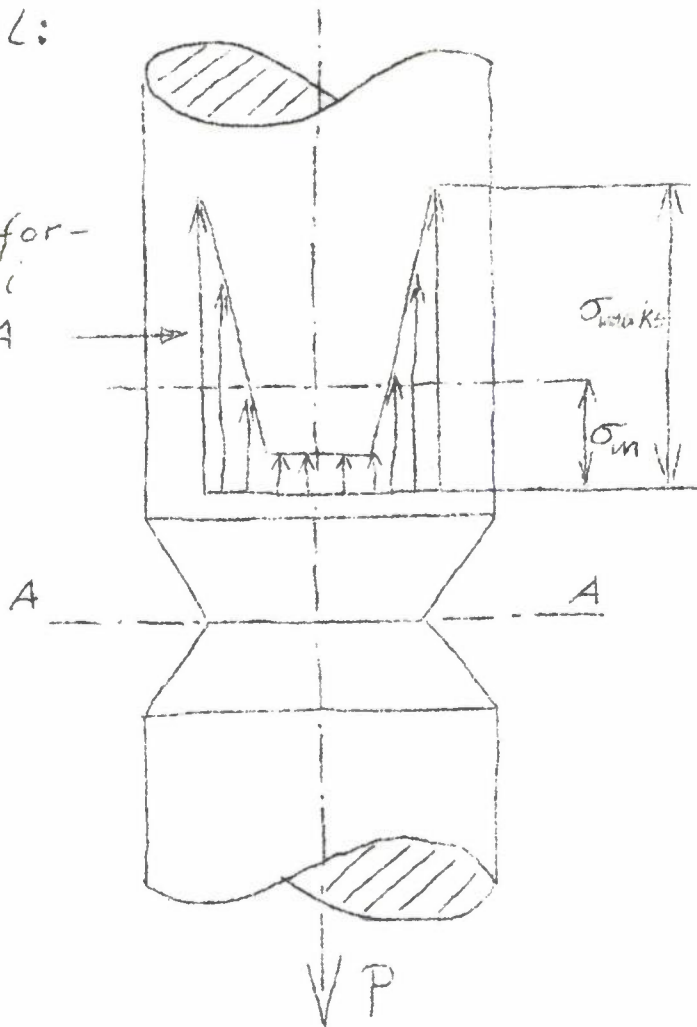
### 3. Spenninger ved tverrsnittsoverganger, kjernevirkning.

Ved slanke og kontinuerlige tverrsnittsoverganger, regner en med tilnærmet jevn spenningsfordeling over tverrsnittet, strekkspenningen blir da som vanlig  $\sigma = P/F$ .  $\text{kg/mm}^2$ . Ved mer konsentrerte tverrsnittsoverganger kan  $\sigma_{maks}$ . bli flere ganger større enn middelspenningen  $\sigma_m$ .

Formfaktor  $\alpha_K = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_m}$

Eksempel:

Spenningsfor-  
delingen i  
snitt A-A



A-A

Særlig farlig ved varierende påkjenning.

Ved hjelp av beregninger, fotoelastiske målinger eller målinger med streklapper er formfaktoren bestemt for endel viktige formelementer. I formgivning må en bruke tilstrekkelige krumningsradier i overganger, avtrappinger o.l.

Ved forsøk kan en bestemme vekselfastheten  $\sigma_v'$  for en stav med kjerv, og sammenholde denne med vekselfastheten for en glatt stav. Kjervfaktoren  $\beta_k$  defineres da slik:

$$\beta_k = \frac{\sigma_v}{\sigma_v'}$$

Vanligvis er  $\beta_k < \alpha_k$

$\beta_k$  avhenger også av materialsorten. Mest utsatt er stålsorter med høy bruddspenning, særlig legert stål.

Kjervfølsomhetsfaktoren:

$$\eta_k = \frac{\beta_k - 1}{\alpha_k - 1}$$



$\alpha_k$  kan ligge mellom 1,8 og 2,6.

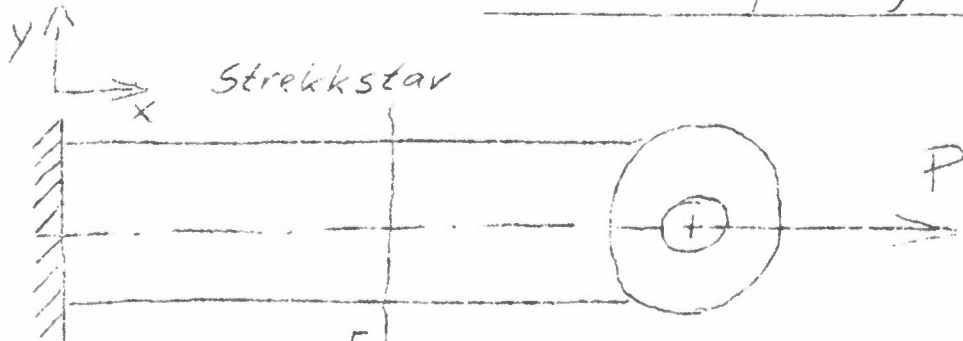
Harde kullstoffstål og leget stål  $\eta_k = 0,6 - 1,0$

Vanlig konstruksjonsstål, lettmetall  $\eta_k = 0,4 - 0,8$

Støpejern  $\eta_k = 0 - 0,4$

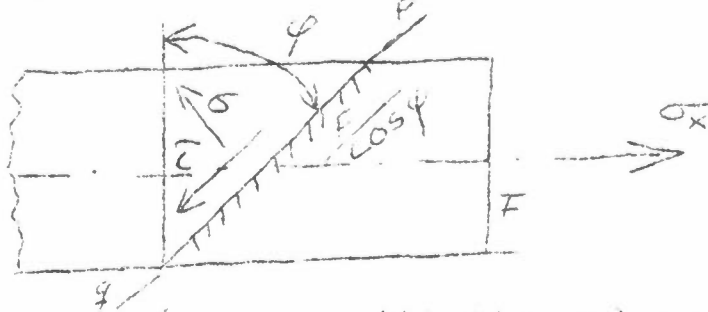
D. Spenningsberegning.

1. Enakset spenningstilstand.

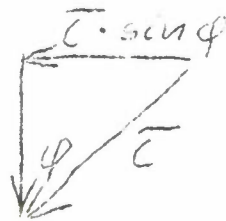
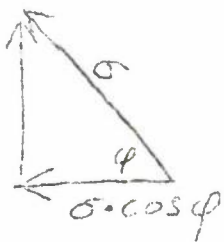


$\sigma_x = \frac{P}{F}$  er normalspenning  
 da  $\sigma_y = 0$  har vi enakset spenningstilstand

Et element i staven:



Vi tenker oss staven snittet (p-q) og limt sammen.



Kreftene i x-retning: (Likevekt)

$$(1) \sigma_x \cdot F - \sigma \cdot F \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \cos \varphi - \tau \cdot F \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi = 0$$

Kreftene i y-retning:

$$(2) \sigma \cdot F \cdot \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi - \tau \cdot F \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \cos \varphi = 0$$

$$(1) \sigma_x - \sigma - \bar{\tau} \cdot \operatorname{tg} \varphi = 0$$

$$(2) \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi - \bar{\tau} = 0 \quad \sigma = \frac{\bar{\tau}}{\operatorname{tg} \varphi}$$

innsett:

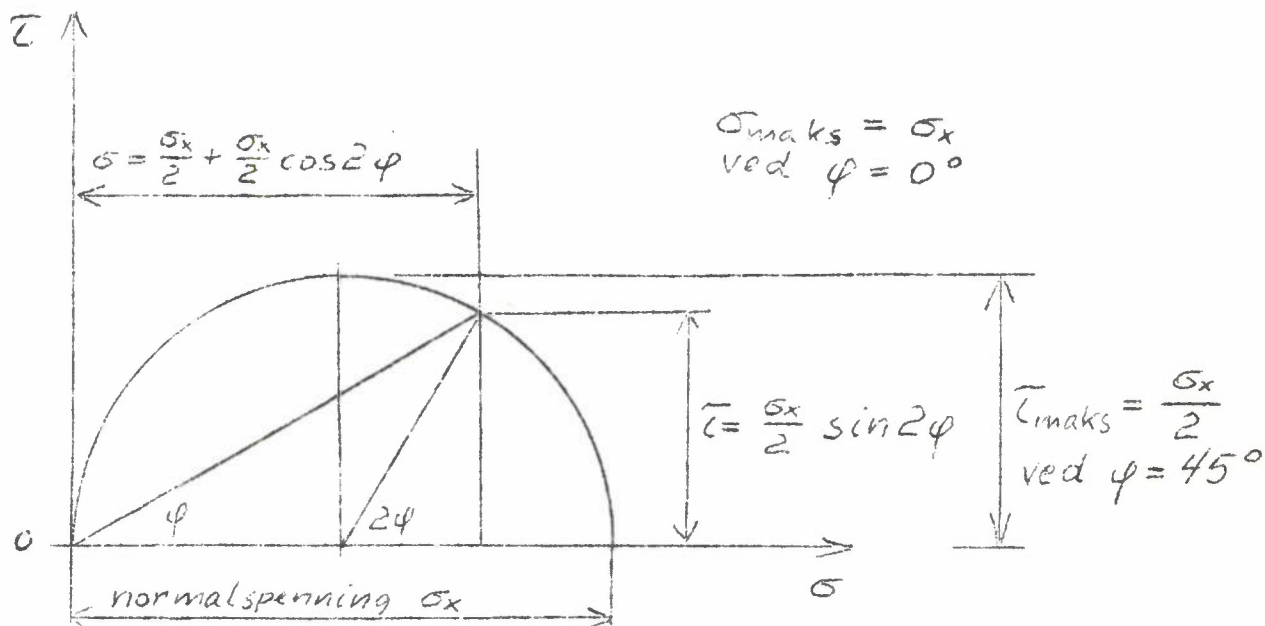
$$\sigma_x - \frac{\bar{\tau}}{\operatorname{tg} \varphi} - \bar{\tau} \cdot \operatorname{tg} \varphi = 0$$

$$(3) \bar{\tau} = \frac{\sigma_x \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} = \frac{\sigma_x}{2} \sin 2\varphi$$

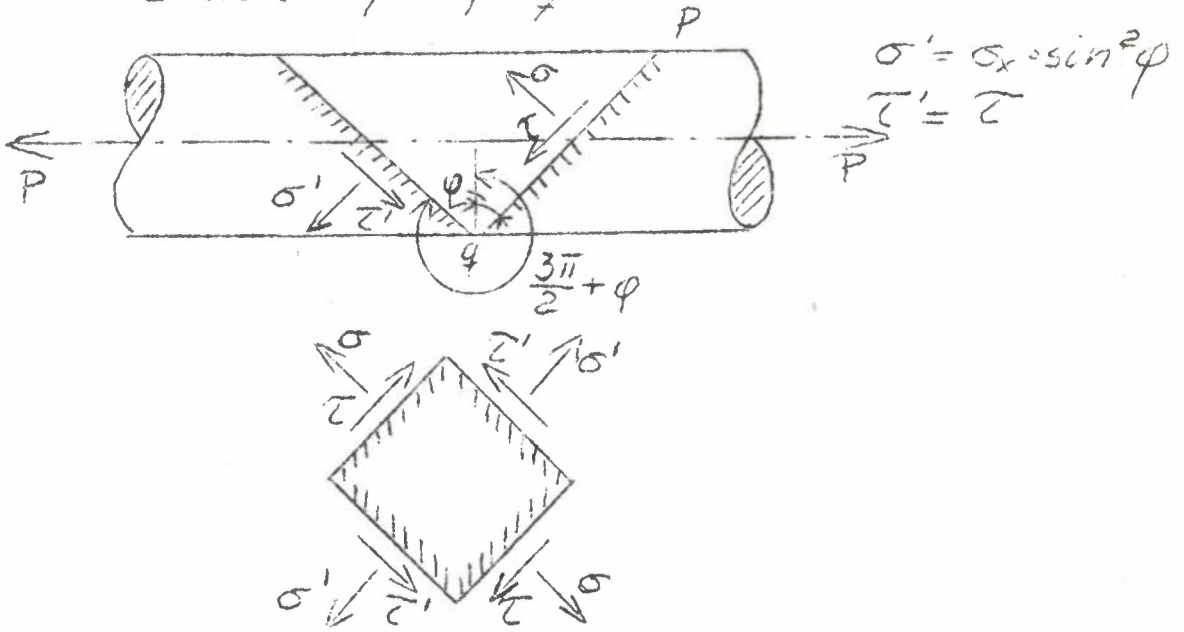
$$(4) \sigma = \frac{\bar{\tau}}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\sigma_x}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} = \frac{\sigma_x}{2} (1 + \cos 2\varphi)$$

$$\underline{\sigma = \sigma_x \cdot \cos^2 \varphi}$$

Variasjonen av  $\sigma$  og  $\bar{\tau}$  med vinkelen  $\varphi$  ser en lettest ved hjelp av Mohrs spennings sirkel.



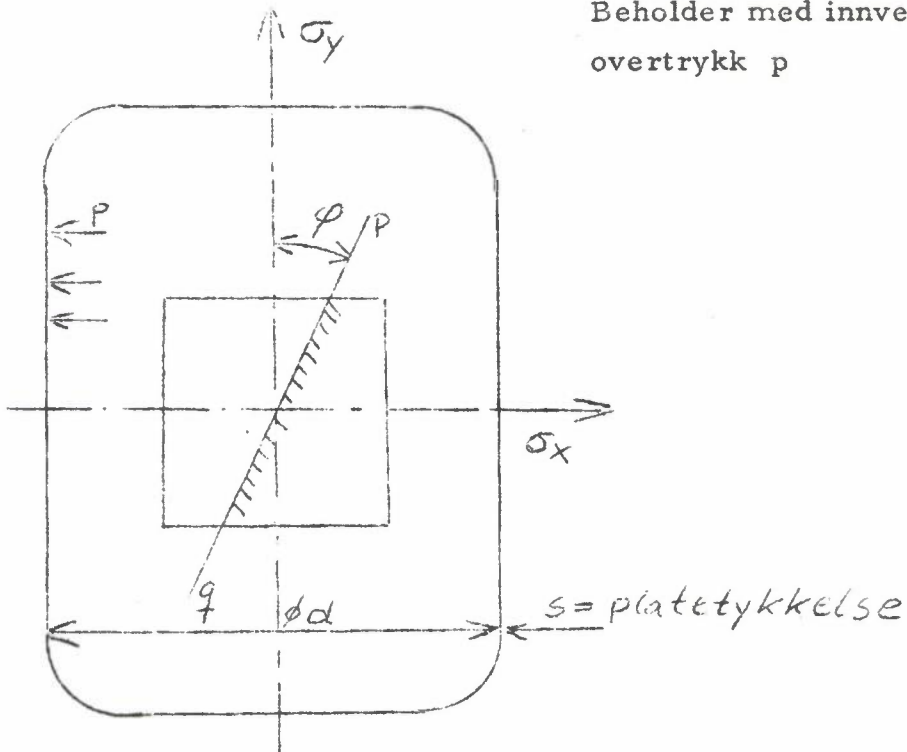
Snitt 90° på p-q



Skjærspenningene er like i to plan som står normalt på hverandre. Skjærspenningene opptrer parvis.

2. Strekk eller trykk i to retninger normalt på hverandre.

Beholder med innvendig overtrykk p



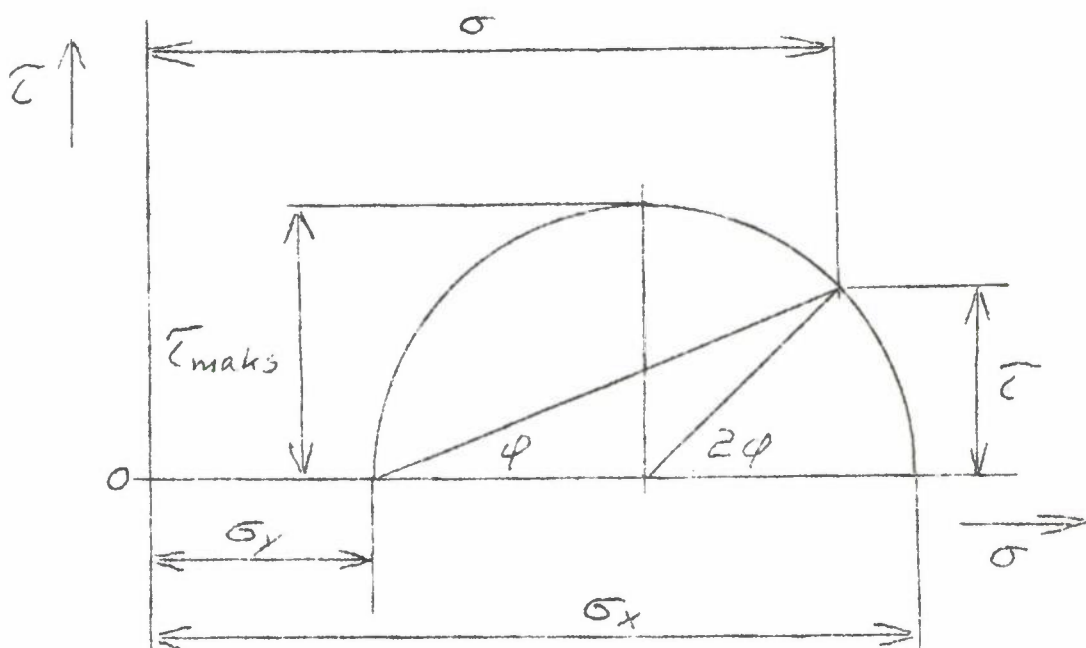
To strekkspenninger  $\sigma_x$  og  $\sigma_y$  som står normalt på hverandre gir toakset spenningstilstand.

Før beholderen er:

$$\sigma_x = \frac{p \cdot d}{2 \cdot s} \qquad \sigma_y = \frac{p \cdot d}{4 \cdot s}$$

Når  $\sigma_x$  og  $\sigma_y$  er kjent, kan vi tegne

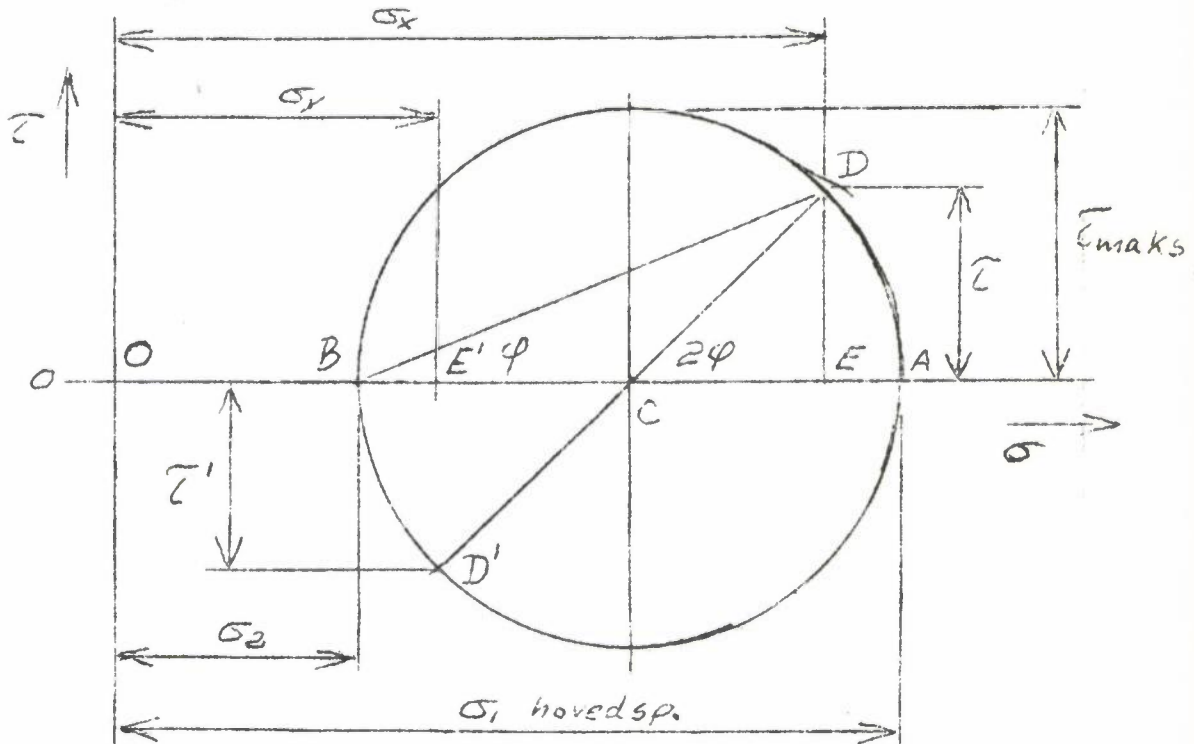
Mohr's spenningssirkel



På tegningen kan vi finne spenningene i et hvilket som helst snitt som danner en vinkel  $\varphi$  med  $y$ -aksen.

Av spenningssirklen går det frem at  $\sigma_x$  eller  $\sigma_y$  må være største eller minste verdi for normalspenningen, men i ethvert plan som danner vinklen  $\varphi$  med  $y$ -aksen varierer normalspenningen i tallverdi mellom  $\sigma_x$  og  $\sigma_y$ , og samtidig opptrer en skjærspenning. En normalspenning som enten er maksimalspenning eller en minimalspenning, kalles hovedspenning, og de plan normalt på hverandre hvor de virker, kalles hovedplan. I hovedplanene er det ingen skjærspenninger.

Eksempel: En skjærspenning  $\tau$  er gitt sammen med to normalspenninger  $\sigma_x$  og  $\sigma_y$ , som i dette tilfelle ikke kan være hovedspenninger.



Av figuren:

$$\sigma_1 = \overline{OA} = \overline{OC} + \overline{CD} \quad \overline{OC} = \overline{OE'} + \overline{E'C} \quad \overline{E'C} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

$$\overline{OC} = \frac{2\sigma_y - \sigma_y + \sigma_x}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad \overline{CD} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

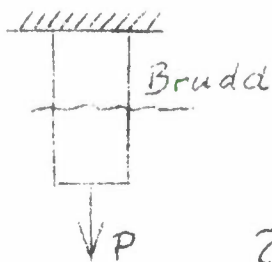
$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_2 = \overline{OB} = \overline{OC} - \overline{CD}$$

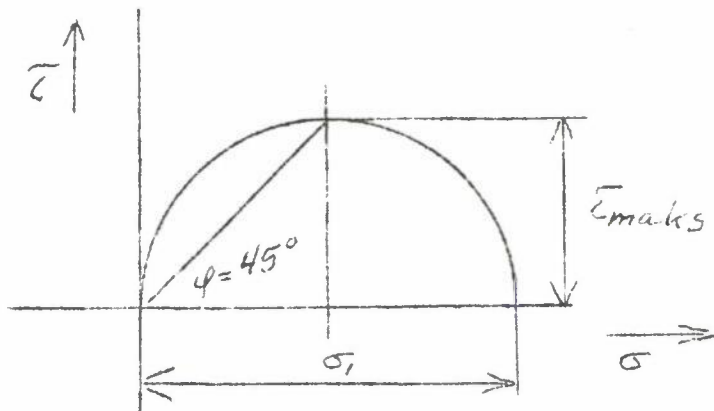
$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

3. Bruddhypoteser.

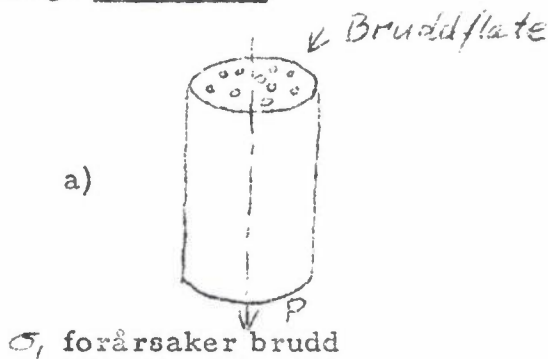


Enakset spenningstilstand  $\sigma_y = 0$   
 $\sigma_F$  el.  $\sigma_g$  er høyeste normalspenning =  $\sigma_1$



$\sigma_1 = 2 \cdot \tau_{maks}$   
 $\tau_{maks}$  i plan  $45^\circ$  med stavaksen.

Viktige bruddtyper:

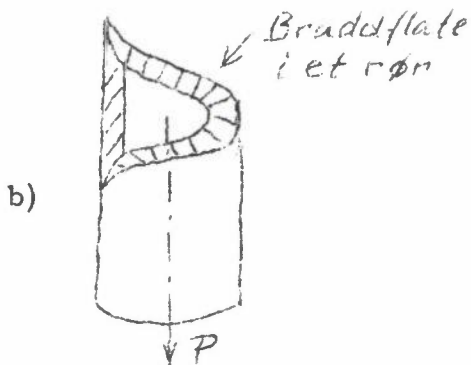


Sprøtt materiale

f.eks støpejern, glass, stein, betong.

Slitebrudd:

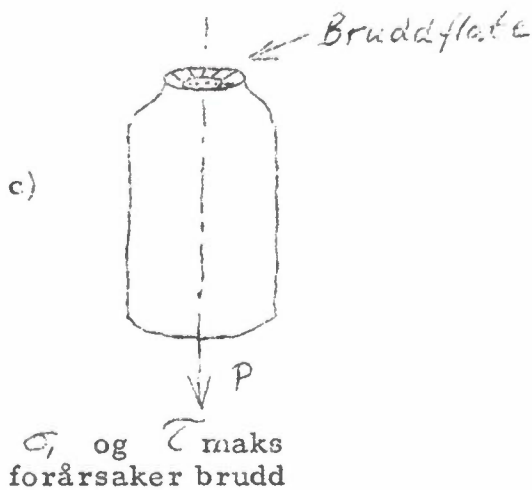
Bruddflate normalt på kraftretningen ingen tverrkontraksjon, grovkornet bruddflate.



Fullstendig seige materialer

Glidebrudd.

Glidning langs plan hvor skjærspenning er størst, ved  $\varphi = 45^\circ$  med hovedakse.



Strekkstav av seigt materiale

Slitebrudd og glidebrudd.

Finkornig bruddflate, ytterst  $45^\circ$  med strekkretningen innerst vinkelrett på strekkretningen.

Hva slags påkjenning som fører til flyting el. brudd er vanskelig å si.

Forenkling ved å innføre en jevnføringspenning  $\sigma_j$ .

En tenker seg den sammensatte spenningen overført til en enakset normalspenning, som påkjenner materialet like sterkt.

$\sigma_j$  fastlegges etter en av følgende bruddhypoteser:

1. Hovedspenningshypotesen, passer for sprø materialer, f.eks. Stj.
2. Skjærspenningshypotesen som forutsetter største  $\tau$  som farligst for materialet.

Skjærspenningshypotesen er av interesse for oss da den stemmer forholdsvis bra for konstruksjonsstål.

Ved enakset spenningstilstand er

$$\sigma_1 = 2 \tau_{maks} \text{ og brukt som}$$

jevnføringspenning

$$\sigma_j = 2 \tau_{maks} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2}$$

hvis  $\sigma_y = 0$   $\sigma_j = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_{xy}^2}$

E. Tillatt spenning. Sikkerhet.

Spenningsberegningen er som regel avgjørende for dimensjoneringen av en maskindel. Ved kompliserte forhold må konstruktøren foreta tilnærmelser og forenklinger for å gjennomføre styrkeberegning.

En går utfra de ytre påkjenninger i form av strekk, trykk, bøyning, vridning osv.

Ytre kraft pr. flatenhet kalles flatetrykk  $kp/cm^2$

Indre kraft " " " spenning "

Styrkeberegning kan deles i to trinn:

1. opptredende spenning bestemmes
2. denne sammenholdes med materialets fasthetstall for vedkommende påkjenning.

Spenningsberegningen forutsetter:

1. Likevekt mellom ytre krefter og indre spenninger.
2. at spenningsfordelingen avhenger av deformasjonene:

En bygger på Hookes lov:

Enhetsforlengelse

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

E = elastil.modul  
kp/cm<sup>2</sup>

Enhets-vinkeldeformasjon

$$\gamma = \frac{\tau}{G}$$

G = skjærmodul  
kp/cm<sup>2</sup>

Den beregnete spenning må ikke komme for nær materialets grense-spenning:

Grense-spenninger  $\left\{ \begin{array}{l} \text{flytegrense } \sigma_F, \tau_F \\ \text{bruddgrense } \sigma_B, \tau_B \\ \text{vekselasthet } \sigma_V, \tau_V \end{array} \right. \text{ osv.}$

Tillatt spenning

$\sigma_{till} = \frac{\sigma_F}{n_F}$ ,  $\sigma_{till} = \frac{\sigma_B}{n_B}$ ,  $\tau_{till} = \frac{\tau_V}{n_B}$   
tilsvarende for  $\tau_{till}$

$n_F$  og  $n_B$  er sikkerhet mot flyting henholdsvis brudd.  $n_F$  og  $n_B$  bestemmes av flere faktorer f.eks. materialfeil, omfanget av brudd (menneskeliv). Sikkerheten mot brudd må være høyere enn mot flyting. Det finnes retningslinjer for valg av sikkerhet.



Beregnet spenning

$$\sigma = k \cdot \sigma_n$$

K = korreksjonsfaktor p.g.a. tilnærmet regnemetode.

$\sigma_n$  = nominell spenning etter forenklet likevekstberegning.

$$\sigma = k \cdot \sigma_n \leq \sigma_{till} = \frac{\sigma_F}{n_F \cdot n_L} \quad \text{el.} \quad \frac{\sigma_B}{n_B \cdot n_L}$$

$$n_L = \text{lastfaktor} = \frac{\text{Cverbelastning}}{\text{Normal belastning}} \quad (\text{sjelden})$$

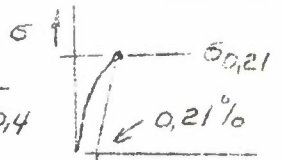
### 1. Hvilende last.

Med seige materialer mener vi her slike materialer som har bruddforlengelse

$$\delta > 5 \%$$

En går ut fra  $\sigma_F$  eller  $\bar{\sigma}_F$ , da en blivende deformasjon er uheldig. Noen legerte stål og alle ikkejernmetaller har ingen utpreget flytegrense  $\rightarrow$  tøyegrensen legges til grunn.

For normalspenning brukes  $\sigma_{0,21}$  og for skjærspenning  $\bar{\tau}_{0,4}$



Ved pålitelig gjennomvalset eller gjennomsmidd stål som er fullglødd er nedre grenseverdi for sikkerhet mot flyting  $n_F = 1,3$ . Vanligvis velges for valset og smidd materiale,

$$n_F = 1,5 - 2,0$$

Støpte seige materialer er mere usikre:

$$n_F = 2,0 - 2,5$$

Hvis flyting kan få alvorlige følger bør en sette  $n_F$  mellom 3 og 4.

### 2. Hvilende last og sprø materialer.

Materialet betegnes som sprøtt når  $\delta < 5 \%$ . Utgangspunktet er bruddfastheten  $\sigma_B$ .

Ved støpejern kan det lett oppstå støpefeil og -spenninger, derfor stor sikkerhet. Ved strekk:

$$n_B = 5 - 10$$

Ved bøyepåkjenning går en utfra bøyefastheten  $\sigma_{Bb}$  med

$$n_B = 5 - 7$$

3 ganger større trykkspenning kan tillates ved støpejern.

3. Hurtig varierende (dynamiske) påkjenning.

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma_v'}{n_B} \quad \text{el.} \quad \frac{\sigma_{vb}}{n_B} \quad \bar{c}_{till} = \frac{\bar{c}_v'}{n_B}$$

For valset materiale

$$n_B = 2 - 3$$

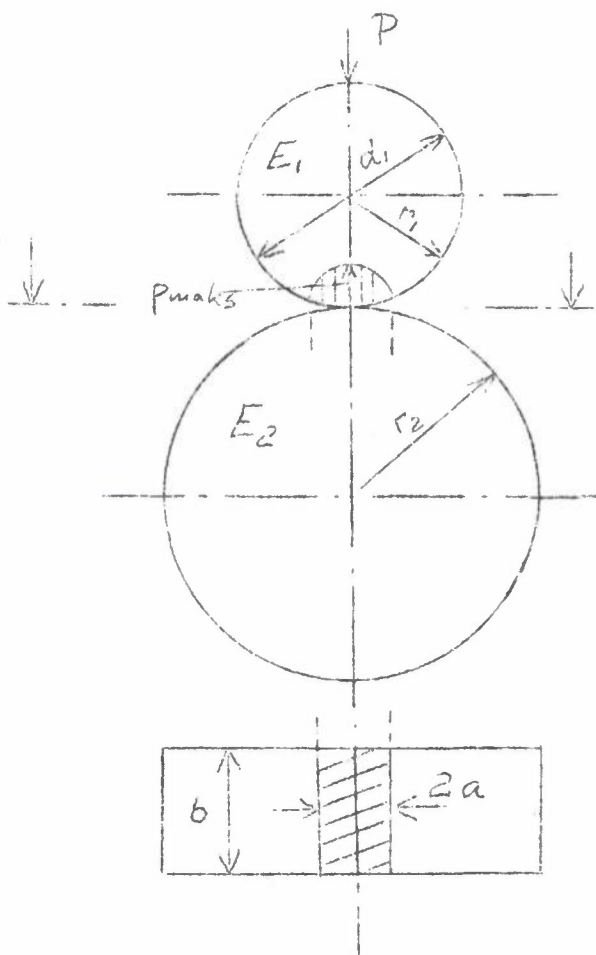
Støpejern

$$n_B = 5 - 10$$

F. Flatetrykk mellom krumme flater.

Hookes lov må gjelde

eks.



Sylinder med sylinder

Det anvendes en resulterende elastisitetsmodul

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

Kule mot kule.

$$P_{maks} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{P \cdot E^2}{\mu^2}} \quad \frac{kp}{cm^2}$$
$$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{\mu_1} + \frac{1}{\mu_2}$$

Kule mot plan flate.

$$\mu_2 = \infty \quad \mu = \mu_1$$

Sylinder mot sylinder. Se fig.

$$P_{maks} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \mu}}$$

Sylinder mot plan flate.

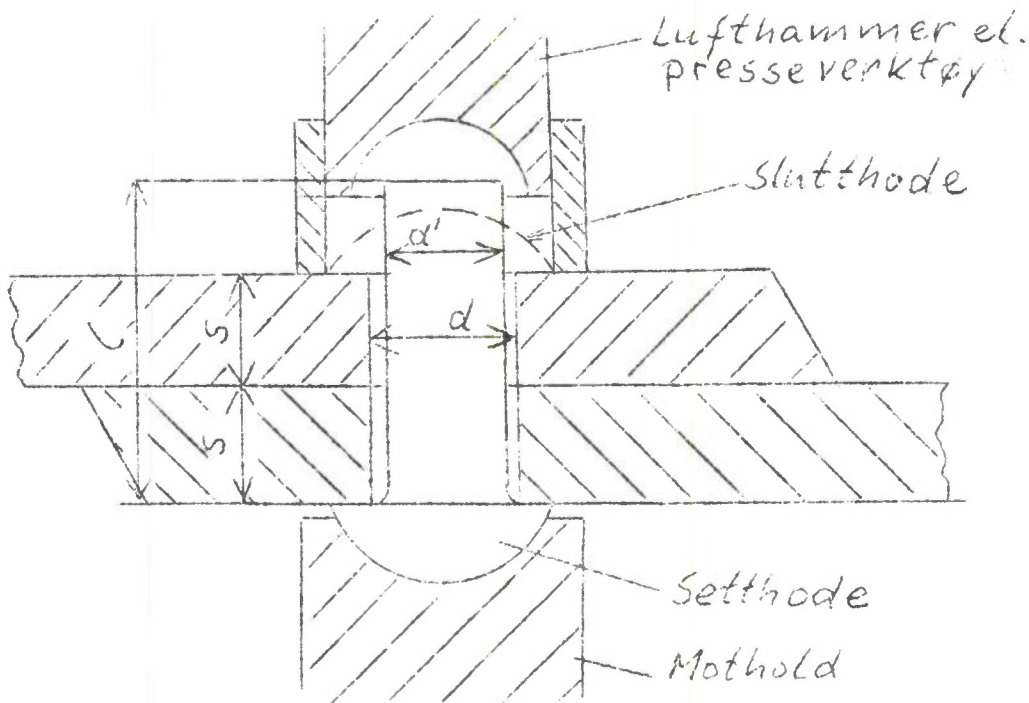
$$\mu = \mu_1$$

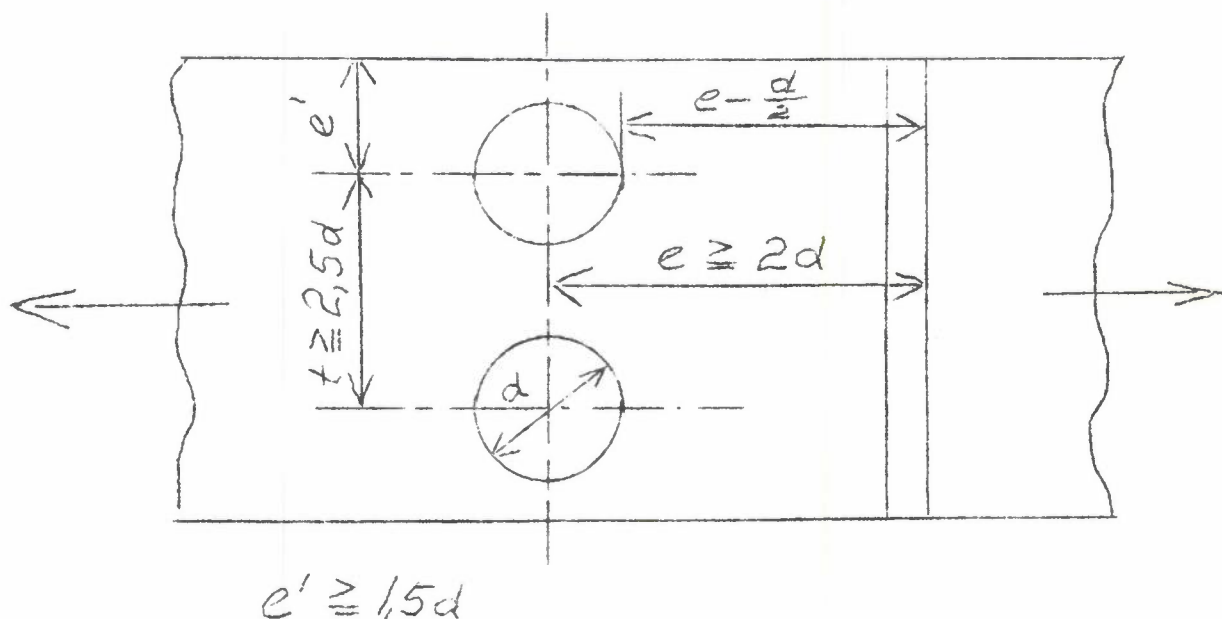
-----

Kap. II Forbindelser

A. Nagleforbindelser.

Selv om sveisingen har overtatt mange av de felter klinkingen var enerådende på, er den likevel ikke så lite brukt i moderne konstruksjoner. Enkelte aluminiumslegeringer f.eks. tåler ikke sveising uten å miste sine gode materialegenskaper i sveisesonen. I moderne aluminiumskonstruksjoner er derfor klinking svært vanlig.





Stykkeberegning for en klinkeskjøt må utføres både for naglene og for platen.

Vi setter:

- $Q$  = kraft pr. nagle  $kp$
- $\bar{\tau}$  = skjærspenning i naglen  $kp/cm^2$
- $p$  = hulltrykk  $kp/cm^2$
- $s$  = platetykkelse  $cm$
- $d$  = naglehulldiameter  $cm$
- $t$  = deling  $cm$

For naglen

$$Q = \bar{\tau} \cdot f = \frac{\bar{\tau} \cdot \pi d^2}{4} \quad (1)$$

For naglehullet:

$$Q = p \cdot d \cdot s \quad (2)$$

(1) og (2) gir

$$d = \frac{4 \cdot p \cdot s}{\pi \cdot \bar{\tau}}$$

Med erfaringsverdien  $p \leq 2,5 \tau$  får en

$$d \leq 3,2 s$$

I platen får en:

$$Q = \sigma (t - d) \cdot s$$

$$\sigma = \text{platespenning} < \sigma_{\text{till}}$$

Det brukes også en virkningsgrad for en klinkeskjøt

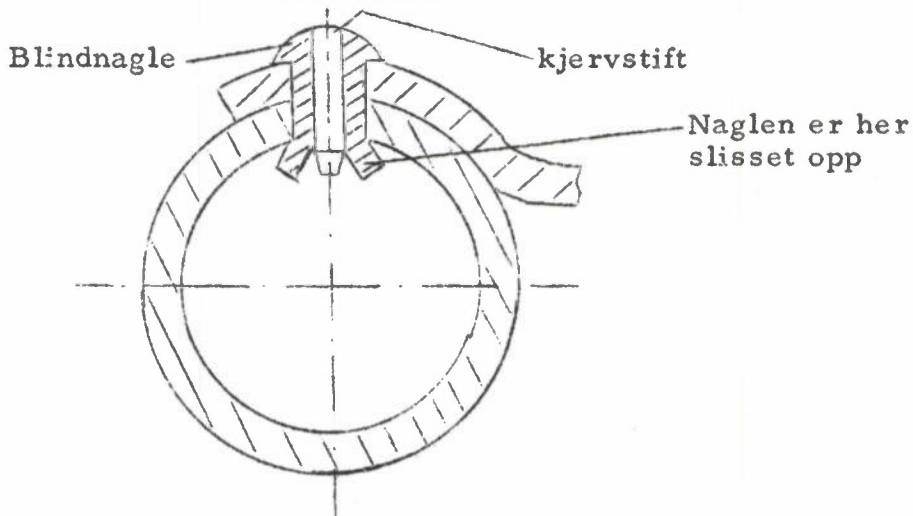
$$v = \frac{t - d}{t}$$

Naglestål er av en bløt, seig kvalitet vanligvis St. 34.13.

P.g.a. korrosjonsfaren bør nagle og nagledel være av samme materiale. Hvis ikke, kan det brukes isolerende hylse og underlagsskive for ikke å få tærende galvaniske strømninger i forbindelsen.

Nagleforbindelser har den fordel overfor sveiseforbindelser at det ikke oppstår indre spenninger og krympninger i materialet.

Der hvor en bare kan komme til på en side, så en ikke får dannet slutthode, brukes det blindnagler.



Kjervstiften presser nagleskaftet mot hullveggen og utvider enden av naglen til et slutthode.

I lettkonstruksjoner brukes mye såkalte sprengnagler, hvor en liten sprengladning i enden av det hule nagleskaft bringes til å eksplodere ved oppvarming. Enden utvides og danner en slags slutthode  $\rightarrow$  15 % mindre skjærfasthet enn vanlige nagler.

## B. Sveiseforbindelser.

Sveising er en svært allsidig forbindelsesmåte og kan nå brukes for mange materialer. Det er ikke lenger bare stål, stålstøpegods og støpejern som kan sveises, men også

kobber -  
aluminium -  
og magnesiumslegeringer  
nikkel  
sink og  
bly.

De siste årene har også sveising av termoplastiske kunststoffer blitt mer og mer almindelig.

### a. Fordeler ved sveiseforbindelse

Beholdere, kjeler og rør blir nå sveist i stedet for klinket.

Vektbesparelse, ingen overlapp, lettere og mer sammentrengt, billigere. Glatte overflater mulig.

Ved bygningskonstruksjoner regner en med at sveisekonstruksjon blir ca. 20 % lettere enn klinket.

Styrken av sveisen er ca. 70 - 90 % av materialstyrken, og klinkeskjøten har en styrke på 60 - 87 % av materialstyrken.

Sveiste maskindeler kan bli opptil 50 % lettere enn tilsvarende støpte, og en unngår å lage støpemodell.

### b. Ulemper ved sveiseforbindelser

Tilleggsspenninger forårsaket av sveisen kan redusere styrken i både sveisen og grunnmaterialet.

Maskindelen kan "slå seg" ved sveising og det oppstår unøyaktigheter. Derfor kan det være nødvendig med jiggverktøy.

Kvalitetsveisingen krever sertifiserte sveisere.

Kontrollen med sveisearbeidet kan være kostbar og omstendelig.

Skarpe overganger mellom de sveiste deler vil gi spenningsspisser og nedsatt styrke.

Ved støpte deler kan en derimot oppnå krumme overganger og mindre spenningsspisser.

1. Konstruktive tiltak for å unngå spenningspisser i sveise-  
forbindelser.

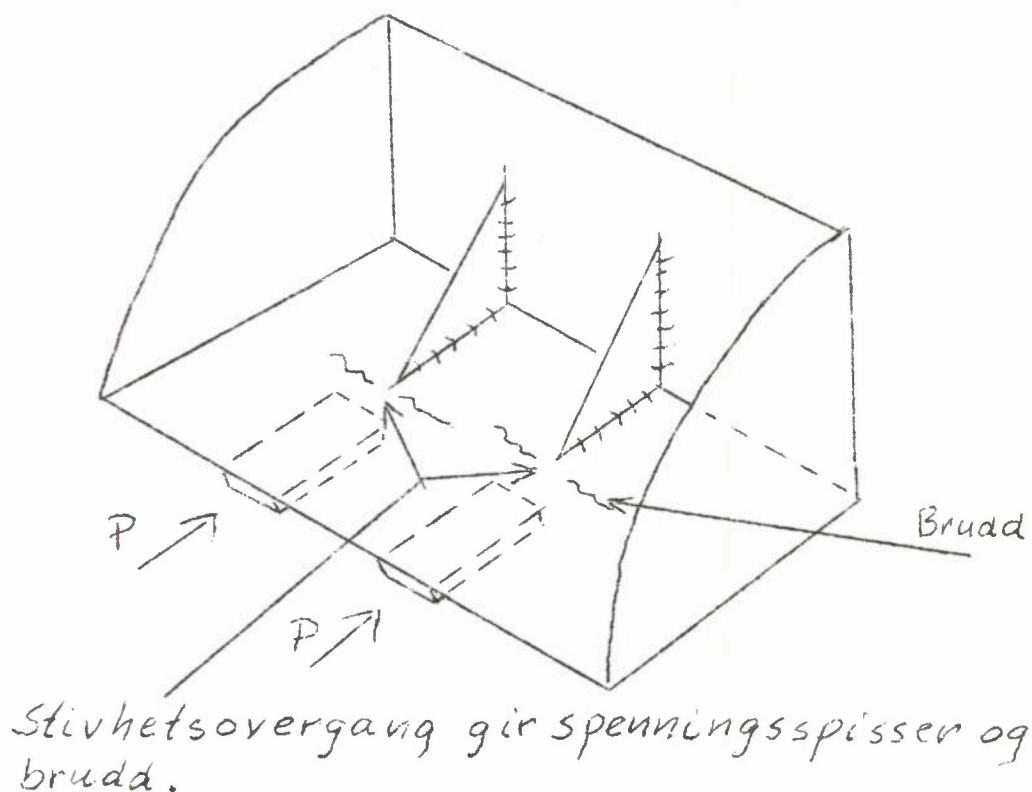
Ved sveisekonstruksjoner er det nødvendig å utvikle en sans for hvor det kan oppstå spenningspisser. Det er meget vanskelig eksakt å beregne de spenninger som kan oppstå. Professor Kloth har i boka "Atlas der Spannungsfelder in technischen Bauteilen" samlet en oversikt over spenningsverdier og spenningsfordeling i sveiseforbindelser som blir mye brukt. I denne oversikten kan en som regel finne eksempler som grenser opp til den konstruksjonen en skal utføre. Ved å studere denne oversikten kan en få en viss føling med hvordan en skal sveise sammen maskindeler ved ulike belastninger.

Professor Kloth har satt opp noen regler som en kan gå frem etter:

Deformasjonshindringer og stivhetsoverganger forårsaker spenningspisser.

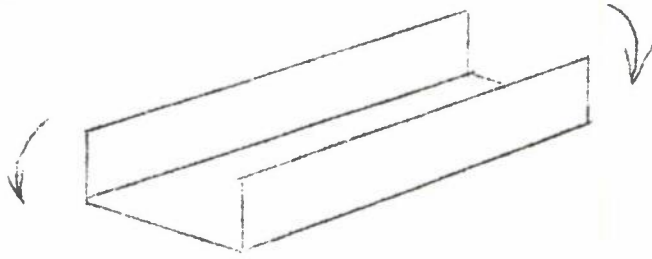
På svært mange landbruksmaskiner kan en se konstruksjoner som strir i mot denne regel, og det har oppstått brudd.

Eksempel: Snøskuffe.

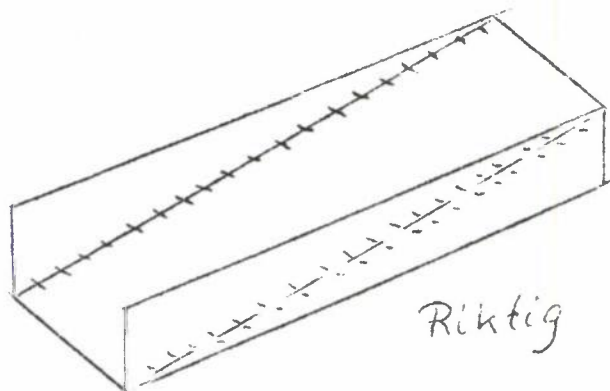
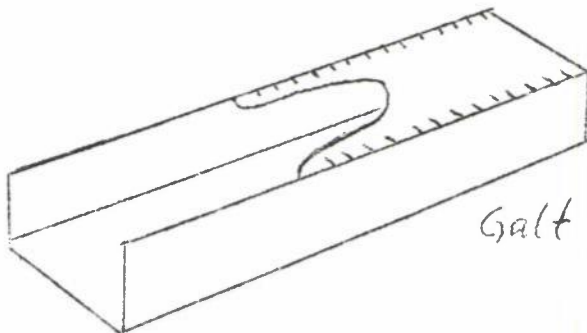
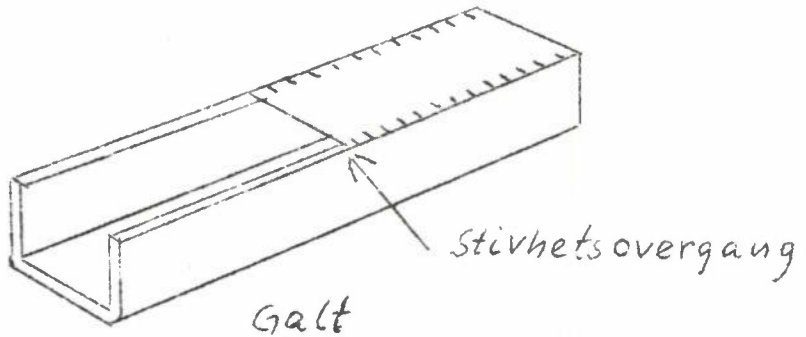


Et U-profil (torsjonsbelastet)

som vi vil avstive slik at det blir en jevn overgang fra et åpent til et lukket profil.

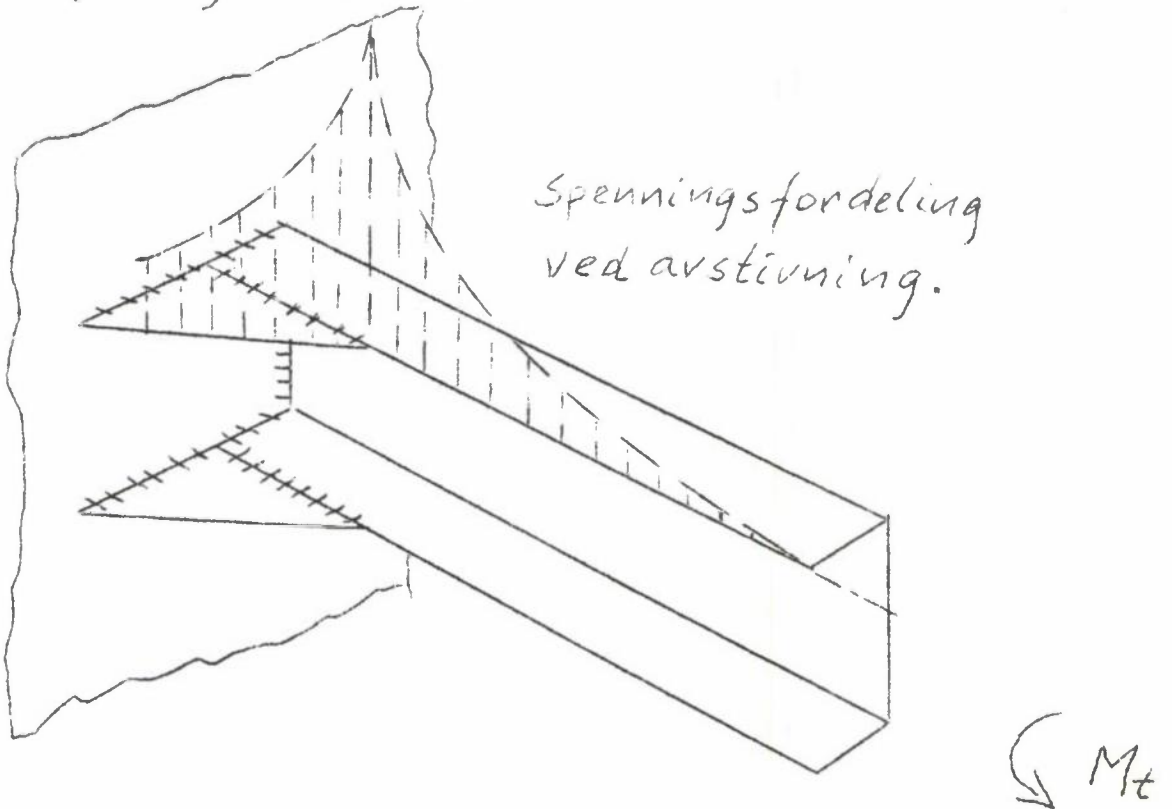
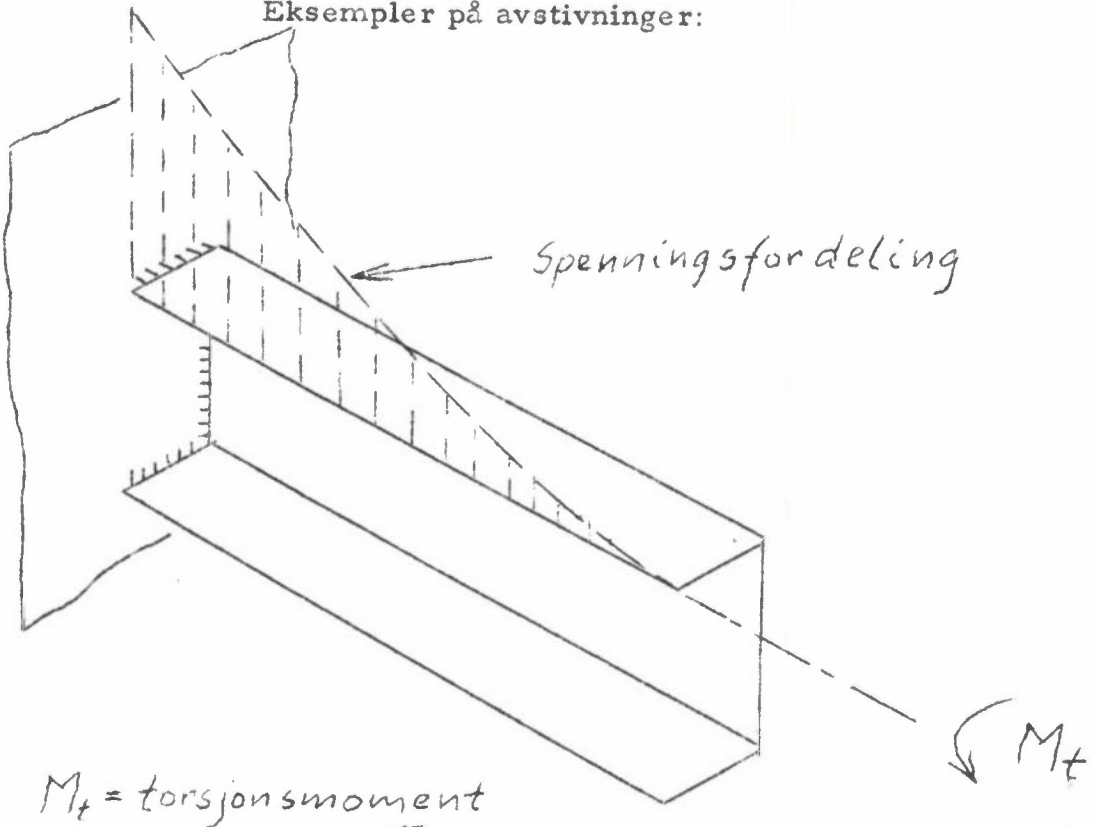


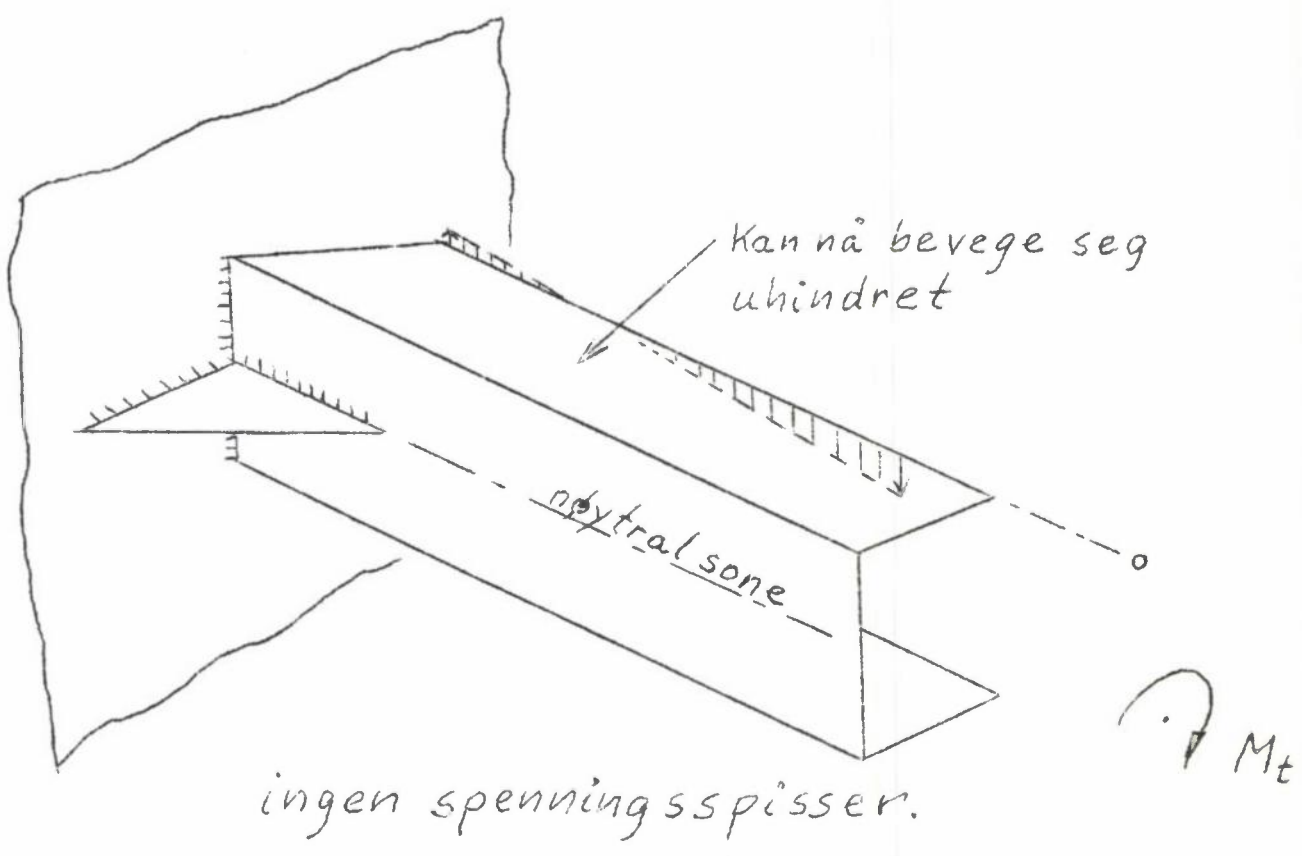
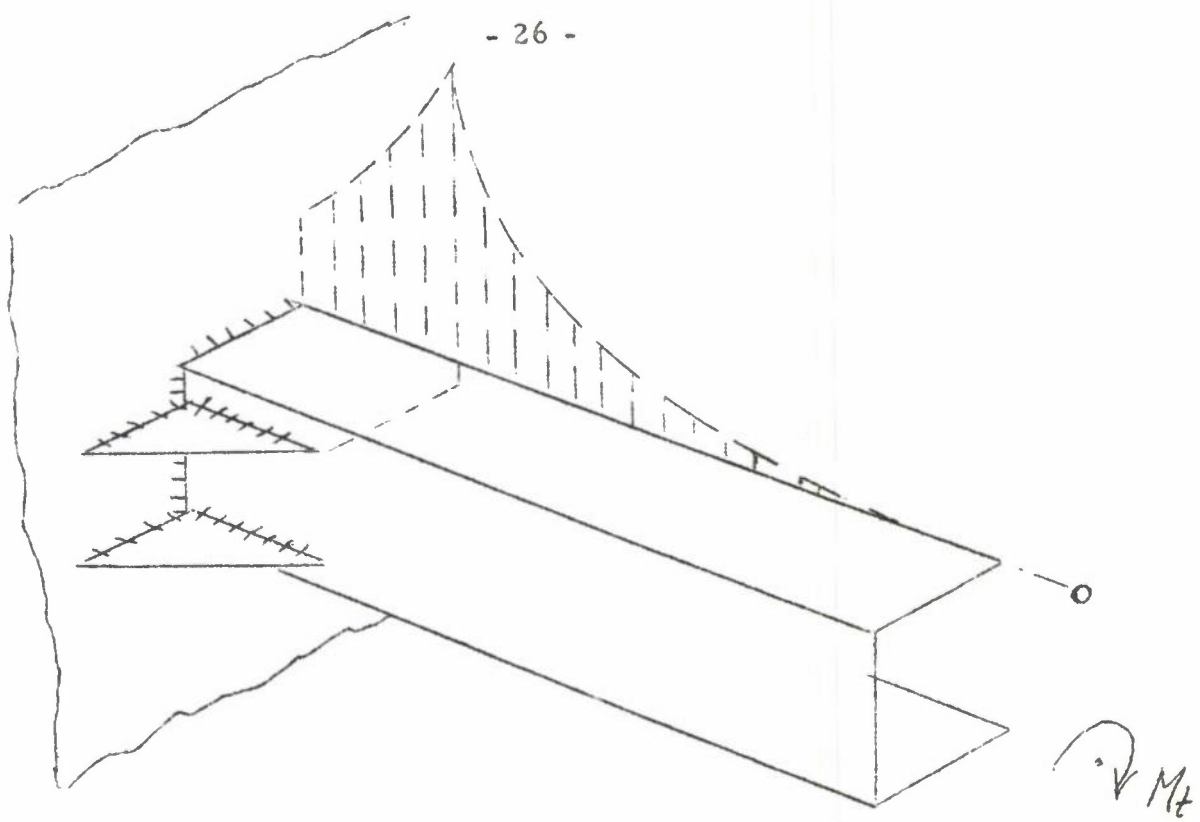
Ved torsjon ville det være best med et rør som er 1000 ganger så stivt overfor torsjonsbelastning.

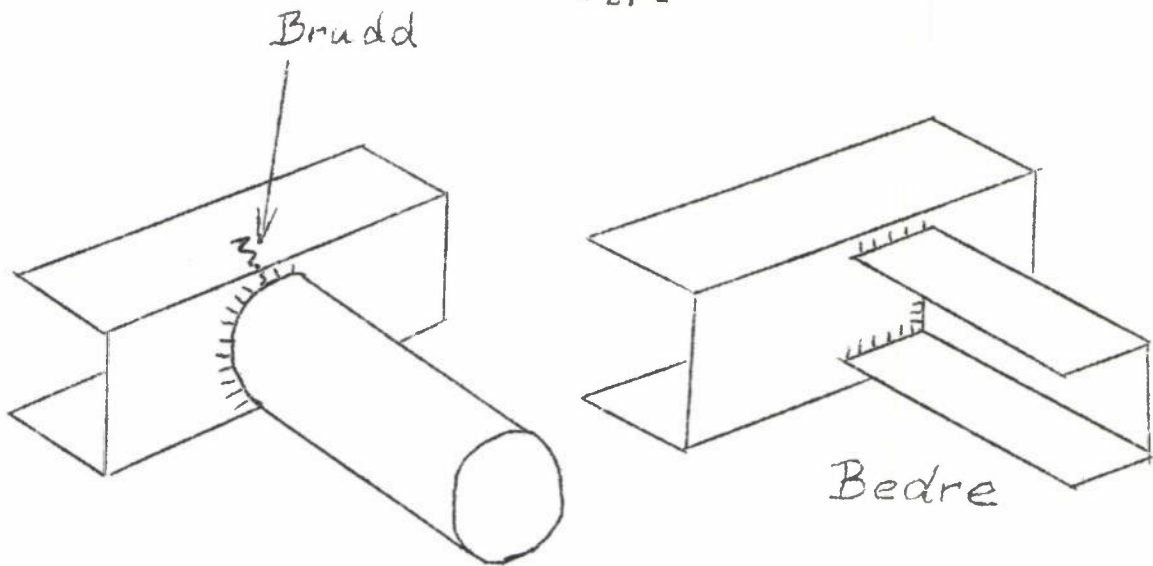




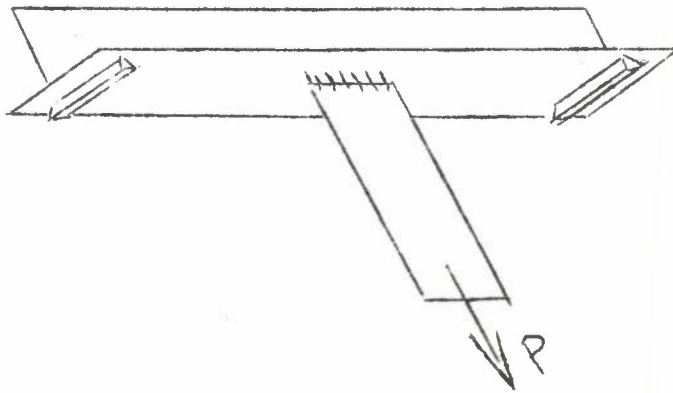
Eksempler på avstivninger:



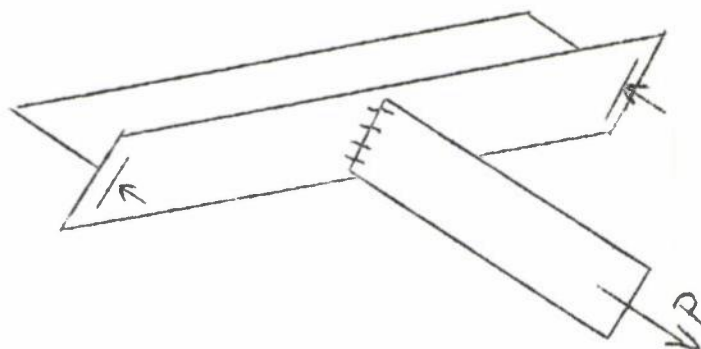




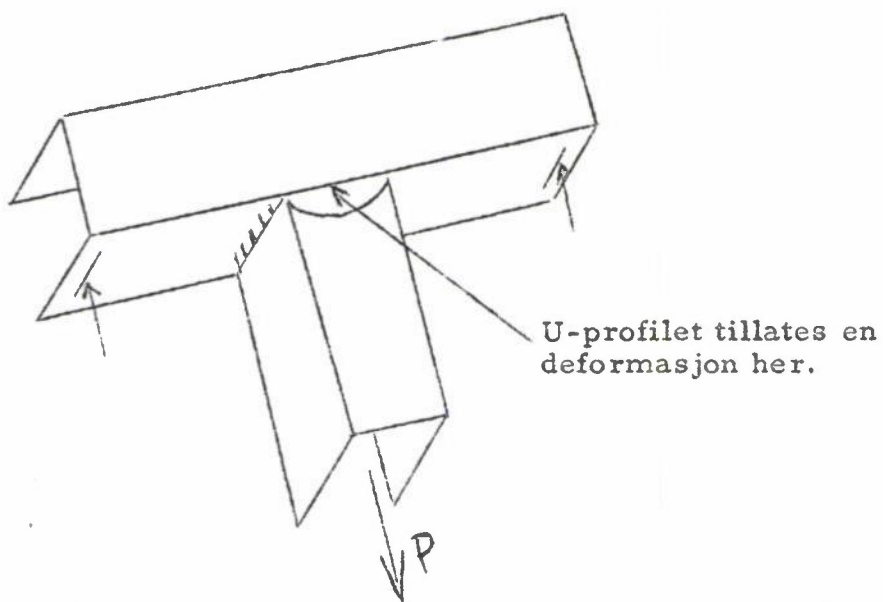
Uheldig å forbinde åpne og lukkede profiler.



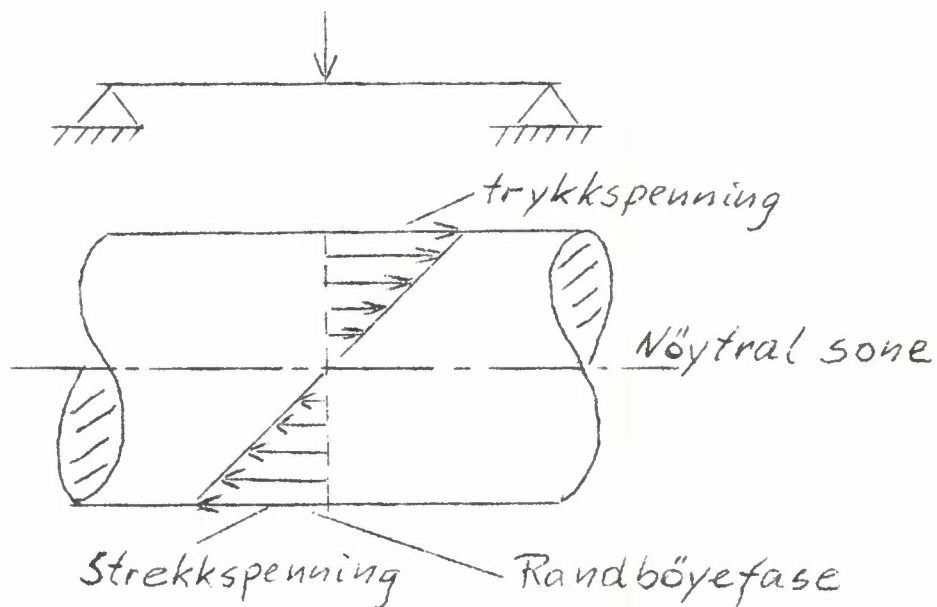
Flatjernet hindrer deformasjonen av T-jernet.



Bedre da flatjernet bare hindrer en deformasjon av T-jernet med en avstand som er lik tykkelsen på flatjernet.

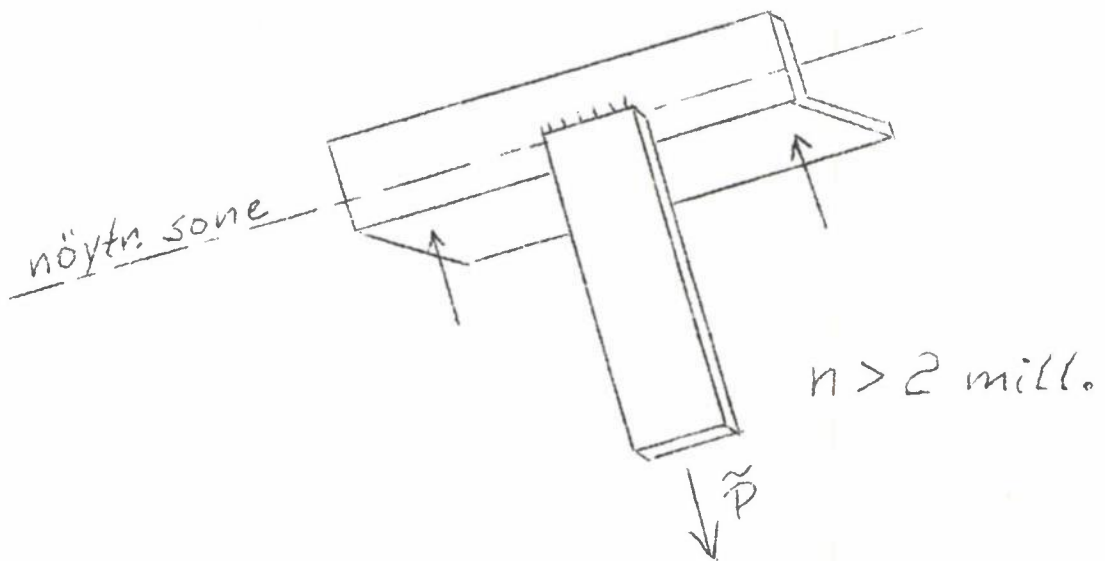
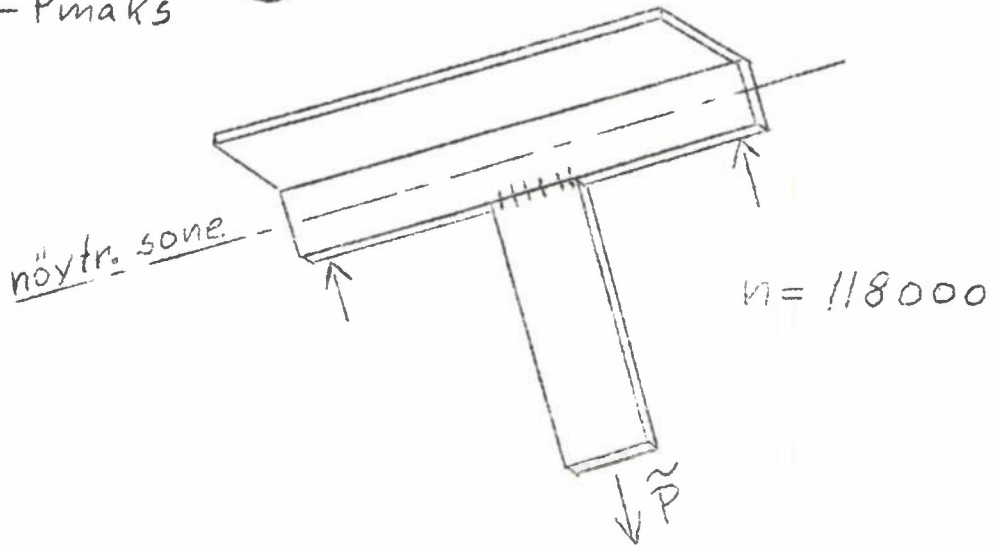
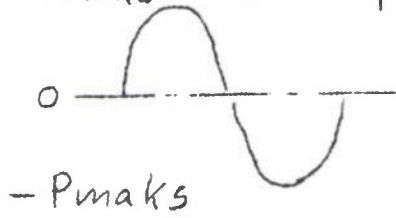


Det er ugunstig å sveise fast en strekkstav i nærheten av randbøyefasene på en bøyestav. Sveisefugen bør legges i den nøytrale sone.



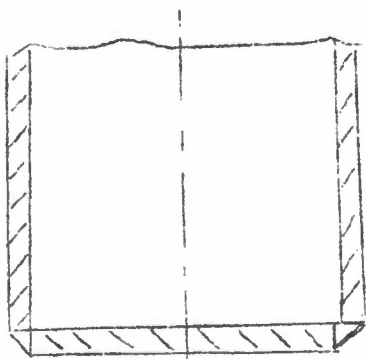
Eksempel: Et vinkeljern blir bøyepåkjent gjennom en strekkstav.

$n$  = antall vekslinger  
før brudd  
 $+ P_{maks} = 300 \text{ kp}$

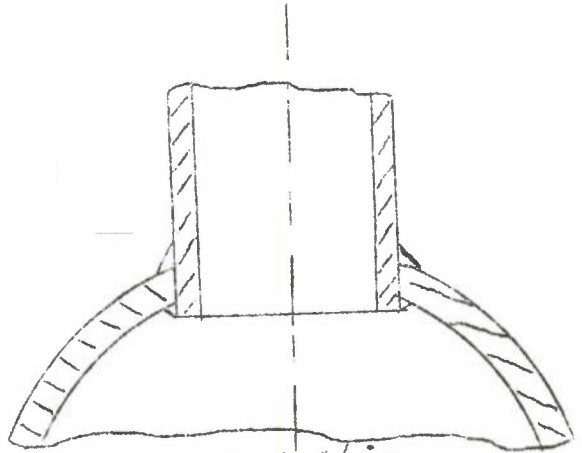


Sveisefugen bør legges utenfor sonen med skarpe overganger og stivhetsforandringer.

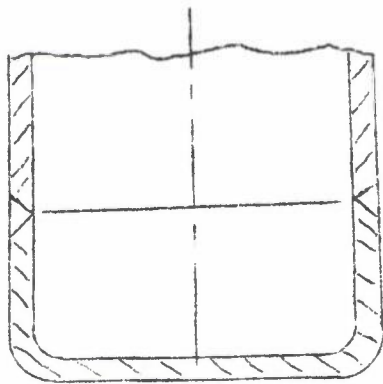
Eksempler:



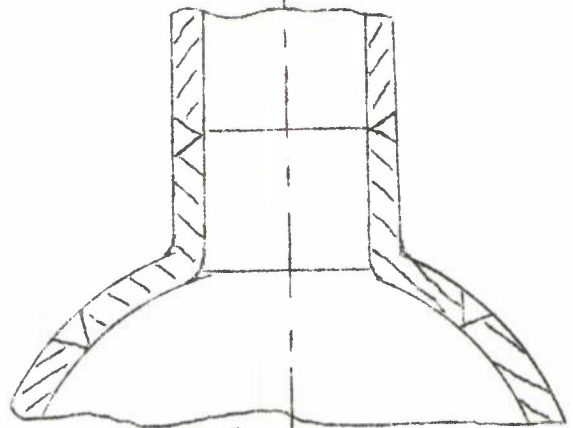
Ugunstig



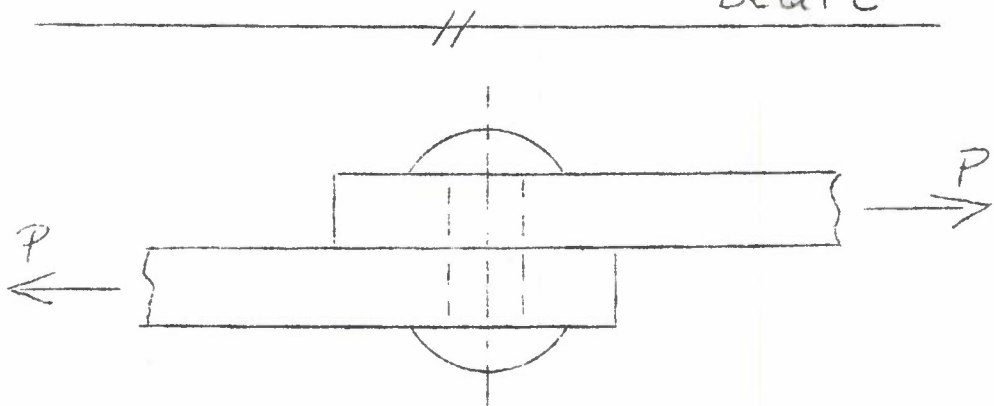
ugunstig



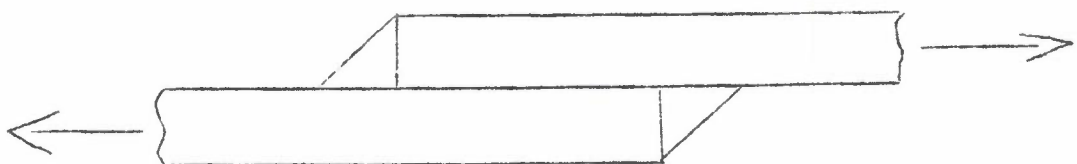
bedre



Bedre

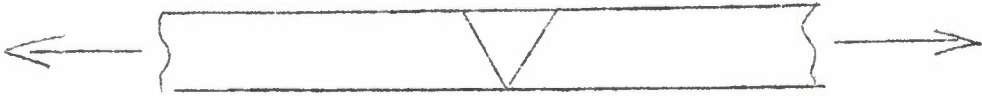


Fra nagleforbindelse gikk en over til sveiseforbindelse med laske:

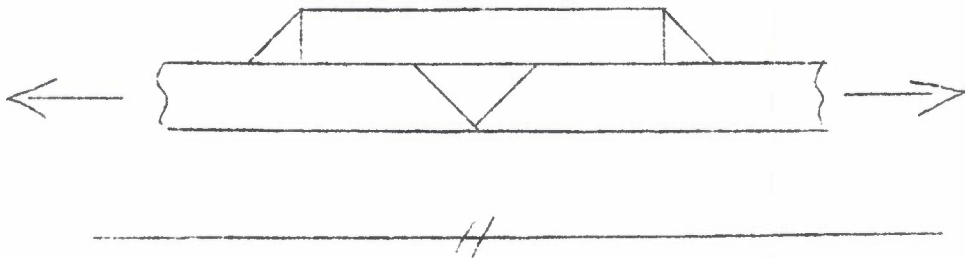


Dette var uheldig → spenningsspisser i overgangene.

Den beste forbindelse vil være:



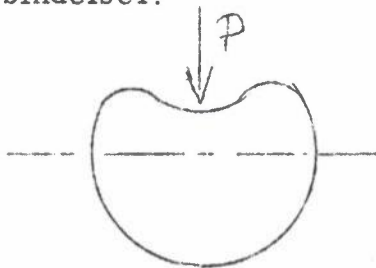
Forsterkning er forkastelig:



I de siste år blir tynne stålrør mer og mer brukt i landbruksmaskiner, da de har liten egenvekt og stor styrke.

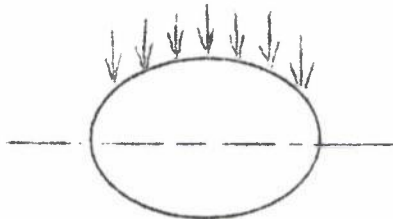
Noen regler for rørforbindelser:

a.



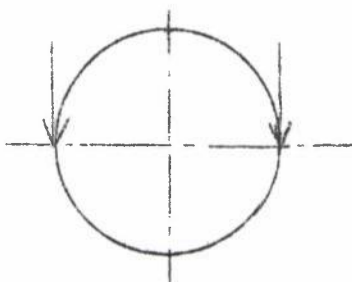
Enkeltkraft loddrett på røroverflaten gir sterk deformasjon.

b.



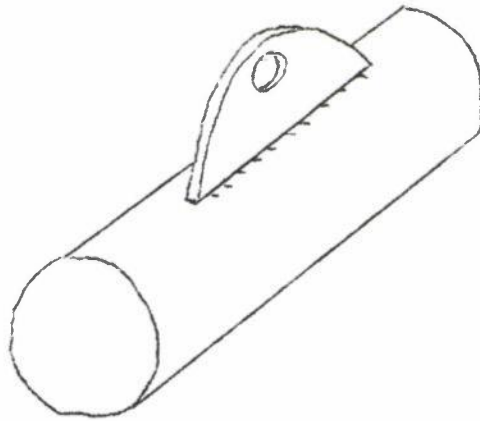
Jevn fordelt last loddrett på røroverflaten  $\rightarrow$  mindre deformasjon.

c.



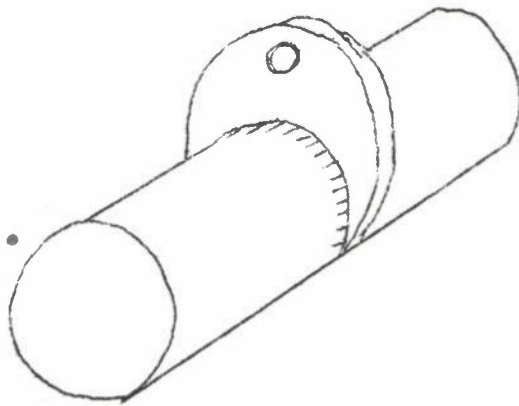
Skjærkrefter tangentialt med røroverflaten  $\rightarrow$  liten deformasjon.

d.



Unngå å anbringe elementer til kraftoverføring i soner med store spenninger.

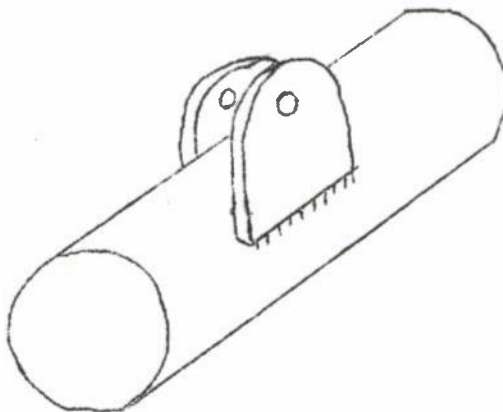
e.



Dersom dette ikke er mulig, bør elementets utstrekning i spenningens virkeretning være liten, elementet må helst ikke forhindre noen deformasjon (e).

f.

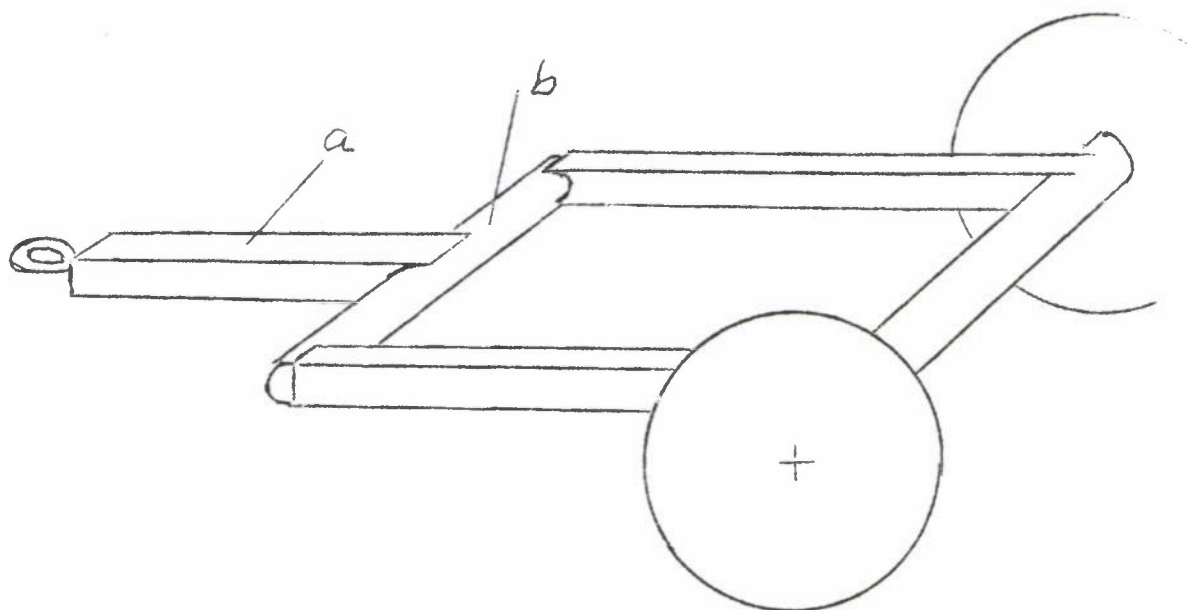
Beste løsning.





## Bøyning og vridning.

Eksempel: Ramme til tohjuls vogn.



Hvordan skal forbindelsen mellom trekkbom og ramme utformes?

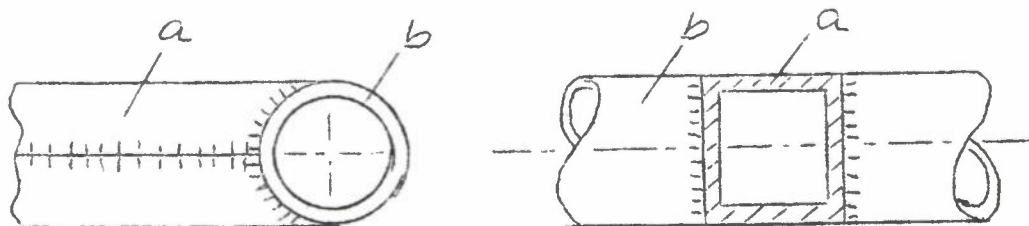
a blir utsatt for bøyepåkjenning

b for bøyning og vridning.

Vi velger et firkanttrør for a og et rundt rør for b, hvor det er stor vridning.

(Eksemplet finner vi i Prof. Kloths spenningsatlas s. 308).

Følgende forbindelse viser de laveste spenningsspisser:



Dreiemomentet blir ledet tangentialt inn i røret, og ingen krefter vil deformere røret i forbindelsesstedet. Sveisefugen vil forhindre en bøyedeforrasjon av røret, men dette er vanskelig å unngå, da det er både bøyning og vridning i røret.

Ved denne påkjenning bør kreftene ledes inn gjennom et stort tverrsnitt, og kreftene i snittet blir skjærkrefter. Deformasjonshindringen vil ikke forårsake større spenningsspisser.

## 2. Sveisetyper.

To hovedtyper:

- a) pressveiser      b) smeltesveiser

- a) De viktigste pressveisemetoder er:

Essesveisning, som utføres i smie for bløtt kullstoffstål.

Helst for sammenføyning av stangformede emner □ el. ∅

I dag brukes mye sluke- el. avsmeltesveisning i motstands-  
sveisemaskiner.

Elektrisk punkt- og overlappssømsveising brukes ved ikke  
for hardt stål, messing, nikkel m.m. og ved tynnplatearbeider  
under massefabrikasjon.

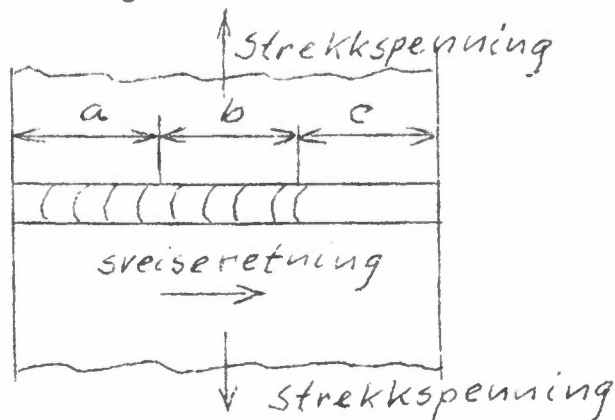
- b) Smeltesveising har en i form av gassmelte-, kullbue- og  
metallbuesveising. St.  $< 0,25 \% C$  er best sveisbare,  
hardere st. kan sveises under visse betingelser. (Se tabeller  
som gis ut av sveiseelektrodelevrandørene.)

Gassveising benyttes fra minste godstykkelse opp til 10-15 mm.

Ved sveising av Al, Cu, messing, Zu m.m., og reparasjon  
av st.j. blir Acetylenflamme ( $3100^{\circ}C$ ) mest brukt. Tilsatstråd  
bør være av samme materiale som sveisedelen.

Lysbuesveising er mest anvendt idag. Kullbuesveising brukes  
ved Al, Cu og reparasjon av st.j.

Bare i unntakstilfelle blir arbeidsstykket glødd etter sveisingen for å  
unngå krympespenninger. Disse oppstår ved at varmeutvidelse og  
sammentrekking ikke foregår fritt under arbeidet.



Stykket a er blitt kaldt, b er ennå varmt, og c ikke sveist. Holdet på a hindrer sammentrekkingen på b og det oppstår strekkspenning.

Innspennte former gir tilleggsstrekkspenninger langs sveisen ved avkjølingen.

Påleggssveis brukes ved nedslitte plogskjær.

3. Styrkeberegninger av sveiseskjøter.

Spenninger i sveiseskjøten:

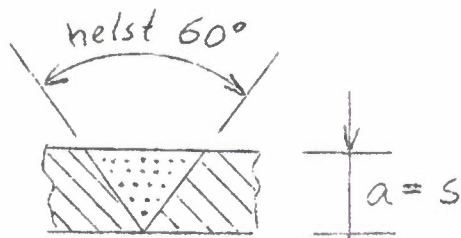
Strekk, trykk el. skjæring  $\sigma_1 = \frac{P}{a \cdot t_w} \leq \sigma_{still}$

Bøyning  $\sigma_2 = \frac{M_b}{W_w} \leq \sigma_{still}$

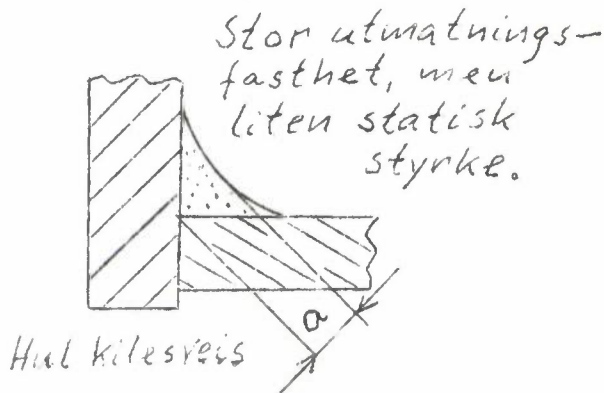
Skjæring og bøyning  $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \leq \sigma_{still}$

P = kraft (kp)

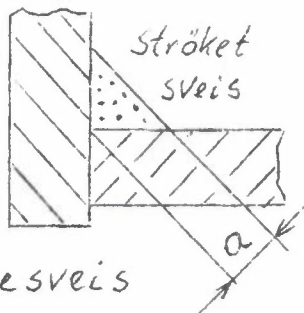
a = sveisetykkelse (cm)



Buttsveis V-sveis fra s = 5 til 15 mm



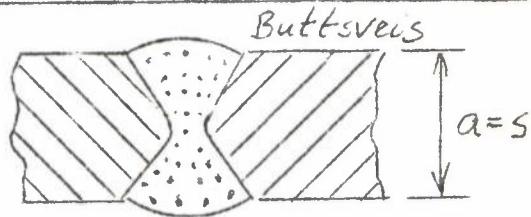
Hul kilesveis



Kilesveis

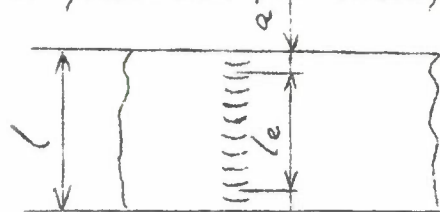
Ved kilesveis:

$0,7s \geq a \geq 3 \text{ mm}$  hvor s = minste platetykkelse



X-sveis for s > 15 mm

2a er fratrukk for endefeil



$l_e = l - 2a = \text{effektiv sveiselengde}$

$M$  = bøyemoment (cmkp)

$W_n$  = bøyemotstandsmoment (cm<sup>3</sup>)

$\sigma_{till}$  = tillatelig skjøtespenning ( $\frac{kp}{cm^2}$ )

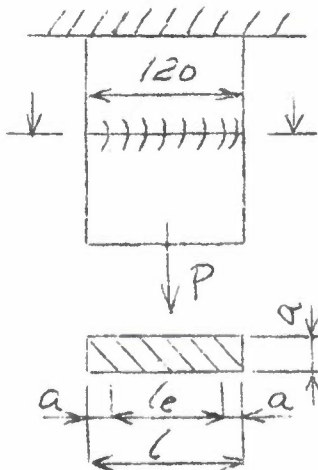
for statisk belastning er:

$$\sigma_{till} = V \cdot \sigma_{till}$$

$\sigma_{till}$  er for det sveiste materialet.

$V$  = skjøtvirkningsgrad ved hvilende påkjenning  
(erfaringsverdi som en finner i tabeller)

Eksempel 1. Rolig virkende kraft.



$F_n$  = nødvendig sveise-  
tverrsnitt

Gitt:

$$F = 120 \cdot 8 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{till} = 1200 \text{ kp/cm}^2$$

$$(\text{St. 00}) \quad a = s = 0,8 \text{ cm}$$

Forlangt:

tillatte kraft  $P$

$$\sigma_{till} = V \cdot \sigma_{till}$$

ved strekk og hvilende  
belastning er

$$V = 0,75 \text{ (tabell s. 37)}$$

$$F_n = a \cdot l_e = a(l - 2a)$$

$$= 0,8(12 - 2 \cdot 0,8)$$

$$= \underline{\underline{8,32 \text{ cm}^2}}$$

$$P = F_n \cdot \sigma_{till}$$

$$= F_n \cdot V \cdot \sigma_{till}$$

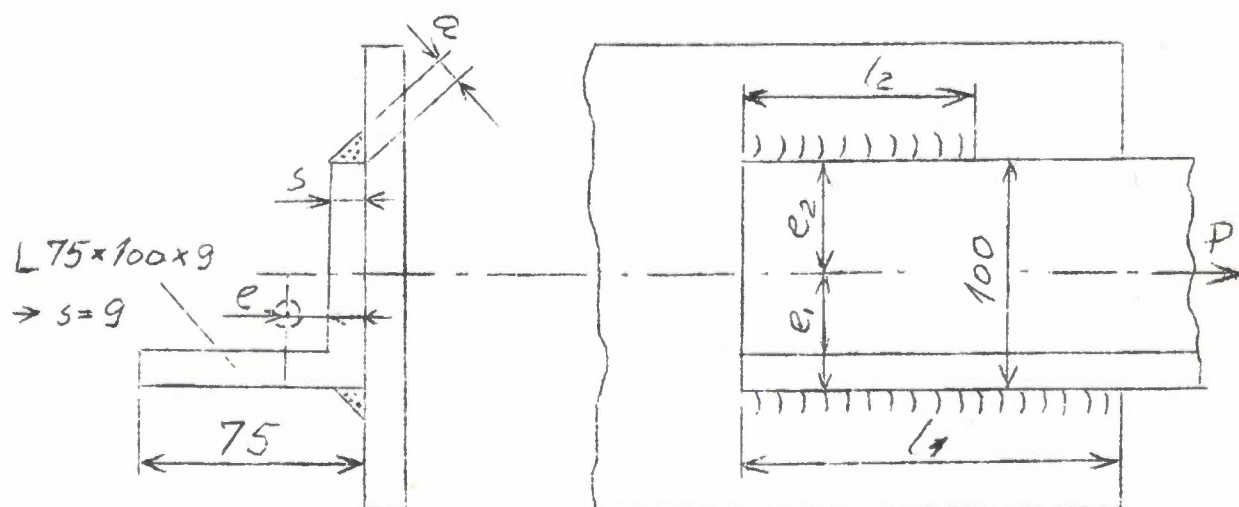
$$P = 8,32 \cdot 1200 \cdot 0,75 = \underline{\underline{7500 \text{ kg}}}$$

Skjøtvirkningsgrad  $V$  ved hvilende påkjenning:

Sveiseskjøter	Spenning p.g.a.	$V$
Buttsveiser	Strekk	0,75
	Trykk	0,85
	Bøying	0,80
	Skjæring	0,65
Kilesveiser	Alle arter påkjenning	0,65

Eksempel 2. Rolig virkende kraft.

Gitt:



St. 37 · 12  $\sigma_{till} = 1200 \text{ kp/cm}^2$   $e_1 = 3,2 \text{ cm}$   $e_2 = 6,8 \text{ cm}$

$P = \text{konst.} = 9000 \text{ kp.}$  Bøyemomentet  $P \cdot e$  skal optas i sveisen, derfor blir kraften  $1,2 P$  oppgitt.

Finne sveiselengdene  $l_1$  og  $l_2$

Vi velger  $a = 0,7 \cdot s = 0,7 \cdot 9$   $a \approx 0,6 \text{ cm}$

$$\int_{till} = 0,65 \cdot \sigma_{till} = 0,65 \cdot 1200 = 780 \text{ kp/cm}^2$$

(0,65 se tabell for kilesveis)

Nødvendig sveisetverrsnitt:

$$F_n = \frac{1,2 P}{\int_{till}} = \frac{1,2 \cdot 9000}{780} = 13,9 \text{ cm}^2$$

Effektiv sveiselengde

$$l_e = \frac{F_n}{a} = \frac{13,9}{0,6} = 23,2 \text{ cm}$$

Skal strekkraften falle sammen med stavens tyngdepunktslinje, må følgende vilkår være oppfylt:

$$a \cdot l_{e1} \cdot e_1 = a \cdot l_{e2} \cdot e_2$$

$$l_{e1} = \text{eff. sveiselengde} \quad l_{e2} = \frac{l_{e1}}{\frac{e_2}{e_1}}$$

$$l_e = l_{e1} + l_{e2}$$

$$l_{e2} = \frac{l_e}{1 + \frac{e_2}{e_1}} = \frac{23,2}{1 + \frac{6,8}{3,2}} = \underline{7,4 \text{ cm}}$$

$$l_{e1} = \underline{15,8 \text{ cm}}$$

Utførte sveiselengder

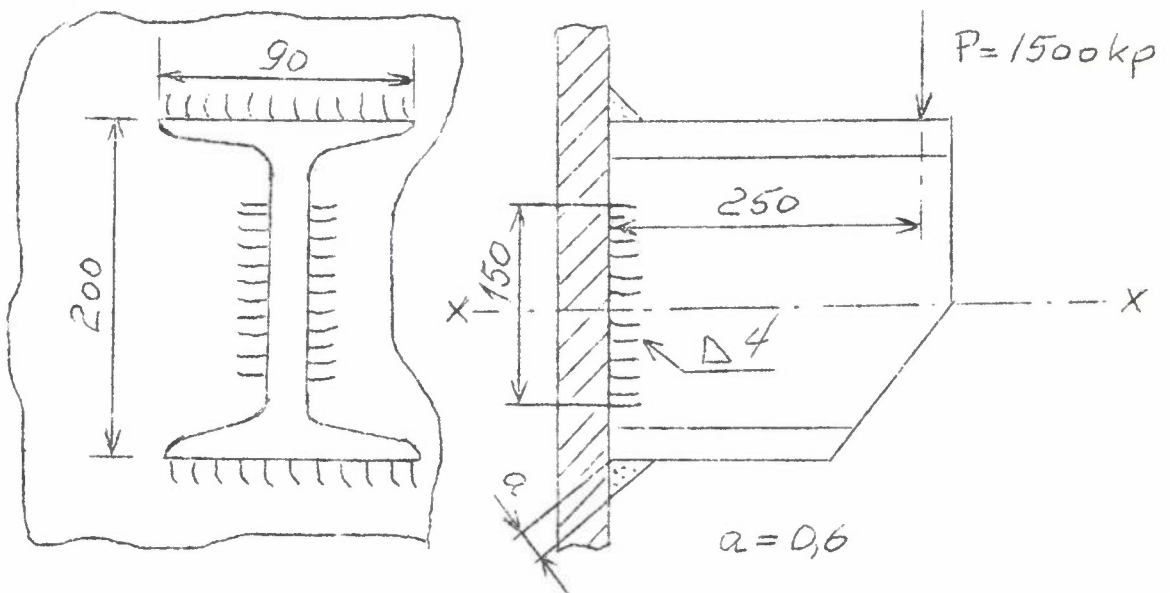
$$l_1 = l_{e1} + 2a = 15,8 + 1,2 = \underline{\underline{17 \text{ cm}}}$$

$$l_2 = l_{e2} + 2a = \underline{\underline{8,6 \text{ cm}}}$$

Eksempel 3. Utsvingende påkjenning. Konsoll I NP 20.

Gitt:

st. 37.12



Sveisene skal kontrollberegnes

$$\sigma_{\text{till}} = v \cdot \frac{\sigma_u}{n_B}$$

$$\sigma_u = \sigma_{\text{Flyt.}} = 2200 \text{ kp/cm}^2 \text{ (tekn. tabell s. 53)}$$

Sikkerhetsfaktor  $n_B = 2 - 3$  vi velger  $n_B = 2$  *Løsning:*

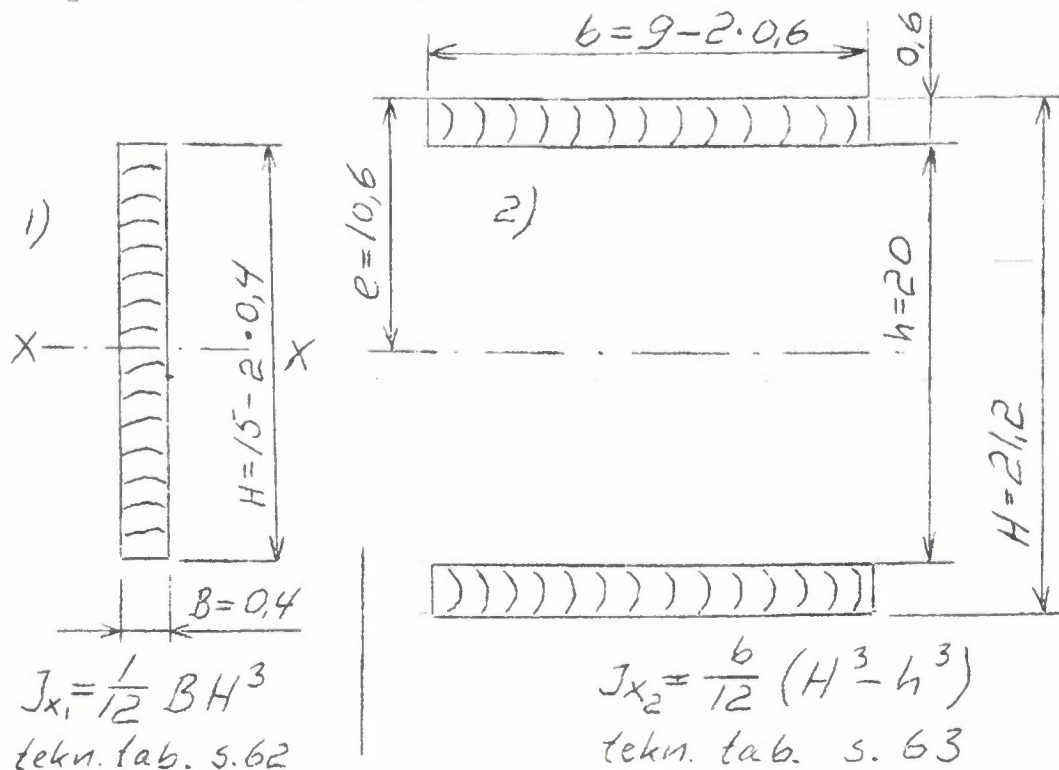
$V$  finnes i en tabell, for skjæring og kilesveis, ved varierende påkjenning er  $V = 0,35$ .

$$\sigma_{\text{till}} = 0,35 \frac{2200}{2} = 385 \text{ kp/cm}^2$$

Effektivt sveisetverrsnitt

$$F = 2 \cdot 0,4(15 - 2 \cdot 0,4) + 2 \cdot 0,6(9 - 2 \cdot 0,6) = \underline{20,8 \text{ cm}^2}$$

Tregghetsmoment om  $x$ -aksen



$$J_x = \frac{1}{12} \cdot 2 \cdot 0,4 (15 - 2 \cdot 0,4)^3 + \frac{9 - 2 \cdot 0,6}{12} (21,2^3 - 20^3)$$
$$= \underline{1200 \text{ cm}^4}$$

Motstandsmoment

$$W_B = \frac{1200}{10,6} = 113 \text{ cm}^3$$

Bøyespennning  $\sigma_1 = \frac{M_b}{W_b} = \frac{1500 \cdot 25}{113} = \underline{331 \text{ kp/cm}^2}$

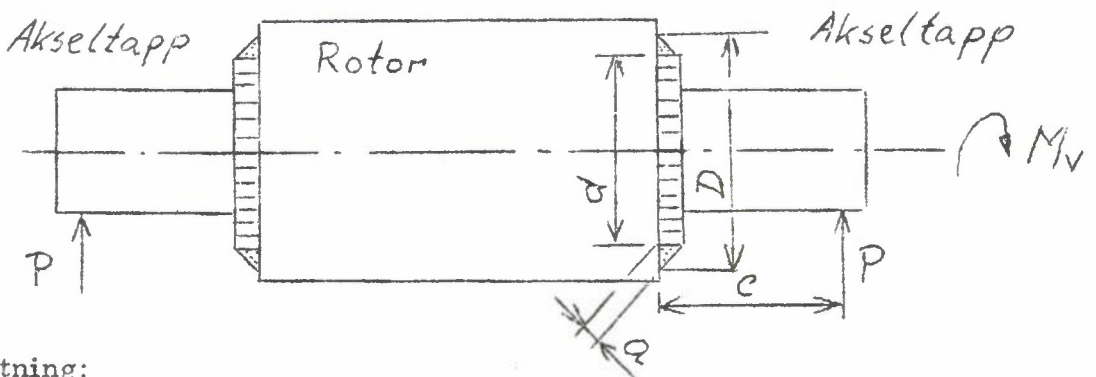
Skjærspennning  $\tau_2 = \frac{P}{F} = \underline{72 \text{ kp/cm}^2}$

Selv om bøyning og skjæring ikke opptrer på samme sted setter en

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \tau_2^2} = \underline{\underline{340 \text{ kp/cm}^2}} < \sigma_{still}$$

Eksempel 4.

Gitt:



Belastning:

Vekslende påkjenning  $P = 500 \text{ kp}$

Utsvingende vridemoment

$$M_v = 5000 \text{ cmkp}$$

St. 50.11  $d = 60 \text{ mm}$   $a = 0,6 \text{ cm}$

$$D = d + 2a = 7,2 \text{ cm} \quad \sigma_{vb} = 2300 \text{ kp/cm}^2 \quad \text{(J. Aspen s. 14)}$$

Vi velger  $n_B = 2,5$

V for kilesveis tas ut av tabell  $\Rightarrow 0,35$ .

Oppgave: Kontroller sveisen



Kontroller sveisen.

$$\sigma_{\text{till}} = v \frac{\sigma_{vb}}{n_B} = 0,35 \frac{2300}{2,5} = 322$$

$$\text{Motstandsmoment } W_b = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D} \quad (\text{Ring})$$

$$\text{Bøyespenning } \sigma_1 = \frac{P \cdot c}{W_b} = \frac{500 \cdot 10}{19,1} = \underline{262 \text{ kp/cm}^2}$$

$$\text{Sveisetverrsn.flate: } F \approx \pi \cdot d \cdot a = 11,3 \text{ cm}^2$$

$$\text{Periferikraft: } P_0 = \frac{2 \cdot M_V}{d} = \frac{2 \cdot 5000}{6} = 1667 \text{ kp}$$

$$\text{Skjærspenning: } \sigma_2 = \frac{P_0}{F} = \frac{1667}{11,3} = 147 \text{ kp/cm}^2$$

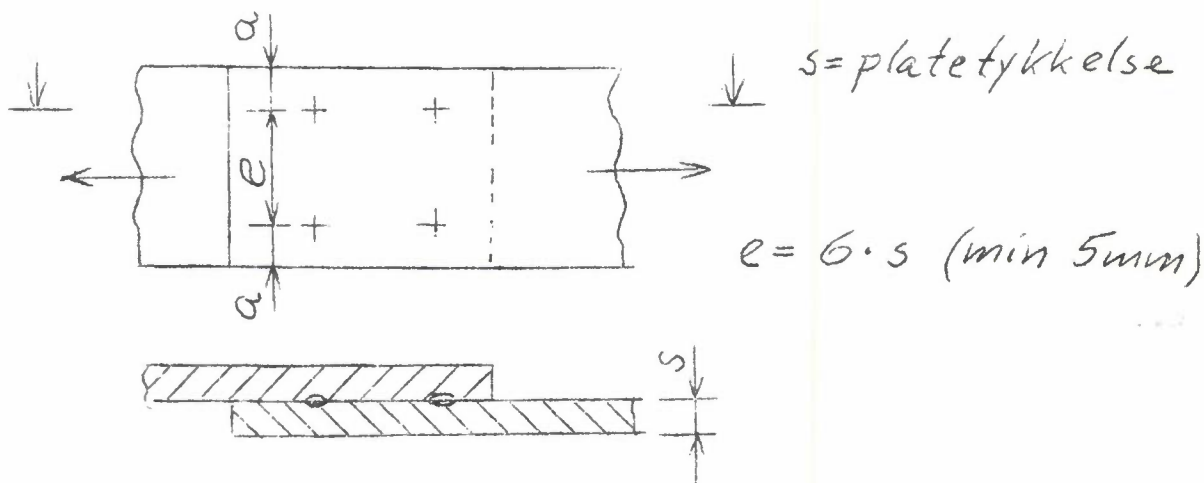
Jevnførende spenning

$$\underline{\sigma_j = \sqrt{262^2 + 147^2} = 301 \text{ kp/cm}^2}$$

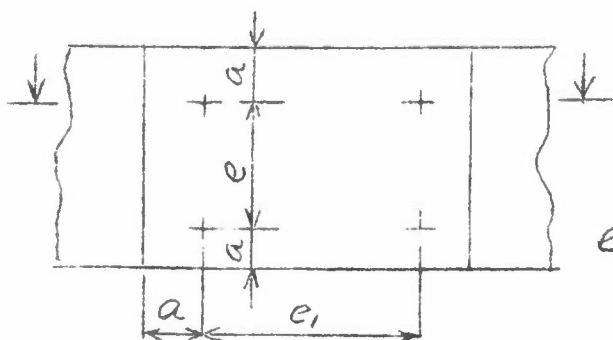
4. Punktsveiser.

Styrkeberegning av punktsveiseforbindelser må bli nokså usikker, da sveisens kvalitet er sterkt avhengig av sveisebetingelsene, som strømstyrke, tid, presskraft, elektrodediameter og overflate på platene. Derfor bruker vi vanligvis følgende regler i stedet for å beregne:

Ensnitts skjøt, parallellskjøt:



2-el. flersnitts skjöt:

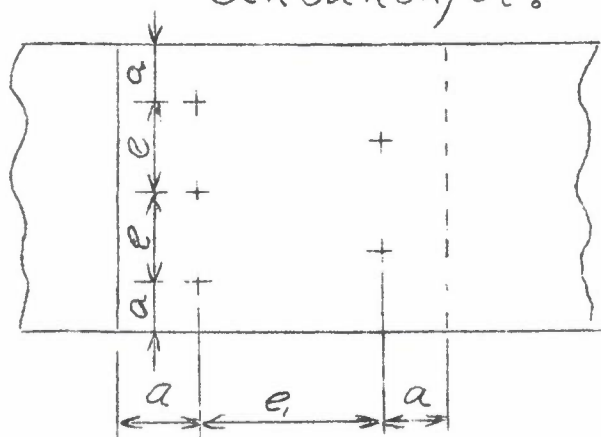


parallelskjöt

$$e = 9 \cdot s \text{ (min 8 mm)}$$



siksakskjöt:



$$e = 9 \cdot s$$

Rekkeavstanden  $e_1$  for parallellskjöt og siksakskjöt kan gjøres lik  $e$

$$e_1 = e$$

Minste kantavstand  $a = 4 \cdot s$  (min. 4 mm) for ensnitts skjöt og  $6 \cdot s$  (min. 6 mm) for 2 el. flersnitts skjöt.

2-snitts el. flersnittsskjøter er det beste, men også det dyreste.

En punktsveisforbindelse bør bare påkjennes av skjærkrefter av hvilende eller ikke for utpreget dynamisk karakter.

Punktene danner kjervsteder.

Punktdiameteren  $d$  velges etter platetykkelsen  $s$  (tabell).

### C. Loddeforbindelser.

#### 1. Bløtflødding ved $t < 300^{\circ}\text{C}$ .

Oppvarming ved elektr. loddebolt.

Tilsatsmateriale er loddetinn.

Skjærfasthet  $\tau_B = 200 - 300 \text{ kp/cm}^2$ .

#### 2. Slaglodding $t > 450^{\circ}\text{C}$ .

Oppvarming vanligvis med loddelampe el. sveisebrenner.

Slaglodd:

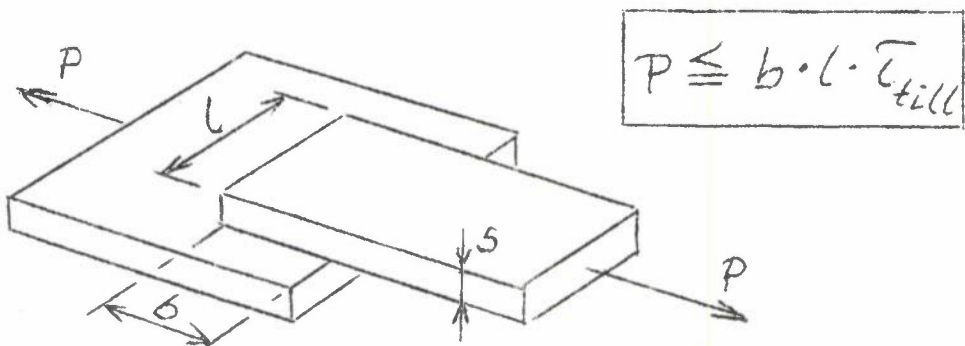
Messing- og kobberslaglodd.

Sølvslaglodd med opp til 45 % sølv.

Aluminiumslaglodd for Al og Al-legeringer.  $\tau_B = 1400 - 2000 \text{ kp/cm}^2$ .

### Beregning.

En loddeforbindelse er best egnet til å ta opp skjærkrefter.



Skal loddeforbindelsen være like sterk som platen med bruddfasthet  $\sigma_B$ , tykkelse  $s$  og fugebredde  $b$  blir

$$b = s \cdot \frac{\sigma_B}{\tau_B}$$

Som regel velger en

$$b = 4 \cdot s \text{ til } 6 \cdot s$$

D. Skruedeforbindelser.

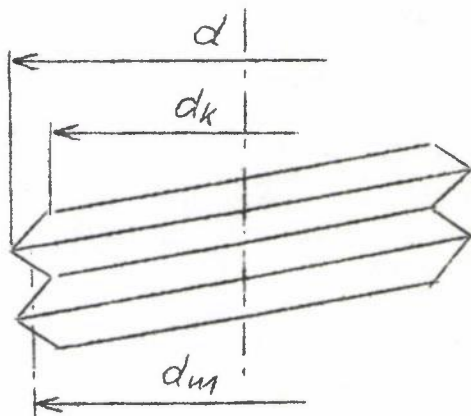
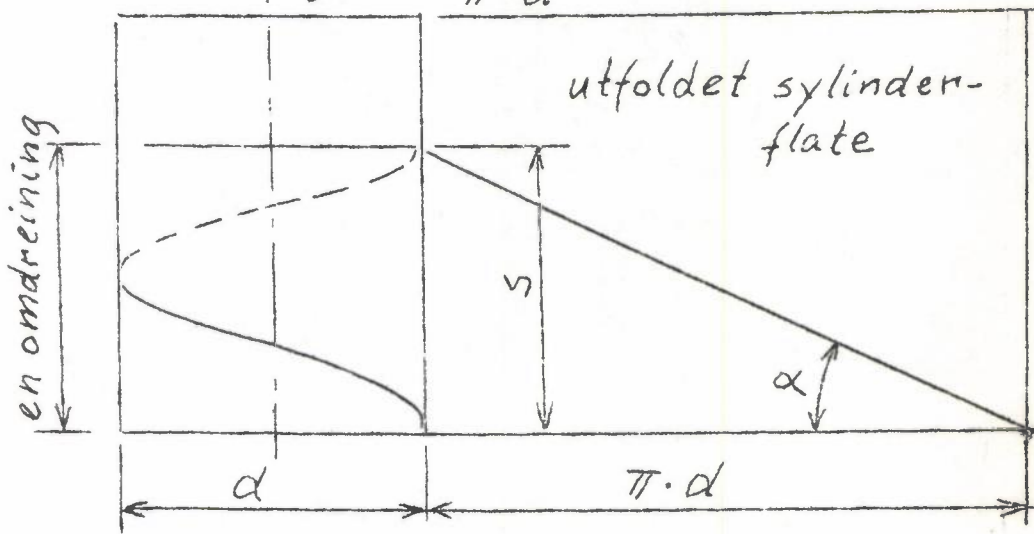
1. Gjenger og gjengesystemer.

Skruene hører til de mest anvendte konstruksjonsdeler, og skruedeforbindelsen er den vanligste av de løsbare forbindelser.

Stigning.

$s = \text{skruens stigning}$

$$\tan \alpha = \frac{s}{\pi \cdot d}$$



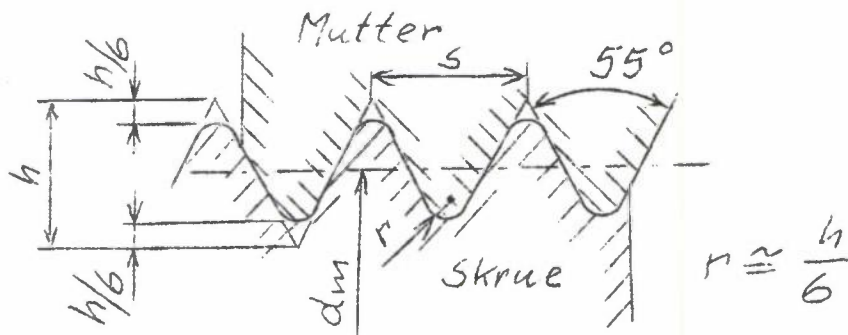
3 diametre i en skrue:

Ytre diameter  $d$ , midlere diam.  $d_m$  og kjernediam.  $d_k$ .

For beregning av kraft og bevegelse brukes  $d_m$ .

$$\tan \alpha = \frac{s}{\pi \cdot d_m}$$

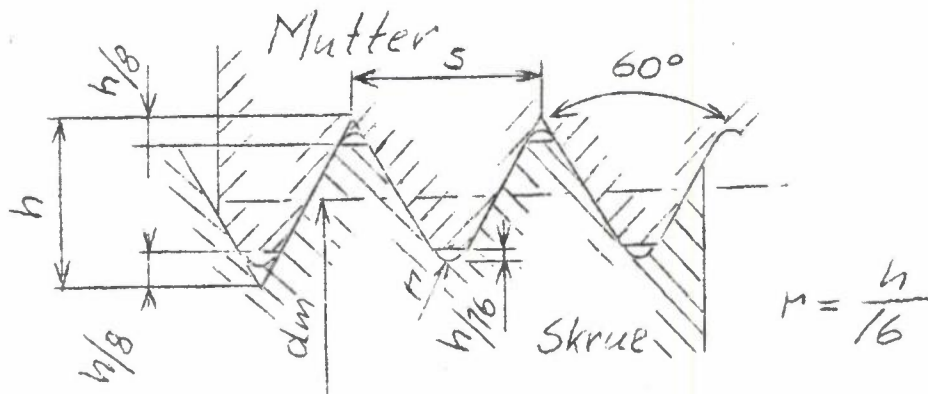
Gjengeprofiler (trekant, trapes, halvsirkel el. rektangel).



Whitworth (spissgjenget)

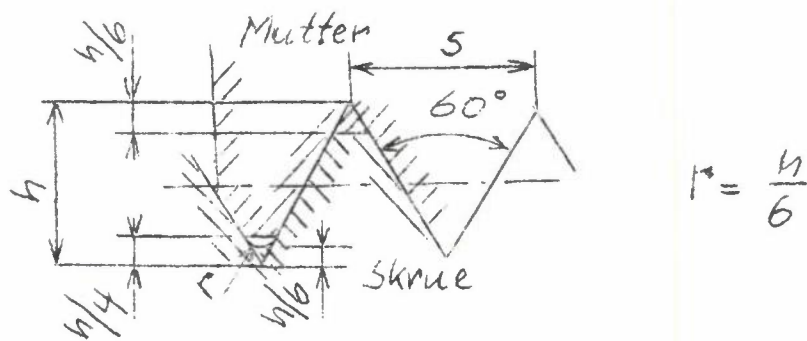
Dimensjoner fra 3/32 til 6" angitt etter  $d$ . Gjengetapp og bunn godt avrundet.

Rørgjenger har Whitworthprofil fra 1/8" til 18" angitt etter innvendig rørdiameter. Stigning og gjengeprofil er mindre enn for tilsvarende W.gjenger.



Metriske gjenger

Spissklaring og derfor lettere å framstille.



UN-gjenger

UN-gjenger bygger på Unified Screw Thread System, som skal erstatte Whitworth- og American National-gjengene. UN-gjengen har Whitworth-gjengens gode avrundingsradius i gjengebunnen, som gir god utmatningsfasthet og fordelen med 60° gjengevinkel. Dimensjoner og stigning i tommemål, grov og fin serie.

Norsk Standard 1079.

Innen ISC (International Organization for Standardization) har en for konstruksjons-, skrue- og muttergjenger anbefalt to gjengesystemer:

Unifiedgjenger (UN) som er basert på tommemål, og Metriske gjenger basert på milimetermål. Begge har samme gjengeprofil: ISO-profilet.

Denne standard har til formål å rettlede norsk industri ved gjennomføringen av en preferanseordning ved valg av gjengesystem. Ved å følge denne preferanseordning, vil en få en rasjonell produksjon og et forenklet lagerhold av gjengede maskinelementer og verktøy.

Preferanseordningstabell:

Gjengediametre		Preferanse	Grove	Fine
over	t.o.m.			
	5 mm		M	M
5 mm	1 1/2"	1	UNC	UNF
	39 mm	2	M	M
39 mm	102 mm	1	M <sup>1)</sup>	M
	1 1/2"	4"	2	UNC

- 1) Metriske grovgjenger til og med 68 mm, deretter fingjenger  
UNC = Unified grovgjenger  
UNF = " fingjenger

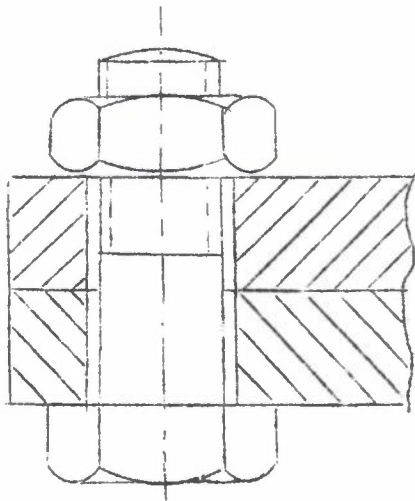
Som alminnelig regel gjelder at Whitworthgjenger ikke bør brukes for nye konstruksjoner, men erstattes av Unifiedgjenger.

Preferanseordningen bør følges såfremt ikke ganske spesielle hensyn tilsier noe annet.

De omtalte standardiserte gjenger brukes til feste-og forbindelses-skruer til å føye sammen to el. flere deler. Festeskruene er som regel spissgjenget, da en ønsker stor friksjon, for å hindre at skruene løsner ved rystelser.

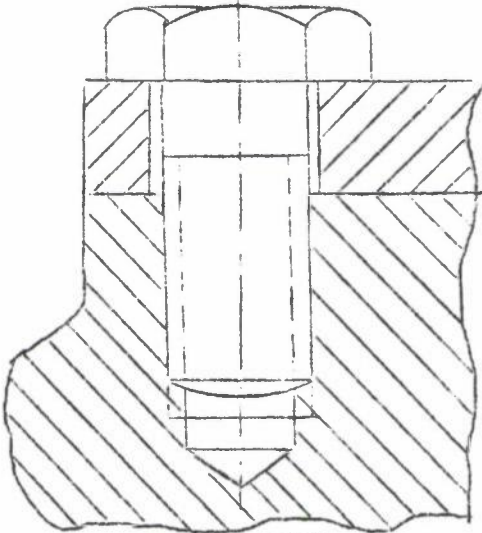
Bevegelsesskruer tjener til å overføre en rettlinjert bevegelse til en roterende (borddrill) eller en roterende bevegelse til en rettlinjert (ledeskrue i dreibenk, presse, donkraft). Trapevgjenger brukes mye.

2. Skruer og skruesikringer.



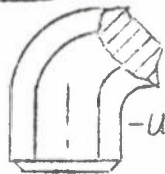
Skruebolt

(Husk frihull som er standardisert i NS.)



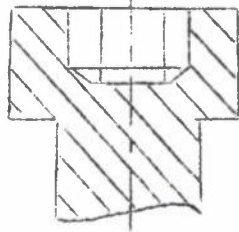
Hodeskrue

Ulempe er at gjengene i maskindelen kan slites, (eks. Al) kan avhjelpes med foring.

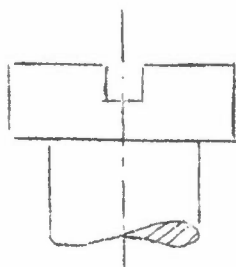


-Unbracoskrue

Unbracoskrue kan forsenkes i godset.

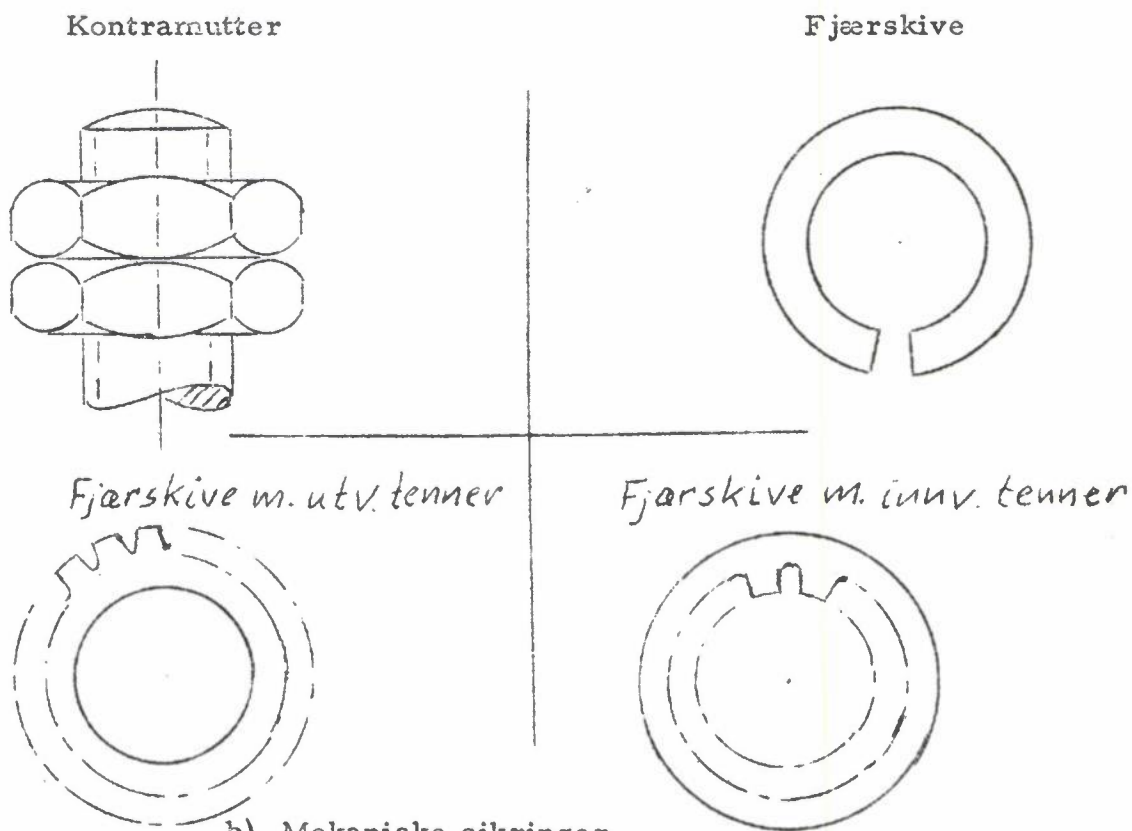


Maskinskrue m. snittet hode. Ulempe er at slitsen kan ødelegges.



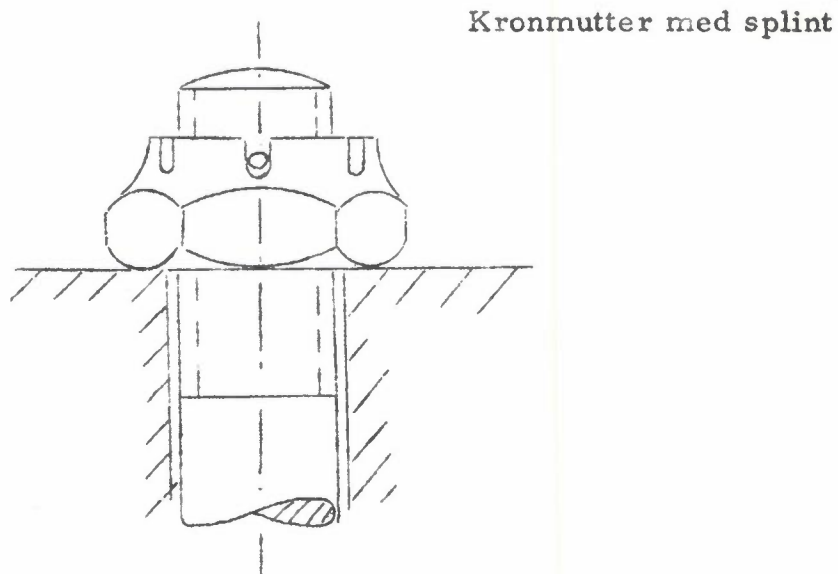
Skruesikringer. Vanlige feste- og forbindelsesskruer har så liten stigning at de ikke vil løsne ved hvilende påkjenning, men ved rystelser kan de løsne.

a) Friksjonssikringer.

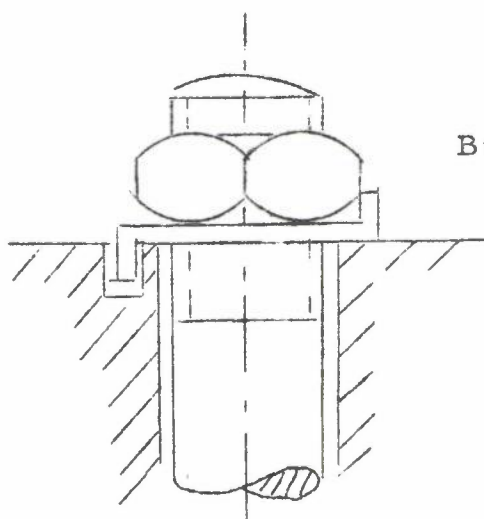


b) Mekaniske sikringer.

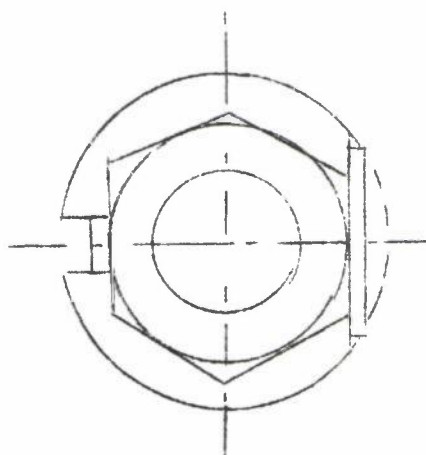
Friksjonssikringene er ikke helt pålitelige ved hurtig varierende påkjenninger som f.eks. i kraftmaskiner, hvor det ofte anvendes mekaniske sikringer:







Brettet plateblikk



### 3. Materialkvalitet og framstilling.

#### a) Material.

Ved normalt påkjente skruer brukes St. 38.13.

Ved sterk påkjenning brukes St. C 35.61.

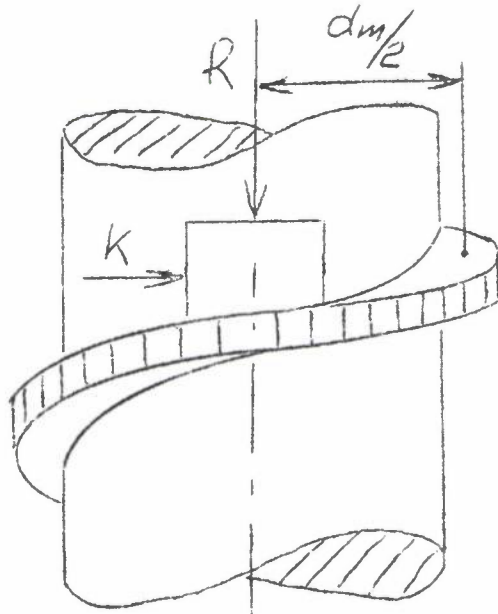
Er påkjenningen høy og støtvis brukes leget stål med  
 $\sigma_B > 90 \text{ kp/mm}^2$

#### b) Framstilling.

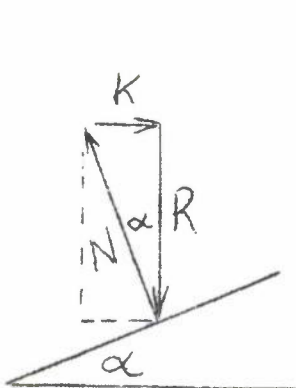
Sponskjærende metoder: Gjenging med tap eller snitt.

Sponløst ved at flate el. sirkulære profilerte bakker trykker gjengeprofilen inn i overflaten på skruen, dette gir ingen overskjæring av fibrene i materialet, og gjengene blir rene og nøyaktige, og vi får en høy  $\sigma_B$  og  $\sigma_F$ .

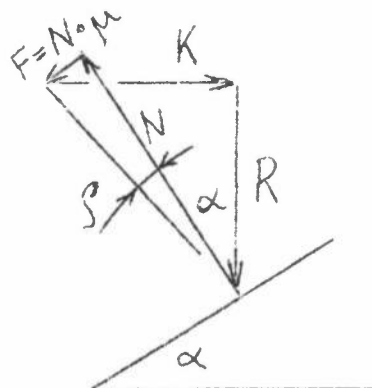
4. Kraft- og bevegelsesforhold.



- K = tangentialkraft
- R = aksialkraft
- N = normalkraft
- F = friksjonskraft
- $\mu$  = friksjonskoeffisient
- $\mu = \text{tg } \rho$



ingen friksjon  
 $K = R \cdot \text{tg } \alpha$



friksjon  
 $K = R \cdot \text{tg } (\alpha + \rho)$

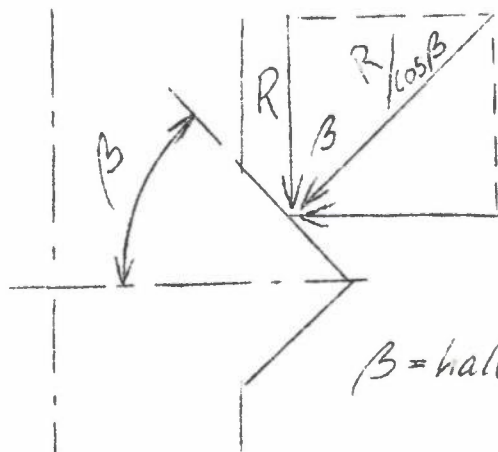
$$K = R \cdot \text{tg } (\alpha + \rho)$$

Vridemomentet

$$M_v = R \cdot \text{tg } (\alpha + \rho) \frac{d_m}{2}$$

$d_m =$  gjengens middeldiameter

Vanligvis er gjengeflaten skråtliggende



$\beta =$  halve gjengevinkel

Friksjonskraften  $F = \frac{\mu \cdot R}{\cos}$

I stedet for  $\mu$  innføres  $\mu' = \frac{\mu}{\cos\beta} = \text{tg}\rho' > \mu$

$$M_v = R \cdot \text{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2}$$

Når en skruer til en mutter eller en skrue, må en bruke et visst  $\mu$  ride-  
moment  $M_t$  for å oppnå tilsettingskraften  $R$ . I tillegg må en  
også overvinne friksjonen mellom mutter og anlegg. Dette gir et  
tilleggsmoment  $M_a$ .

Tilsettingsmoment:

$$M_t = M_v \pm M_a = R \cdot \text{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2} \pm \mu_a \cdot R \cdot \frac{d_a}{2}$$

(minus ved senking av lasten)

$\mu_a =$  friksjonskoeffisienten mellom mutter (skrue) og anlegg.  
 $d_a =$  anleggsdiameter.

Overslagsmessig finner en ved å sette inn erfaringsverdier for  
metriske gjenger

$$M_t \approx 0,14 \cdot R \cdot d$$

$d =$  kjernediameter

Det vil si at hvis en drar til med en skruenøkkel med en arm lik 14 d så blir skrukraften  $R = 100 H$ ,  $H =$  handkraften.

Dette viser at små skruer har lett for å bli for hårdt påkjent, mens store helst blir for lite tilsatt.

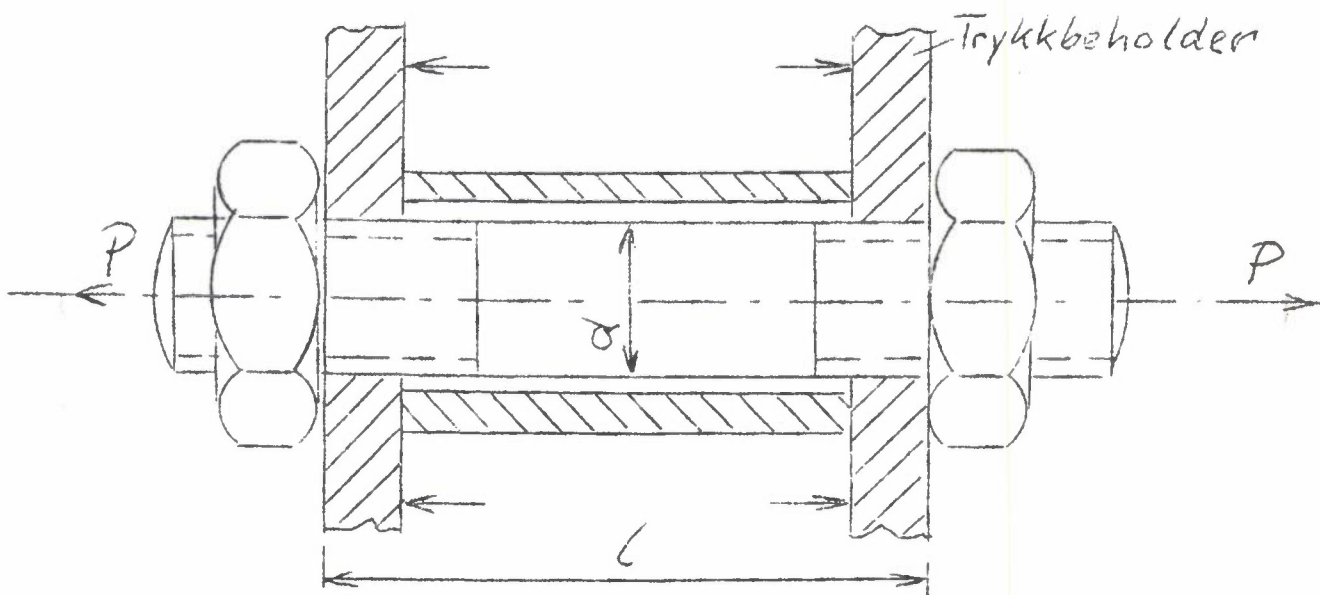
Skrunøkkelengdene er fastlagt i standarder etter skruestørrelser, men det er vanskelig å få brukt akkurat den kraften som passer. Vante verkstedarbeidere har alltid en viss "følelse" for hva som er passende. Andre har lett for å være for sterke. Skruer som skal brukes til å ta opp noe belastning bruker vi helst ikke under  $5/8''$  eller til nød  $1/2''$ .  $2'' - 3''$  skruer får en vanskelig nok tilsatt uten forlenget nøkkel eller ved å slå på denne (dårlig teknikk).

Under tiltrekking av skruen får den en viss forspenning. Det vi kan utnytte for videre belastning blir derfor mindre. I andre tilfeller trenger vi forspenning og er interessert i at den har en viss størrelse.

Det oppstår deformasjoner p.g.a. spenningene, skruen får en forlengelse ved strekk og delene som tar reaksjonen, trykkes sammen. Deformasjonene kan en ofte beregne. Best oversikt og raskest løsning får en om en setter opp kraft og forlengelse i et diagram (s. 53)

### 5. Forspenning og deformasjoner.

Som eksempel vil vi ta et strekkstag i en trykkbeholder.



$P =$  ytre kraft

$R =$  tilsetningskraft

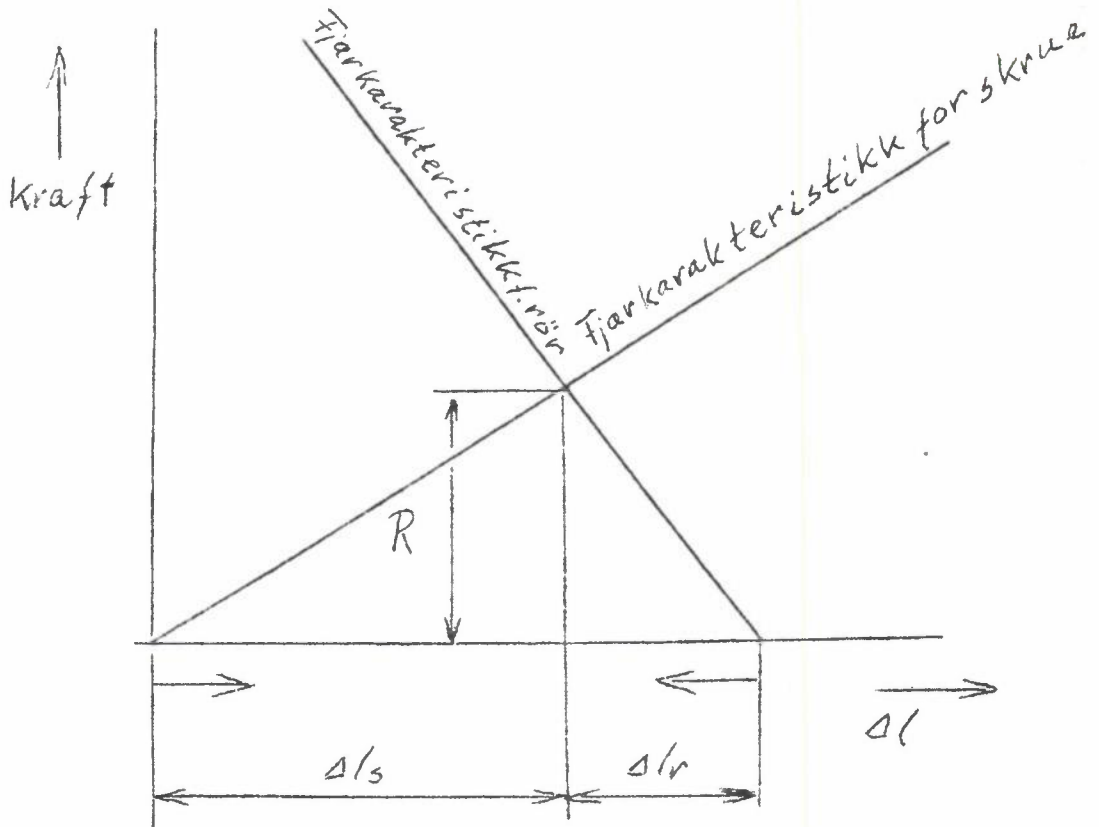
$f_s =$  skruens tverrsnittsflate

$\Delta l_s =$  forlengelse i skruen ved tilsetningen

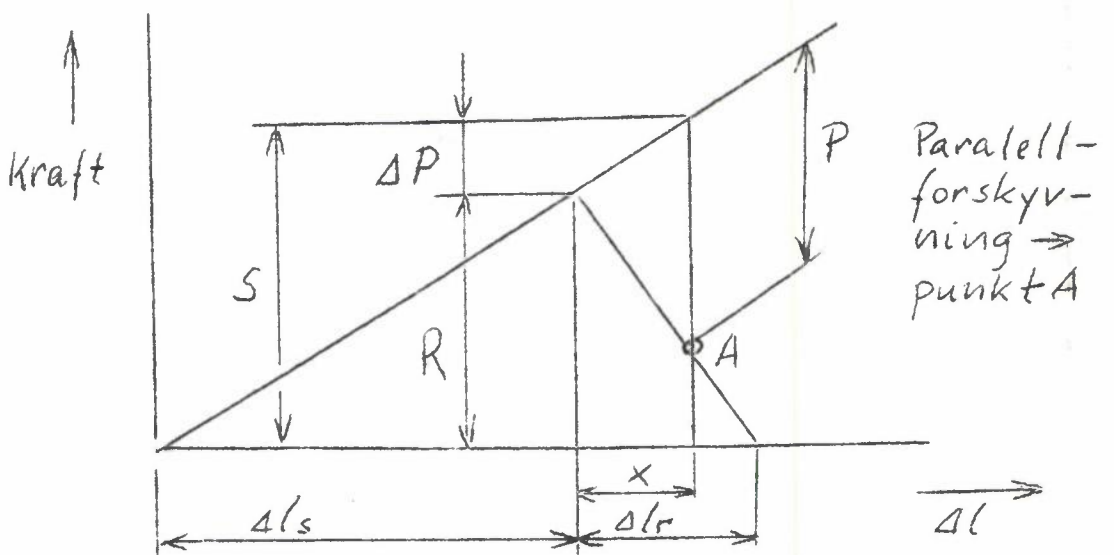
$\Delta l_r =$  sammentrykningen av røret

$$\text{forlengelse } \Delta l = \frac{R \cdot l}{F \cdot E}$$

$$\Delta l_s = \frac{R \cdot l}{f_s \cdot E_s} = \frac{M_N \cdot l}{f_s \cdot E_s \cdot \lg(\alpha + \beta') \frac{d_m}{2}}$$



Ved tilsetningskraften  $R$  forlenges skruen  $\Delta l_s$  og røret trykkes sammen  $\Delta l_r$



Ved trykk i beholderen oppstår kraften  $P$ , som forårsaker at skruen forlenges ytterligere, men samtidig avtar sammentrykningen i røret da dette blir noe avlastet. Av figuren:

$$\frac{S}{R} = \frac{\Delta l_s + x}{\Delta l_s} \quad \frac{S - P}{R} = \frac{\Delta l_r - x}{\Delta l_r}$$

Samlet skrukraft.

(x elimineres)

$$S = R + \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}}$$

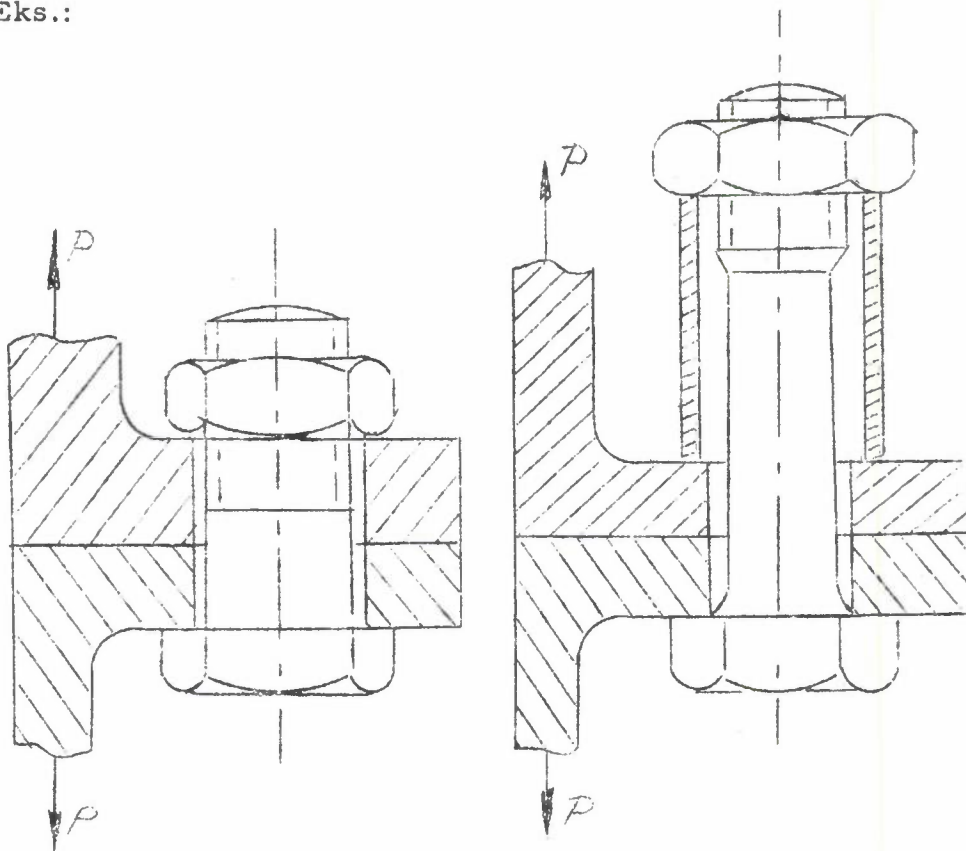
Av diagrammet ser vi

$$\Delta P = \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}}$$

NB! I  $\Delta l_s$  regner en også med deformasjon av underlagsskive el. hylse.

Forholdet  $\frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}$  bestemmer hvor stor  $\Delta P$  skal være.  $\Delta P$  avtar når  $\Delta l_s$  vokser og samlet skrukraft blir mindre. En gjør derfor skruene mest mulig elastiske, f.eks. ved å dreie ned til kjernetverrsnittet og ved å øke lengden. Elastiske underlagsskiver er gunstig.

Eks.:



deformasjonen av hylse regnes med i  $\Delta l_s$  da denne forårsaker en større samlet deformasjon

Når P vokser i forhold til R, avtar tetningstrykket mellom flensene. For at trykket ikke skal opphøre må  $S > P$ ,

$$R + \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}} > P$$

$$R > \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_r}{\Delta l_s}}$$

6. Statisk belastning av skruer.

S = samlet skruekraft

F = skruens kjernetverrsnitt

$d_k$  = skruens kjernediameter

Strekbelastning når P virker:

(Ingen vridning).

$$\sigma_P = \frac{S_{maks}}{F_k} = \frac{4 S_{maks}}{\pi d_k^2} \leq \sigma_{till}$$

$\sigma_{till}$  for skruens stålqualität.

Skjærbelastning p.g.a. tilsettingsmomentet. (Vridning.)

$$\tau_T = \frac{M_t}{W_p} = \frac{R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2}}{\frac{\pi d_k^3}{16}}$$

$W_p$  = kjernetverrsnittets polare treghetsmoment.

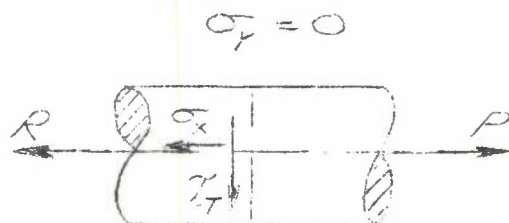
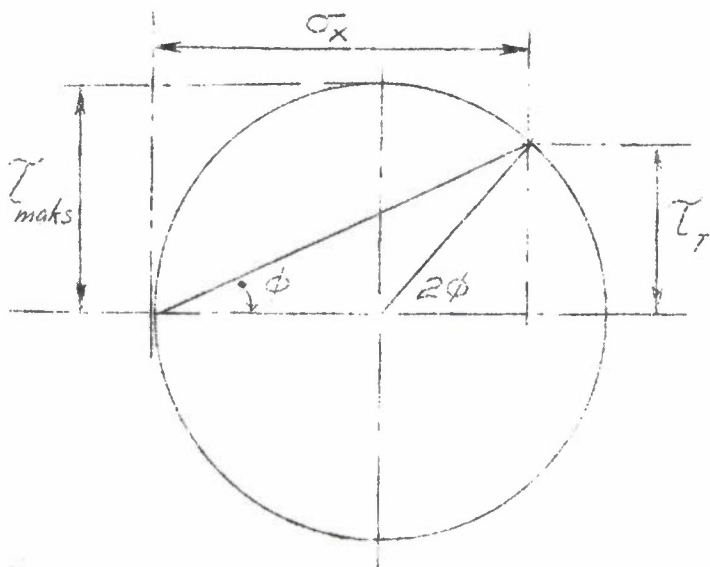
$$\tau_T = \frac{16}{\pi d_k^3} \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2}$$

På grunn av aksialkraften ved tilsettingen oppstår strekkspenningen:

$$\sigma_x = \frac{R}{F_k}$$

og samtidig virker  $\tau_T$

Ved hjelp av Mohrs spennings sirkel



Tidligere har vi funnet :

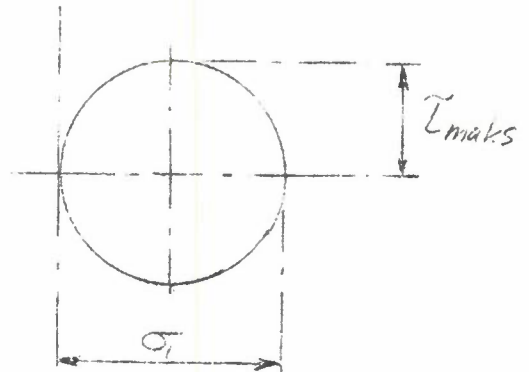
$$\tau_{maks} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_T^2}$$

$$\tau_{maks} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_T^2}$$

$$\sigma_y = 0$$

Skjærspenningshypotesen forutsetter største  $\tau$  som farligst for materialet, og vi forenkler behandlingen ved å innføre jevnførings-  
spenningen  $\sigma_j$ , og overfører den sammensatte spenningen til enakslet  
spenningstilstand. Da er

$$\begin{aligned} \sigma_j &= 2 \tau_{maks} \\ &= \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_T^2} \\ &\leq \sigma_{till} \end{aligned}$$



Setter en inn verdier for friksjon og stigningsvinkelen for vanlige skru-  
gjenger, finner en at en skrue på grunn av vridemomentet ved tilsetting  
blir belastet ca. 40 % ut over det som svarer til tilsetningskraften R.

### 7. Dynamisk påkjente skruer.

Ligningen

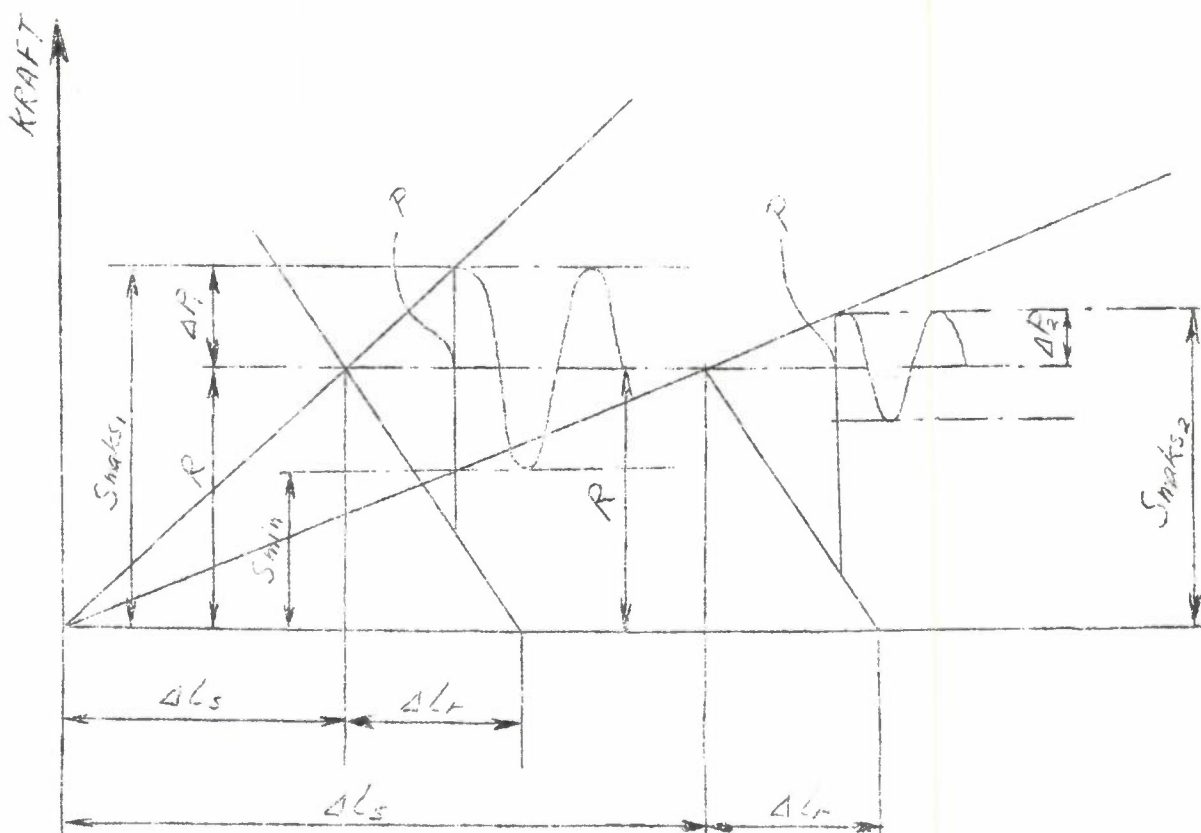
$$S = R + \frac{P}{1 + \frac{\Delta L_s}{\Delta L_r}}$$

gjelder også for hurtig varierende last  $F \rightarrow$  vekslende last med kraft-  
utslag

$$\Delta P = \pm \frac{P}{1 + \frac{\Delta L_s}{\Delta L_r}}$$

Utmatningsfastheten avtar med stigende  $\Delta P$ ,  $\Delta P$  bør være så lav som  
mulig eller  $\frac{\Delta L_s}{\Delta L_r}$  stor.





Vi ser at når  $\Delta L_s$  velges større blir  $\Delta P_2 < \Delta P_1$  og  $S_{maks2} < S_{maks1}$ , fordi når  $\Delta L_s$  vokser avtar  $\Delta P$

$$\Delta L_s = \frac{R \cdot L}{f_s \cdot E_s}$$

$R = \text{konst.}$   $\Delta L$  vokser når  $l$  vokser og med avtagende  $f_s$ . Dette kan vi oppnå når bolten dreies ned til kjerne-tverrsnittet, lengden økes og bolten gjøres mest mulig elastisk. ( $E = \text{konst. for stål.}$ )

Skruespenning ved ~~statisk~~ ~~statisk~~ belastning:

$$\sigma_{maks} = \frac{S_{maks}}{F_k} = \frac{4(R + \Delta F)}{\pi \cdot d_k^2} \leq \sigma_{till}$$

Vekselfastheten for skruer er funnet ved forsøk, og er relativt lav.

For Whitworth og metriske skruer av material St. 34.11, St. 38.13, St. 50.11 og St. 35.61 i bløt tilstand kan en bruke

$$\sigma_v' = 5 \text{ kp/mm}^2$$

Ved vekslende belastning:

$$\sigma_v = \frac{S_\phi - S_n}{2 F_k} = \frac{4 \Delta P}{\pi d_k^2} \leq \sigma_v'$$

### 8. Sjølsperrende skrue.

Vridemomentet ved en aksialkraft  $R$  var:

$$M_v = R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2} \quad (\text{L\"of\textit{t}ing})$$

Ved senking blir bremsemomentet:

$$M_v = R \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho') \frac{d_m}{2}$$

d.v.s. tangentialkraften  $K$  skal bremse for rotasjon forutsatt at  $\alpha$  er stor nok i forhold til  $\rho'$  ;  $[K = R \operatorname{tg}(\alpha - \rho')]$

Dersom

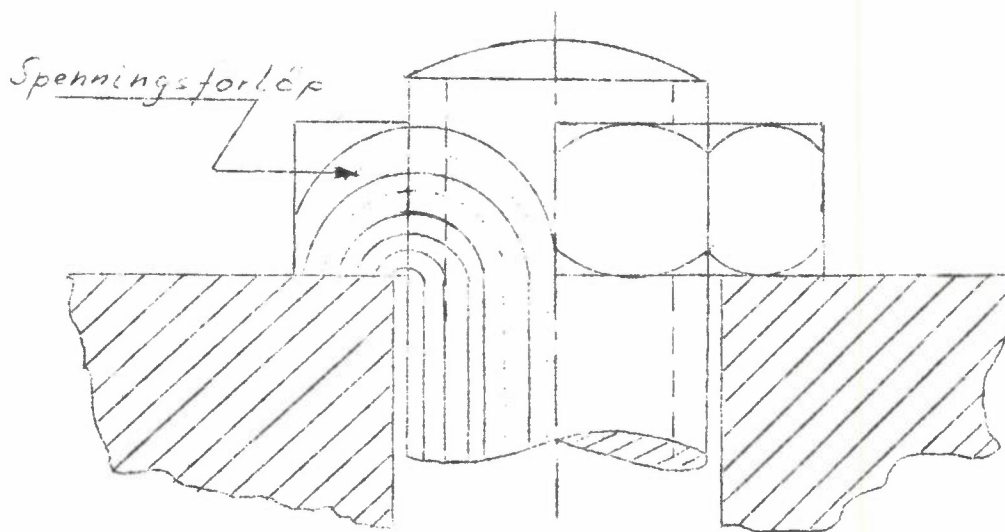
$$\alpha < \rho'$$

kan ikke skruen bevegese nedover skråplanet av aksialkraften  $R$  og den blir sjølsperrende.

### 9. Mutterhøyde og spenningsforløp.

Mutterhøyden, eller gjengelengden ved pinnereskrue, må ha en viss minstelengde avhengig av materialet. For stål må mutterhøyden minst være 0,8 d. For støpejern 1,2 d.

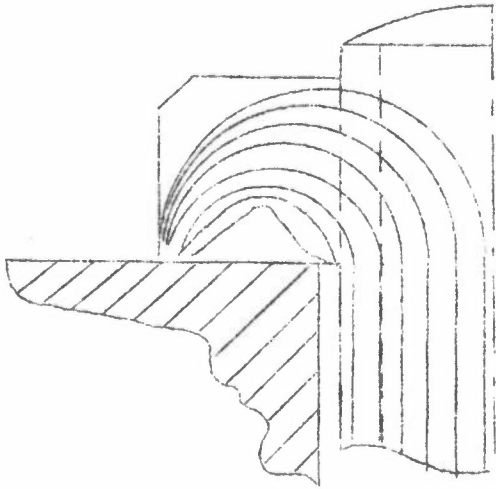
Spenningsforløp mutter - skrue:



I vanlig mutter opptas det meste av kraften i de to nederste gjengene.

I en gjennomgående skruebolt er de mest utsatte stedene for utmattingsbrudd ved gjengeinnløpet i mutteren og i overgangen mellom skrueskaft og hode; dette skyldes også kjervvirkningen.

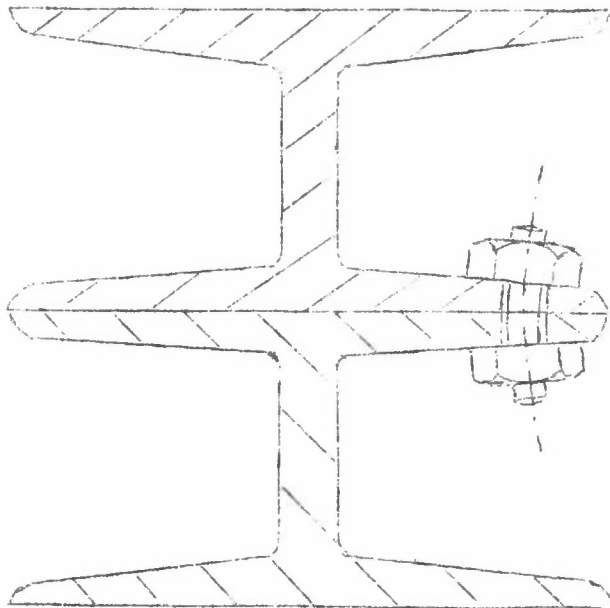
Spenningsfordelingen kan forbedres ved å bruke den såkalte stylpmutter, hvor de øverste gjengene tvinges til å bære.



Stylpmutter

En bør unngå konstruksjoner hvor skruene kan få bøyepåkjenninger.

Bruk skrå underlags-  
skiver her



10. Skrueregneeksempel.

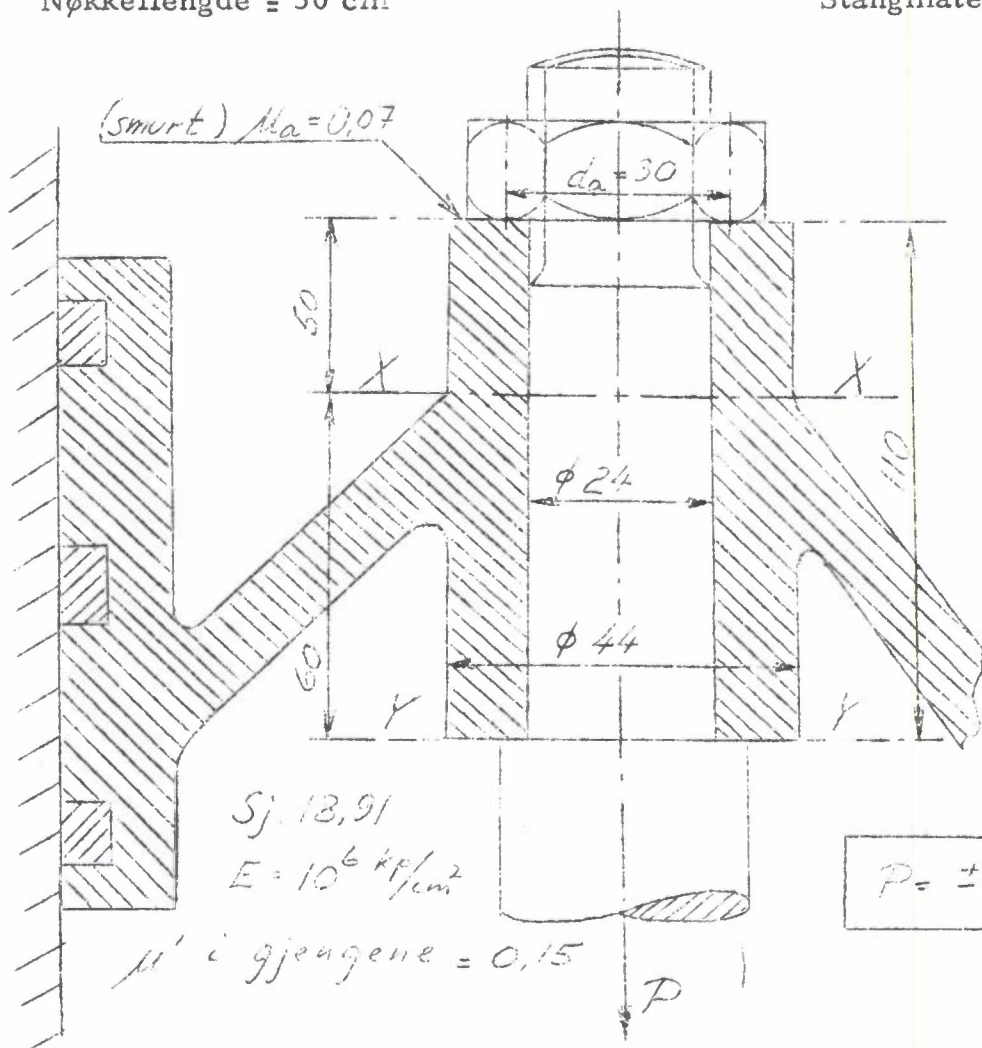
Stempelstang i en dobbeltvirkende kompressor.

Tilsettingskraft = 25 kp

Nøkkellengde = 30 cm

Gitt:

Stangmaterialet er St. 50.11



Det velges  
metriske  
fingjenger

24 M FGj

$d_m = 22,7 \text{ mm}$

$d_k = 21,2 \text{ mm}$

$f_k = 3,53 \text{ cm}^2$

$s = 2 \text{ mm}$

Stempelkraften angriper i snitt x - x.

Oppgave: Kontroller skruespenningene og at trykkraften mellom anleggsflatene i snittflatene i snitt Y - Y er tilstrekkelig stor.

Løsning:

$$s = 2 \rightarrow \tan \alpha = \frac{s}{\pi \cdot d_m} = \frac{2}{\pi \cdot 22,7} \rightarrow \alpha = 1,6^\circ$$

$$\mu' = 0,15, \quad \tan \rho' = \mu', \quad \rho' = 8,5^\circ$$

Tilsettingsmoment  $M_T = 25 \times 30 = \underline{750 \text{ cmkp.}}$

$$M_T = R \cdot \tan(\alpha + \rho') \frac{d_m}{2} + \mu_a \cdot R \cdot \frac{d_a}{2}$$

Forspeningskraft

$$\begin{aligned} R &= \frac{2 \cdot M_t}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho') d_m + \mu_a \cdot d_a} \\ &= \frac{2 \cdot 750}{\operatorname{tg} 10,1^\circ \cdot 2,27 + 0,07 \cdot 3} \\ &= \underline{2470 \text{ kp}} \end{aligned}$$

$$\operatorname{tg} 10,1^\circ = 0,176$$

Tverrsnittsflaten i bosset er

$$f_G = \frac{\pi}{4} \cdot 4,4^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 2,4^2 = \underline{10,7 \text{ cm}^2}$$

i stangenden

$$f_s = \frac{\pi}{4} \cdot 2,4^2 = \underline{4,52 \text{ cm}^2}$$

Da kraften angriper i snittet x - x blir den del av bosset som ligger over x -

å betrakte som en underlagsskive som trykkes sammen. Deformasjonen av denne regnes med i  $\Delta L_s$

$$\begin{aligned} \Delta L_s &= \frac{R \cdot L_s}{f_s \cdot E_s} + \frac{R \cdot L_r}{f_r \cdot E_r} \\ &= \frac{2470 \cdot 11}{4,52 \cdot 2,1 \cdot 10^6} + \frac{2470 \cdot 5,0}{10,7 \cdot 10^6} \\ &= \underline{0,0039 \text{ cm}} \end{aligned}$$

Sammentrykking i resten av bosset:

$$\Delta L_r = \frac{R \cdot L_r}{f_r \cdot E_r} = \frac{2470 \cdot 6}{10,7 \cdot 10^6} = \underline{0,0014 \text{ cm}}$$

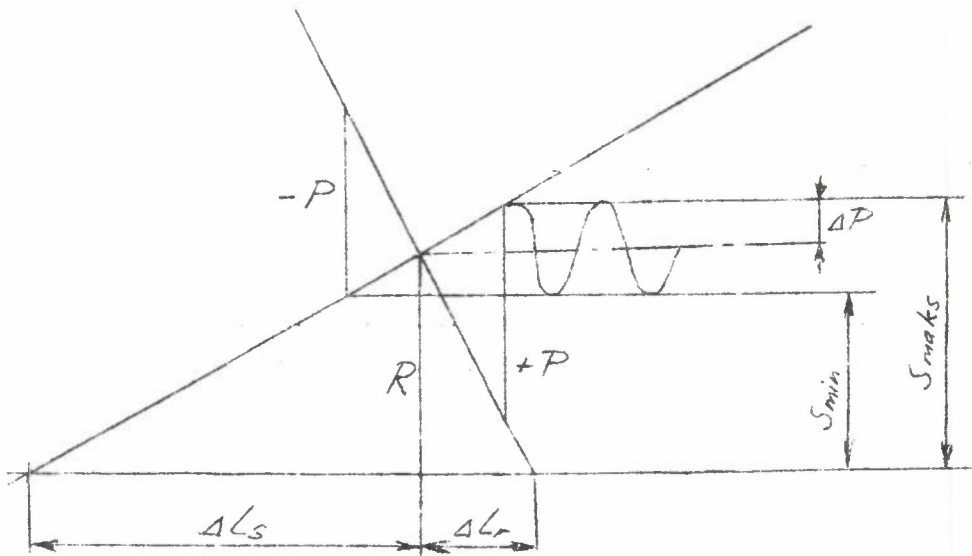
$$\frac{\Delta L_s}{\Delta L_r} = \frac{0,0039}{0,0014} = \underline{2,8}$$

$$\Delta P = \frac{P}{1 + \frac{\Delta L_s}{\Delta L_r}} = \frac{2000}{1 + 2,8} = \underline{526 \text{ kp}}$$

$$S_{\max} = R + \Delta P = 2470 + 526 = \underline{2996 \text{ kp}}$$

$$S_{\min} = 2470 - 526 = \underline{1944 \text{ kp}}$$

Nå kan vi tegne opp diagrammet for skrueforbindelsen.



Spenningsutslag i stangens gjenget parti:

$$\sigma_a = \frac{\Delta P}{f_k} = \frac{526}{3,53} = \underline{149 \text{ kp/cm}^2}$$

Sikkerhet mot utmatingsbrudd

$$n_B = \frac{\sigma_v'}{\sigma_a} = \frac{500}{149} = \underline{3,4}$$

Vekselfastheten  $\sigma_v'$  var tidligere satt til  $5 \text{ kp/mm}^2$ .

Kontroll av trykkflaten mellom anleggsflatene Y - Y.

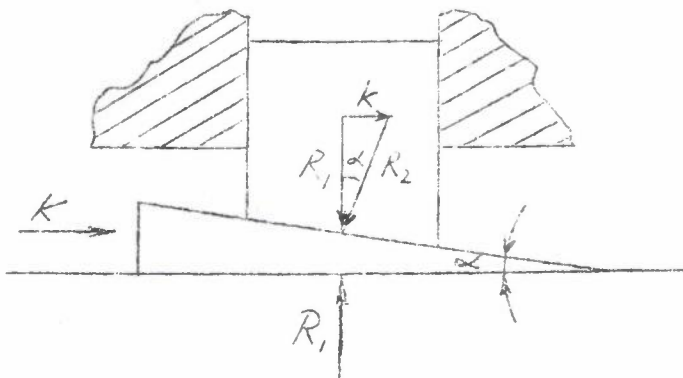
$$R > \frac{P}{1 + \frac{\Delta L_r}{\Delta L_s}}$$

$$R = 2470$$

$$R > \frac{2000}{1 + \frac{1}{2,8}} = \underline{1470 \text{ kp}}$$

$$\underline{R > 1470 \text{ kp}}$$

E. Kileforbindelser.



K = kilekraft  
 R = reaksjonskraft  
 $\alpha$  = kilevinkel

Ser en bort fra friksjon, blir det likevekt når:

$$K = R_1 \tan \alpha = R_2 \sin \alpha$$

$$R_1 = \frac{K}{\tan \alpha}$$

Av likevektslikningen ser vi at en bestemt K gir større R, jo mindre  $\alpha$  er.

En kan skille mellom stilkiler, tværkiler og langkiler.

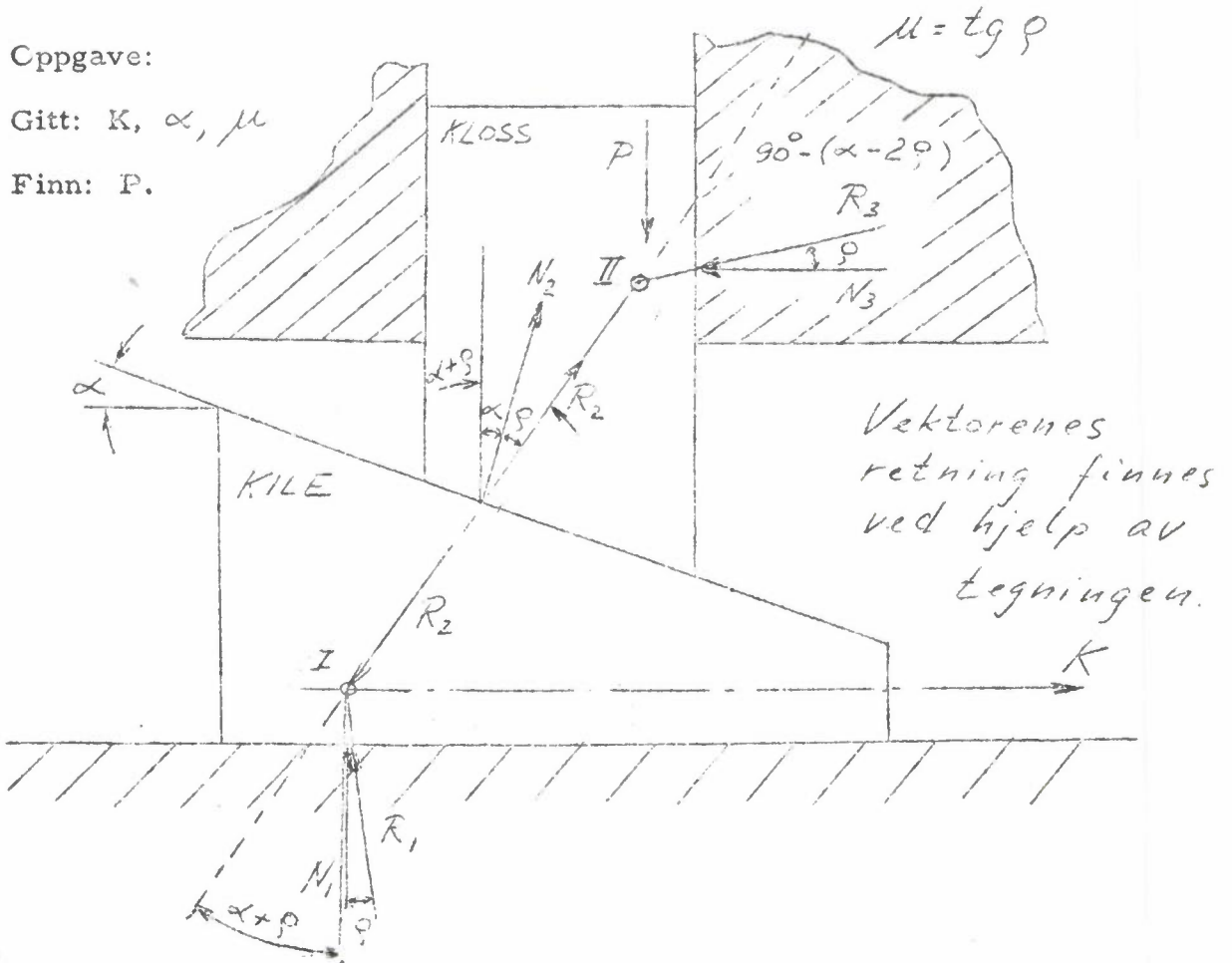
1. Stilkiler.

Med disse etterstilles f.eks. slitte lagerskåler og senteravstanden mellom valser for regulering av valsetrykket.

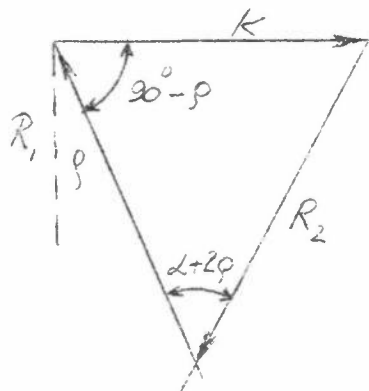
Oppgave:

Gitt: K,  $\alpha$ ,  $\mu$

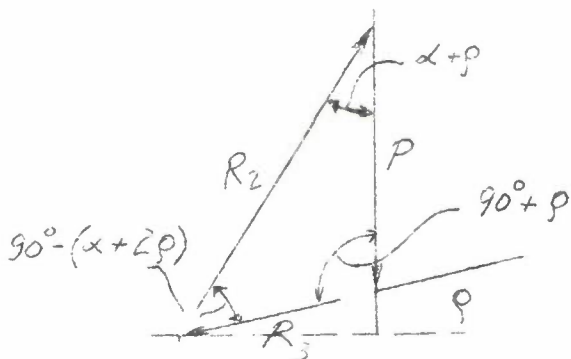
Finn: P.



K avsettes og vektorene  $R_1$  og  $R_2$  tegnes:



$R_2$  avsettes og vektorene  $R_3$  og  $P$  tegnes:



For klossen (sinusproporsjonen):

$$\frac{R_2}{P} = \frac{\sin(90^\circ + \rho)}{\sin[90^\circ - (\alpha + 2\rho)]} = \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha + 2\rho)} \quad P \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha + 2\rho)} = R_2$$

For KILEN:

$$\frac{K}{R_2} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\sin(90^\circ - \rho)} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos \rho}$$

$$\begin{aligned} K &= R_2 \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos \rho} \\ &= P \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha + 2\rho)} \cdot \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos \rho} \\ &= P \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos(\alpha + 2\rho)} \\ &= \underline{\underline{P \operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}} \end{aligned}$$

Inndrivningskraften blir

$$K = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)$$

$$\underline{\underline{P = \frac{K}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}}}$$



Ved løsning av kiler

$$K = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha - 2\rho)$$

$$P = \frac{K}{\operatorname{tg}(\alpha - 2\rho)}$$

Kiler som ofte skal løses bør ikke ha for liten stigning da en får stor slitasje og kilen blir for liten.

Kilen blir sjølsperrende når:

$$\alpha < 2\rho$$

dersom f. eks  
 $\mu = 0,2 \rightarrow$   
 $\rho = 11,5^\circ$   
 $\therefore \alpha < 23^\circ$

Hvis den ikke er sjølsperrende må den sikres mot å gli tilbake.

Skal kilen brukes til å overføre bevegelse, er virkningsgraden ved overføringen av interesse. Skyves kilen inn et stykke  $S$ , utfører kraften  $K$  et arbeide lik  $K \cdot s$ . Forskyvningen i  $P$ 's retning er  $s \cdot \operatorname{tg} \alpha$  arbeidet  $P \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha$

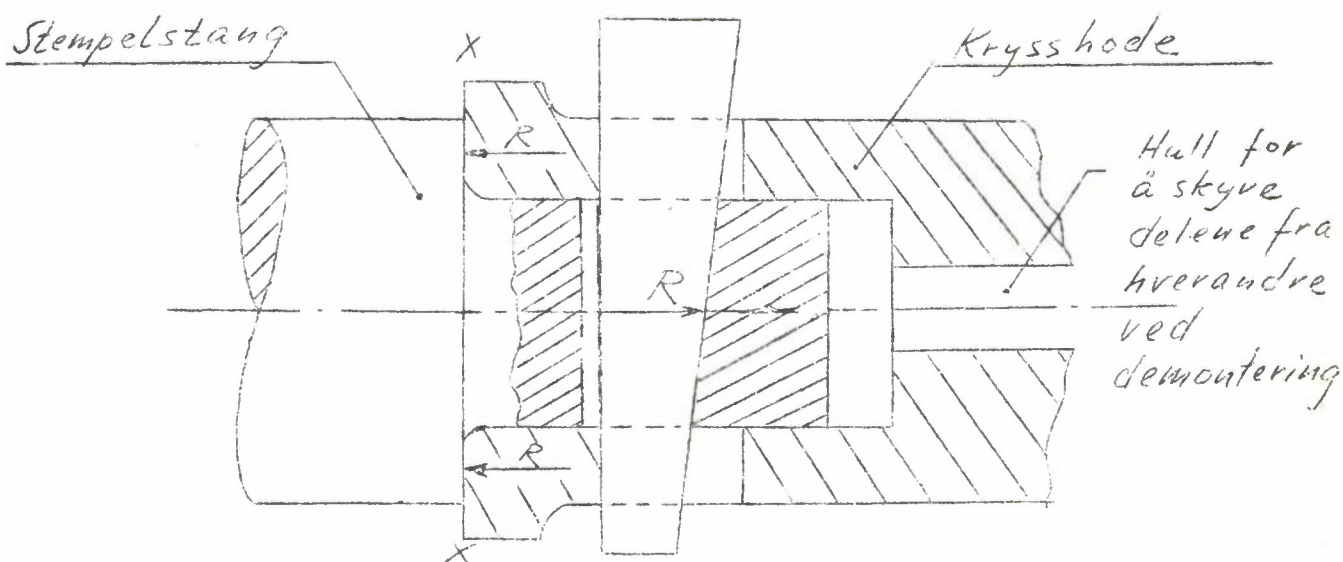
Virkningsgraden

$$\eta = \frac{P \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha}{K \cdot s} = \frac{P \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha}{P \cdot s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}$$

## 2. Tverrkiler.

Tverrkiler anvendes hvor en skal ha en kraftig og nøyaktig, men samtidig lett løsbart forbindelse for kraftoverføring i aksiell retning. Forbindelsen brukes f.eks. i krysshode - stempelstang.



Ved kiletrekking fås en forspenningskraft  $R$  mot anleggsflatene  $x - x$ , og den må være stor nok til å forhindre slark ved vekslende belastning (strekk - trykk) under drift.

Ved strekk reduseres trykkkraften mellom brytningsflatene ved  $x - x$ . Ved trykk øker trykkraften mellom anleggsflatene.

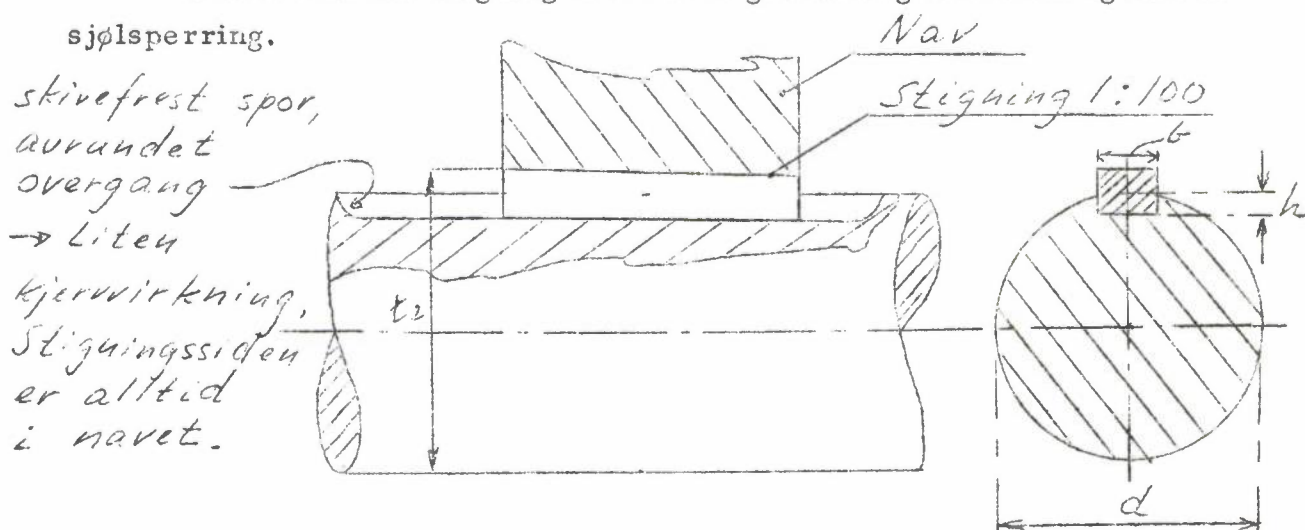
Tverrkileforbindelsen er ikke så mye brukt i dag som tidligere. Ved større krefter forbindels stang- og hylseformede deler med skrue og mutter som muliggjør en kraftigere forspenning enn hva tilfelle er med tverrkiler. For mindre kraftoverføring er dog tverrkilen fullt brukbar.

### 3. Langkiler.

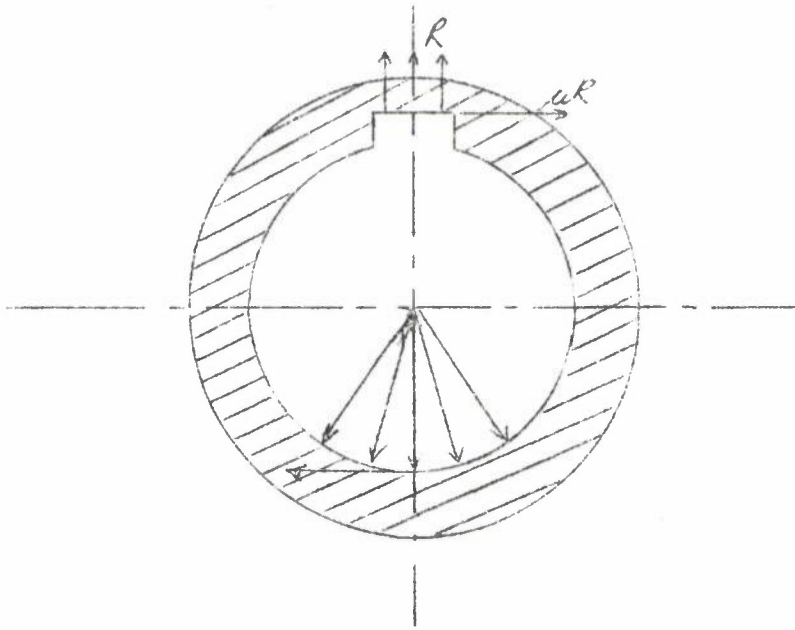
Langkiler overfører tangensielle krefter fra aksel til en roterende eller svingende del som hjul, remskive, veivarm eller hendel. De virker dels som spenneslement med kraftoverføring ved hjelp av press og friksjon → drivkileforbindelse.

Der som kilen bare ved sin form danner en rigel eller medbringer mellom delene virker den som pass- og glidekil.

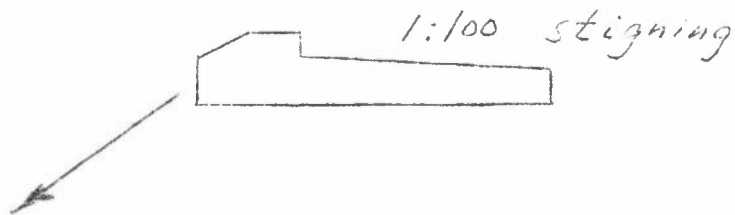
Drivkilene har stigning 1:100 som gir kraftig kiletrekking og sikker sjølsperning.



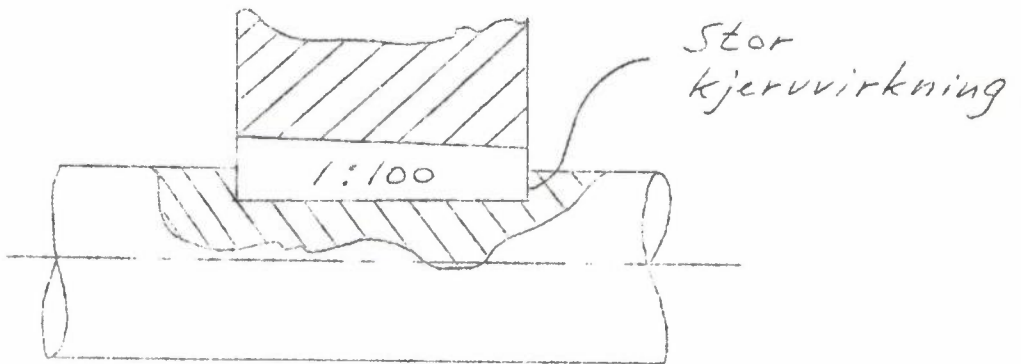
Kraftfordeling ved drivkileforbindelse.



Er kilens tynne ende ikke tilgjengelig for løsing med kilejager, velges hakekile.

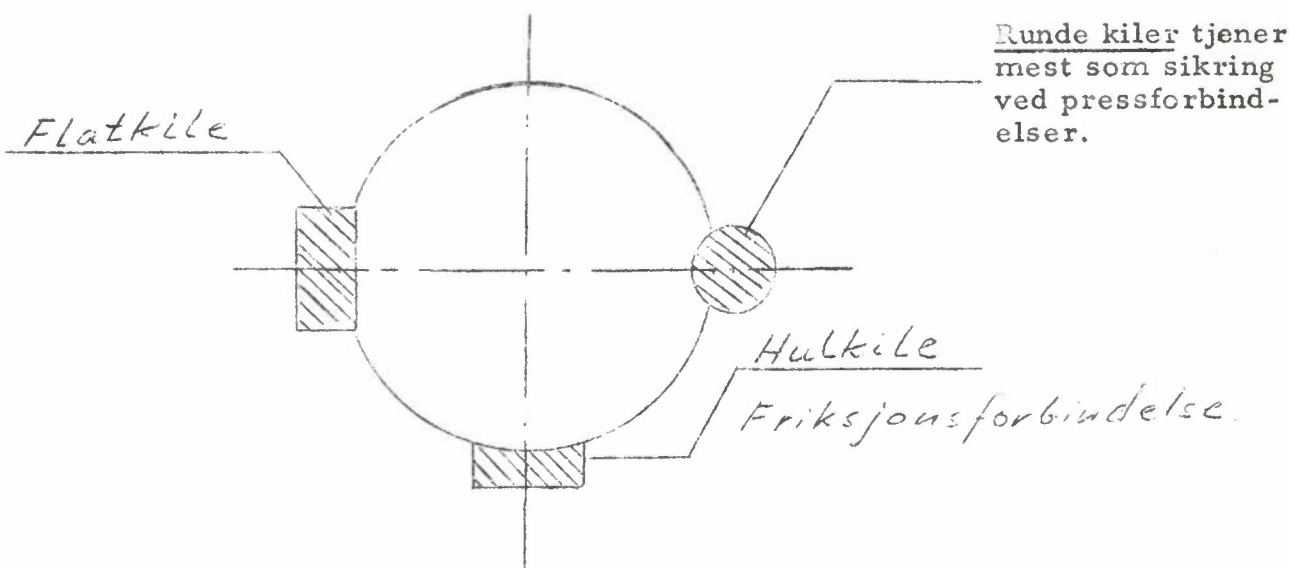


Farlig på en roterende aksel, må avskjermes!

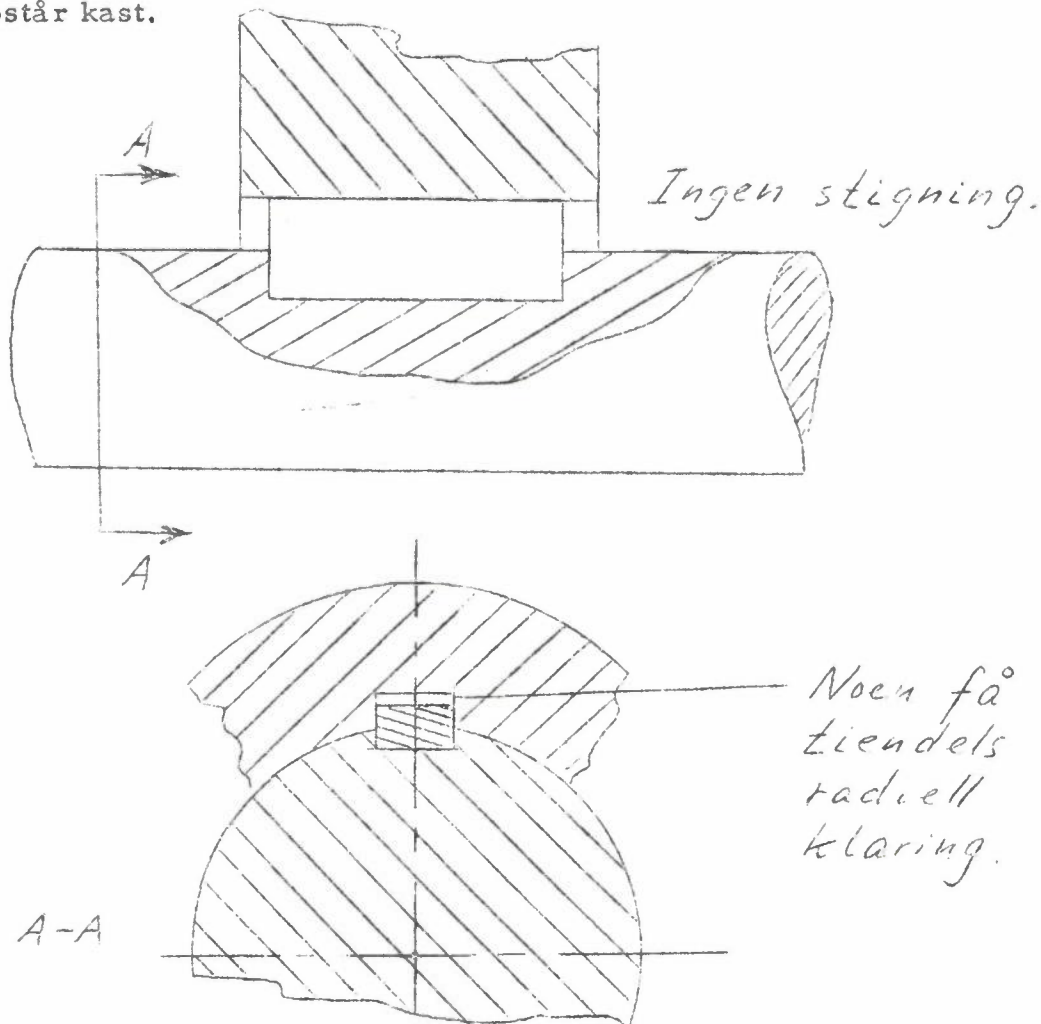


Innleggskile, navet må slås på og av kilen.

Ved små dreiemomenter:

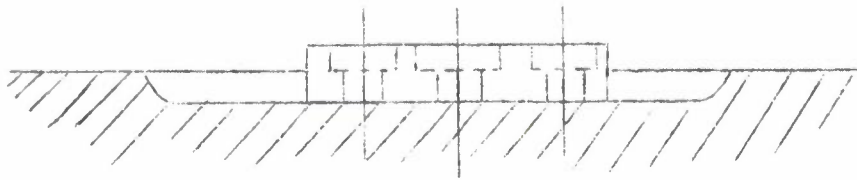


Passkiler har den fordel at navet ikke blir trukket over p.g.a. kiletrekk så det oppstår kast.

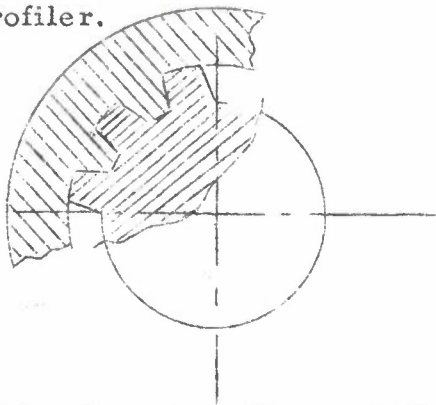


Passkiler sammen med drivpassning på aksel fortrenger nå mer og mer kiler med stigning når momentet er jevnt og virker en vei. Navet bør sikres mot aksiell forskyvning på en eller annen måte.

Skal navet kunne forskyves på langs, brukes glidekile.

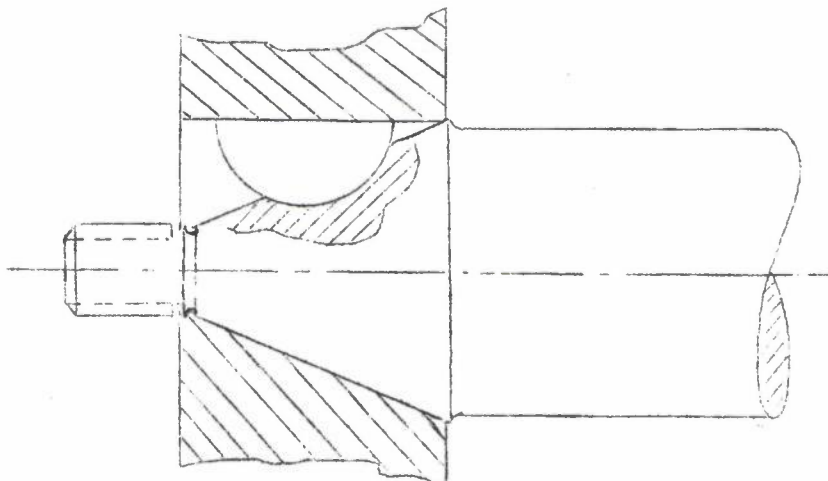


Kjervfaktoren blir mindre om det brukes flere kiler, og en videre utvikling i denne retning er sporaksler eller kileaksler. Kilene er her ett med akselen, og etter DIN lages denne med 4, 6, 8, 10 eller 16 kileprofiler.



Kraftuttak på traktorer,  
kraftoverføringsaksler

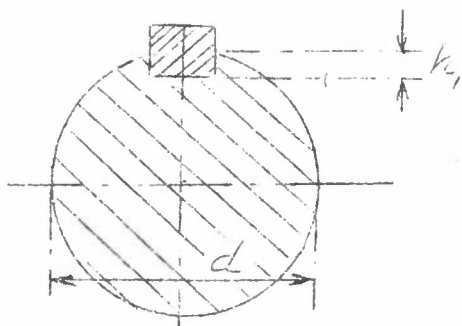
Ved skivekilen eller Woodruffkilen freses sporet ut med en spesialfres.



Skivekiler stiller seg sjøl inn i riktig vinkel til navet, og dette er en fordel når aksel og nav er formet med konus.

Kilene er standardisert. (Se NS.)

Ved sporkiler (fellesbetegnelse "spor") ser en bort fra kiletrekke  $R$  som ikke kan fastlegges nøyaktig. En forutsetter at dreiemomentet blir opptatt med jevnt fordelt flatetrykk på kilens sideflate. Momentarmen er omtrent  $d/2$ .



*kilen sett ovenfra.*

$$M_v = p \cdot l \cdot h_1 \frac{d}{2}$$

Rolig påkjenning ved passkiler tillatt flatetrykk:

$$p = \frac{\sigma_B}{3} \quad \text{mot støpejern}$$

$$p = \frac{\sigma_F}{2} \quad \text{mot stål}$$

For drivkiler 25 % høyere.

Flaten en regner med (mellom kile og aksel)

$$F = h_1 \cdot l$$

Midlere skjærspenning:

$$\tau = \frac{2 M_v}{d \cdot l \cdot b}$$

For St. 60.11

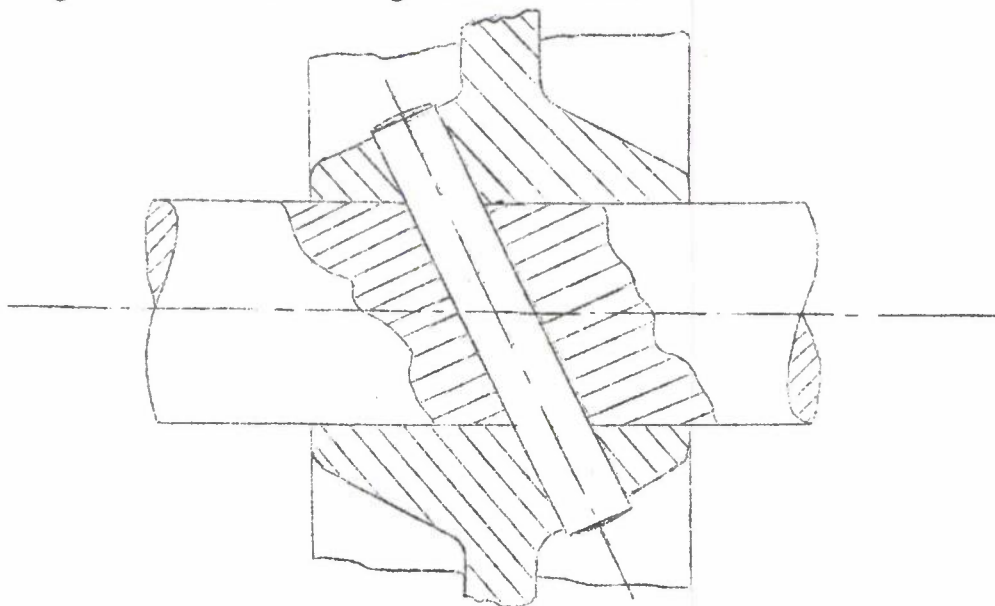
$$\tau_{\text{till}} = 450 \text{ kp/cm}^2 \text{ ved passkilene og}$$

$$\tau_{\text{till}} = 600 \text{ kp/cm}^2 \text{ ved drivkiler.}$$

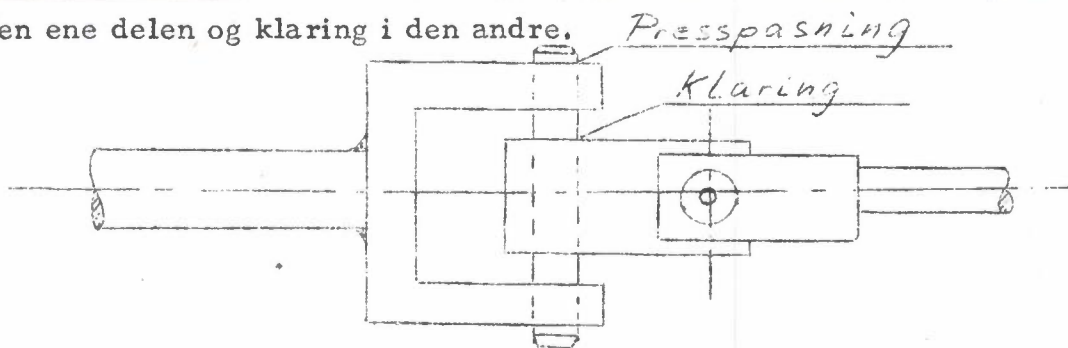
For aksel med påkilt nav bør en regne med  $\beta_K = 1,6$  ved vridning og  $\beta_K = 2,2$  ved bøying når påkjenningen er hurtig varierende.

#### 4. Pinner og splin<sup>t</sup>er.

Pinner tjener bl.a. til å sikre riktig innbyrdes stilling mellom to deler under montasje og drift, disse kalles styrepinner. Videre opptar pinner og stifter tverrkraft og dreiemoment.

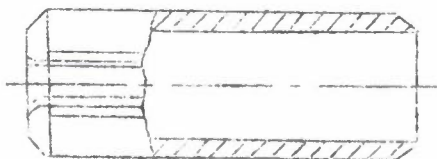


Sylindriske pinner danner også lagertapp i små ledd med press-pasning i den ene delen og klaring i den andre.



Kardangled for små dreiemoment (betjeningsoverføring).

Her kunne en også bruke rørstift.



Presses sammen ved inndrivning.

F. Fjærer.

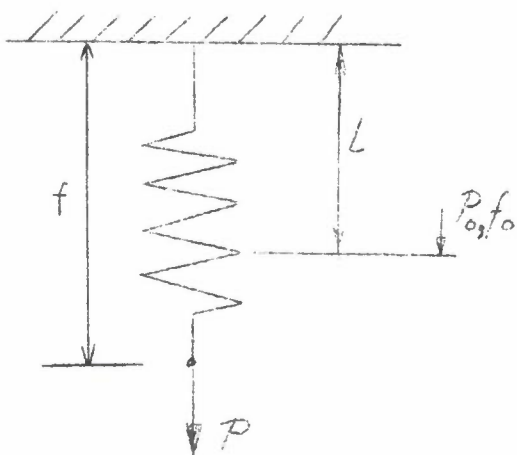
Vanligvis søker en å redusere de større deformasjonene i maskindeler, men i fjærende deler utnyttes de elastiske egenskapene så mye som mulig både ved egnet formgivning og materialvalg. Anvendelse: Støtdempning, buffere, i apparater, magasinering av arbeid, styring av ventiler, etterstilling av forbindelser med bevegelse og slitasje o.s.v.

Ved beregning av fjærer bruker en følgende størrelser:

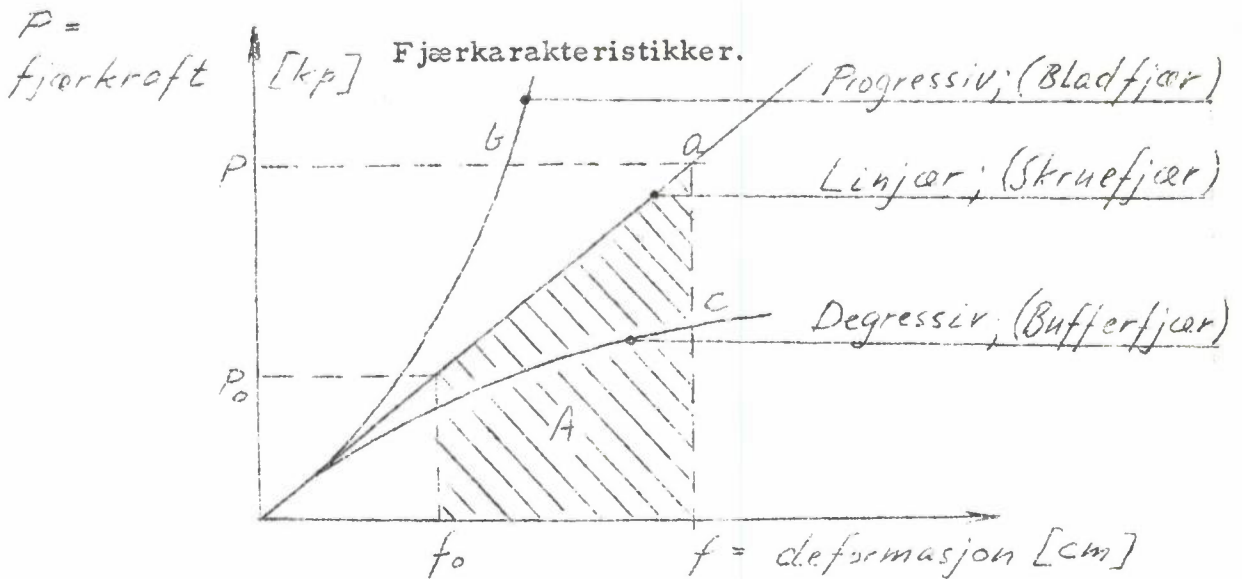
Fjærkraften  $P$  (kp)

Nedbøyningen  $f$  (cm)

Fjærkonstanten  $c = \frac{dP}{f}$  (kp/cm)



$$c = \frac{P - P_0}{f - f_0} = \text{konst.}$$



1. Formendringsarbeidet A (cmkp)

= arealet under kurven

$$A = \int P \cdot df$$

For kurve a ;

$$A = \frac{P + P_0}{2} (f - f_0)$$

2. Egensvingetallet  $f_r$  (sek<sup>-1</sup>)

En innspent fjær vil når den bøyes ned og slippes brått, svinge eller vibrere med et bestemt svingetall. (Pendel.) Hvis dette egensvingetallet faller sammen med impulsfrekvensen fra maskinen, oppstår resonans som forsterker utslagene mot uendelig dersom det ikke er noen demping i fjæren. Oftest er dette skadelig for fjæren og forstyrrende for arbeidsprosessen, særlig ved styreventiler.

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{P}{F}}{\frac{P}{g}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{F}}$$

$$= \frac{5}{\sqrt{F}} [\text{sek}^{-1}]$$

$f =$  fjærdeformasjon (cm)

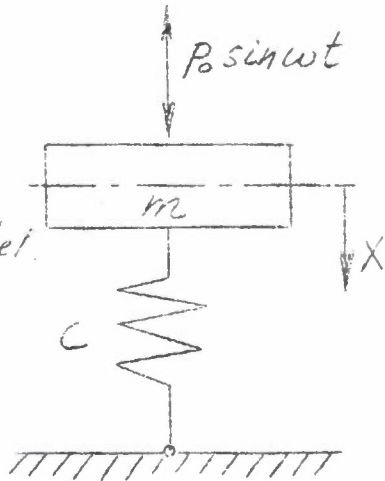
$m =$  masse ( $\frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}}$ )

$g =$  tyngdeakselerasjonen ( $\frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$ )



[S]:

sammenlign med en pendel.



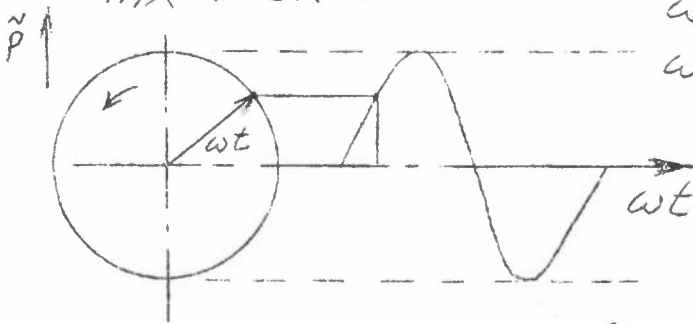
Utleddning av egensvingetallet

$$P = m \cdot g = -c \cdot f \quad \text{der; } \begin{aligned} f &= x \text{ cm} \\ g &= \ddot{x} \text{ cm/s}^2 \\ v &= \dot{x} \text{ cm/s} \end{aligned}$$

Ingen ytre kraft:

$$m\ddot{x} + cx = 0$$

$t = \text{tid}$   
 $\omega = \text{vinkelhastighet}$   
 $\omega t = \text{vinkel}$



Med ytre kraft ( $P_0 \sin \omega t$ );

$$m\ddot{x} + cx = P_0 \sin \omega t$$

Som en mulig løsning setter vi

$$\begin{aligned} x &= x_0 \sin \omega t \\ \dot{x} &= x_0 \omega \cos \omega t \\ \ddot{x} &= -x_0 \omega^2 \sin \omega t \end{aligned}$$

$x_0 = \text{utslag ved lasten } P_0, \text{ statisk.}$

$$-m\omega^2 x_0 \sin \omega t + cx_0 \sin \omega t = P_0 \sin \omega t$$

$$-m\omega^2 x_0 + cx_0 = P_0$$

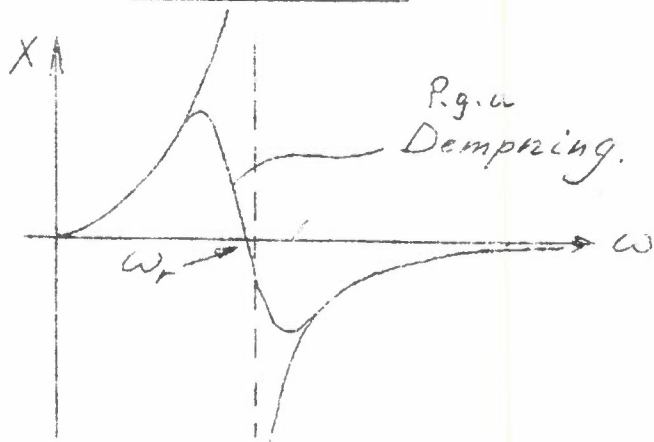
$$X_0 = \frac{P_0}{c - m\omega^2}$$

$$X = \frac{P_0 \sin \omega t}{c - m\omega^2}$$

$$X = X_0 \sin \omega t$$

hår  $c = m\omega^2 \rightarrow X = \infty$

$$\omega_r = \sqrt{\frac{c}{m}} \rightarrow X = \infty$$

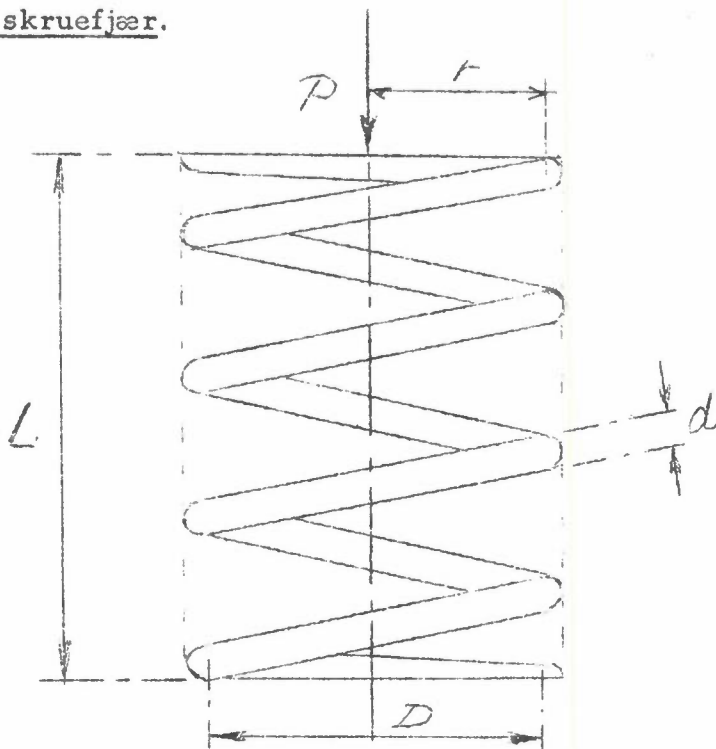


En kan forhøye egensvingetallet ved å velge en stivere fjær, større  $c$ , eller å velge en mindre masse  $m$ . (Eks. motor, svingende deler, ventilfjærer.)

$$\omega_r = 2\pi f_r \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

$f_r$  = frekvens (må ikke forveksles med nedbøyning).

### 3. Sylinderisk skruefjær.



Denne er den

mest brukte fjærtype i maskinteknikken, og belastes som regel med en trykk- eller strekkraft som ligger i fjærens midtlinje.

Kraften  $P$  gir et konstant vrimoment i trådtverrsnittet lik

$$M_v = P \cdot r$$

når en ser bort fra stigningsvinkelen.

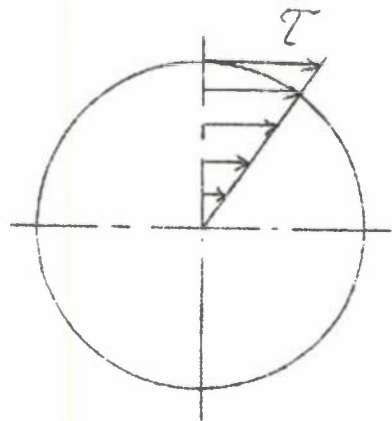
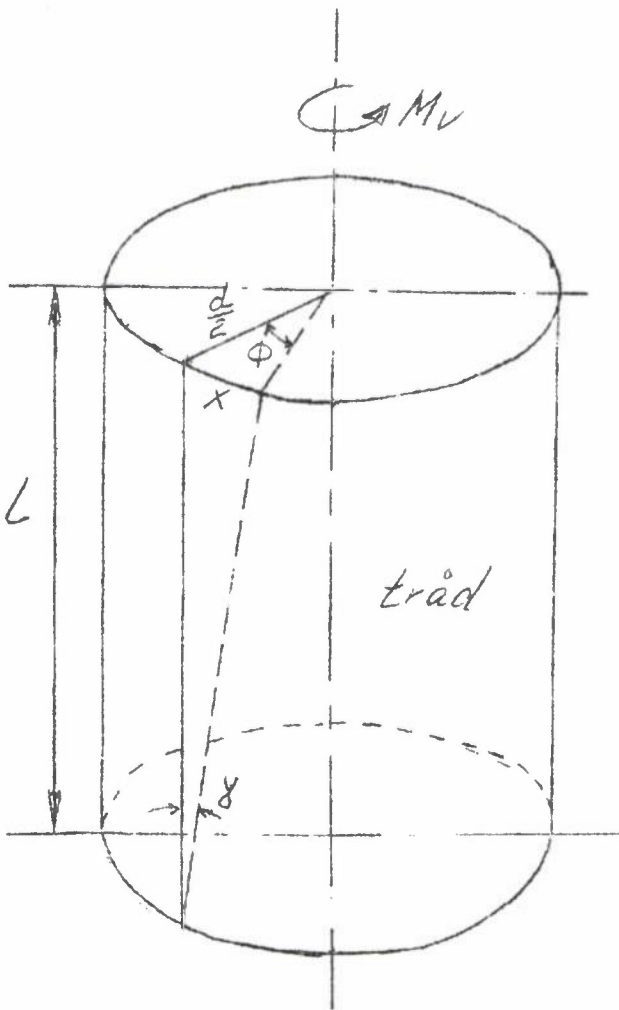
Når det ikke tas omsyn til at fjærtråden er krummet, blir vridespenningen for rund tråd:

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_p}$$

$$W_p = \frac{\pi}{16} d^3$$

$$\tau = \frac{M_v}{\frac{\pi}{16} d^3} ; \text{ for rund tråd:}$$

$$\tau \approx \frac{5 P \cdot r}{d^3}$$



$$x = L \cdot \text{tg } \delta \approx L \cdot \delta$$

$$x = \frac{d}{2} \cdot \text{tg } \phi \approx \frac{d}{2} \cdot \phi$$

$$\delta \cdot L = \phi \cdot \frac{d}{2}$$

$$\delta = \frac{\phi \cdot \frac{d}{2}}{L}$$

$$\tau = \delta \cdot G \text{ der;}$$

$G = \text{Skjærmodul} = 8,5 \times 10^5 \text{ kp/cm}^2$   
for stål.

$$\tau = \frac{M_v}{W_p} \quad \text{der} \quad W_p = \frac{J_p}{r}$$

$$\frac{M_v \cdot \frac{d}{2}}{J_p} = \frac{\phi \cdot \frac{d}{2} \cdot G}{L}$$

$$\phi = \frac{M_v \cdot L}{J_p \cdot G}$$

Sammentrykningen eller forlengelsen i fjæren følger av vridningsvinkelen på fjærtråden. For en liten lengde  $dL$  av fjærtråden blir vridningsvinkelen  $d\phi$  og nedbøyningen blir  $d\phi$

Total nedbøyning:

$$f = \int_0^L r \cdot d\phi = \int_0^L r \cdot \frac{M_v \cdot dL}{J_p \cdot G}$$

$$f = r \frac{M_v \cdot L}{J_p \cdot G} = 64 \cdot n \frac{r^3 \cdot P}{d^4 \cdot G}$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}, \quad M_v = P \cdot r, \quad L = 2 \pi r \cdot n$$

hvor  $n$  er antall effektive vindinger

$$n = n_n - 1,5$$

for trykkfjær hvor endevindingene er trykket ned og planslipt.

$$n_n = \text{nødvendig antall vindinger}$$

#### 4. Material og tillatte spenninger.

For skruefjærer med overveiende rolig belastning kan en sette

$$\tau \leq 0,5 \sigma_B$$

For herdet fjærstål er

$$\sigma_B = 12000 - 16000 \text{ kp/cm}^2$$

$$G = 830000 \text{ kp/cm}^2$$

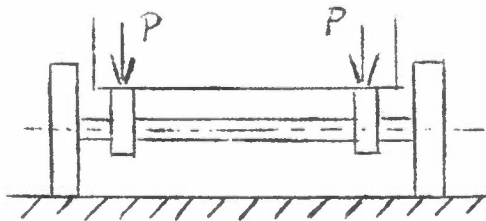
### III Aksler. Lager. Koplinger

#### A. Aksler.

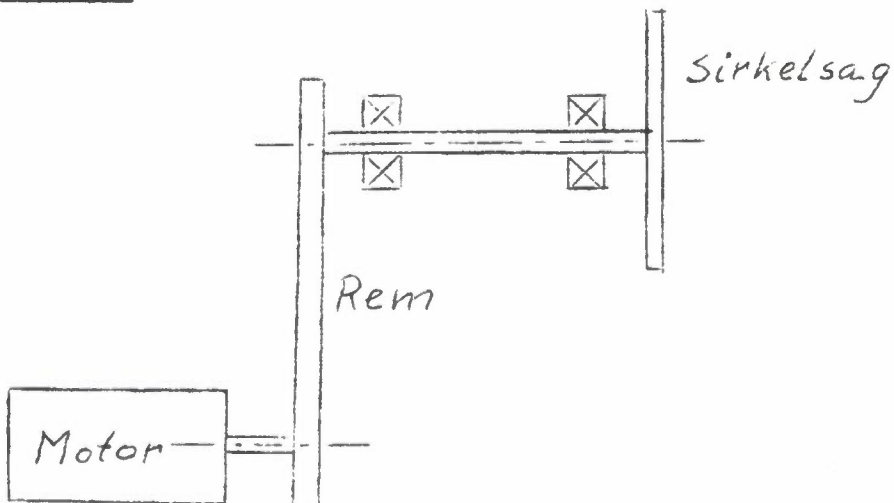
##### 1. Inndeling.

Aksler som utelukkende er tverrkrafts- og bøyningspåkjente, kalles bæreaksler.

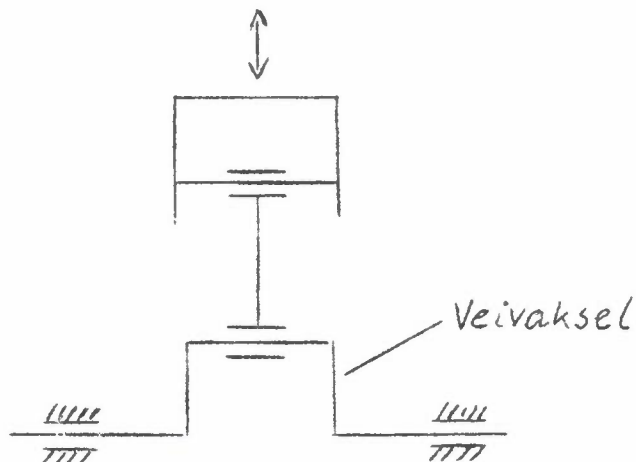
Eks. tilhenger



Aksler som hovedsakelig overfører vrimomenter kalles torsjons- eller arbeidsaksler, eks.



Veivakslar overfører en frem- og tilbakegående bevegelse til en roterende bevegelse el. omvendt eks. pumpe



## 2. Material.

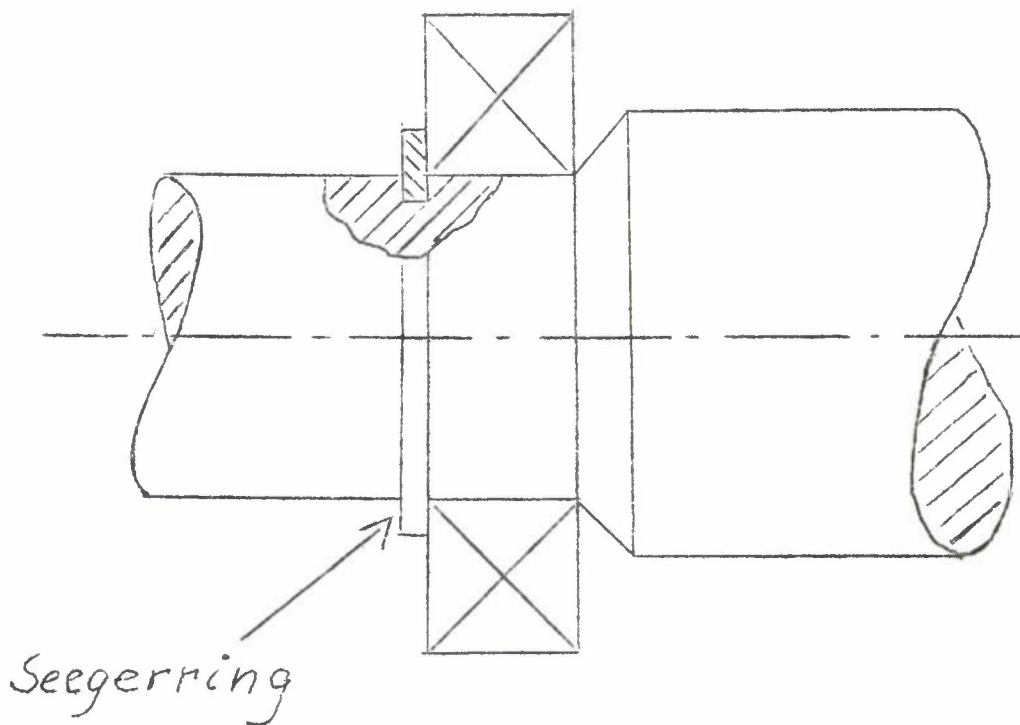
Det er vanlig å bruke St. 42.11 som er seigt, men i drivverksdeler o.l. hvor en må ha hard sliteflate brukes St. 50.11 og St. 60.11. Det er ikke alltid den beste utvei å velge stål med høy bruddgrense, da disse er meget kjervfølsomme.

Maskinaksler bør findreies evt. blankpoleres over alt når det er vekslende belastning av hensyn til utmattingsfastheten.

## 3. Formgivning og spenningsforhold.

Utformingen av tverrsnittsoverganger, avrundinger, kilespor osv. virker i høy grad inn på akslens styrke.

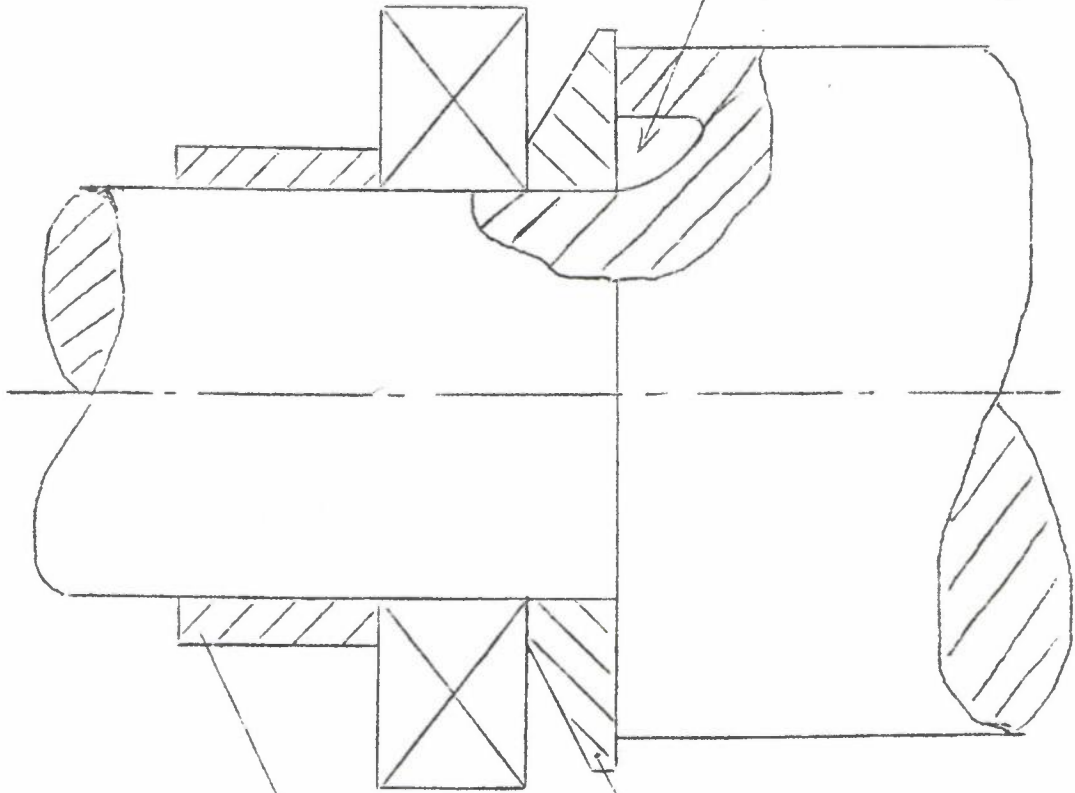
Eksempel



Kulelageret er plassert på et kraftig påkjent sted. I dette tilfelle vil et skarpt rundtspor for Seegerringen være uheldig.

Bedre løsning:

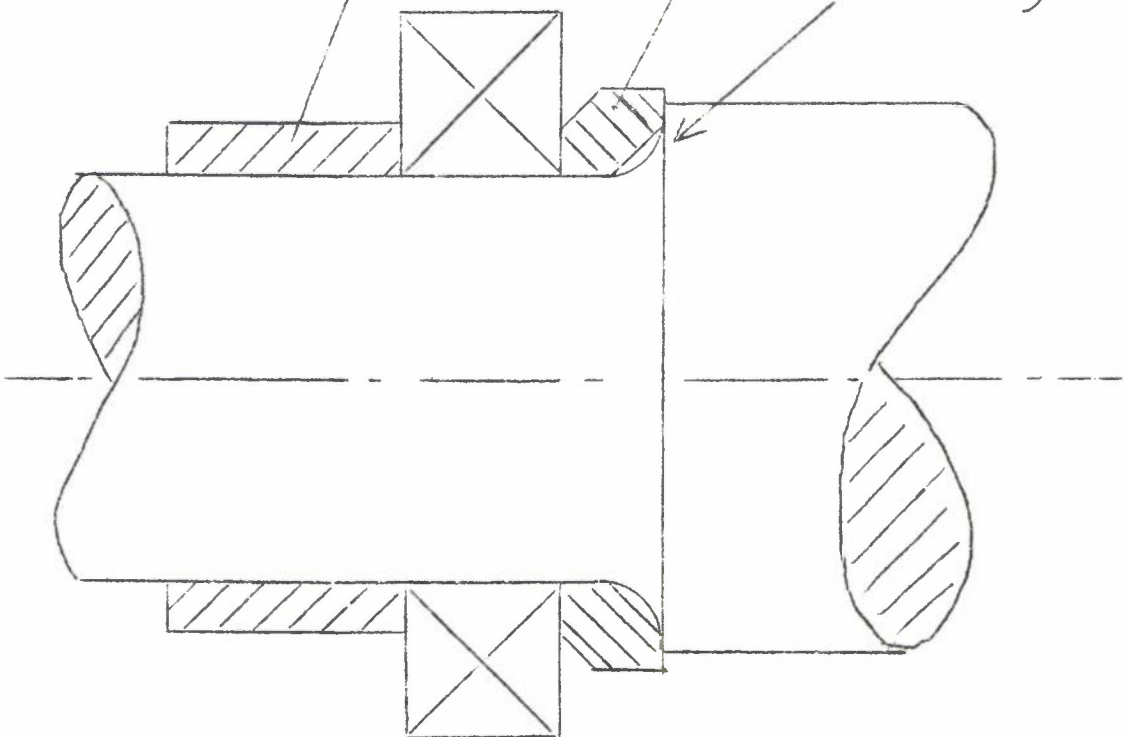
Gir god kraft-  
gjennomgang



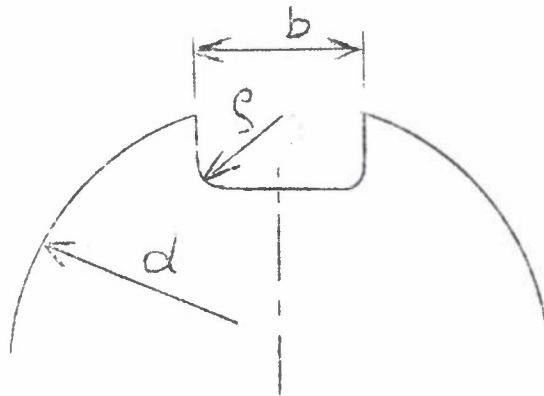
eller:

Avstands-  
hylse

Avstandsring  
God avrunding



Kilespor bør alltid ha en liten avrunding i bunnen. 1 a 2 mm (8) s  
hulkilradius er nok til å redusere kjervvirkningen merkbart.



Tillatt spenning for utmattingspåkjennte aksler

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma_{vb}}{\beta_k \cdot n_B} \quad \tau_{till} = \frac{\bar{\tau}_v}{\beta_k \cdot n_B}$$

$\beta_k$  = kjervfaktor,  $\sigma_{vb}$  og  $\bar{\tau}_v$   
→ vekselfasthet

$n_B$  = sikkerhet mot brudd

= 2 til 5 avhengig av belastnings arten

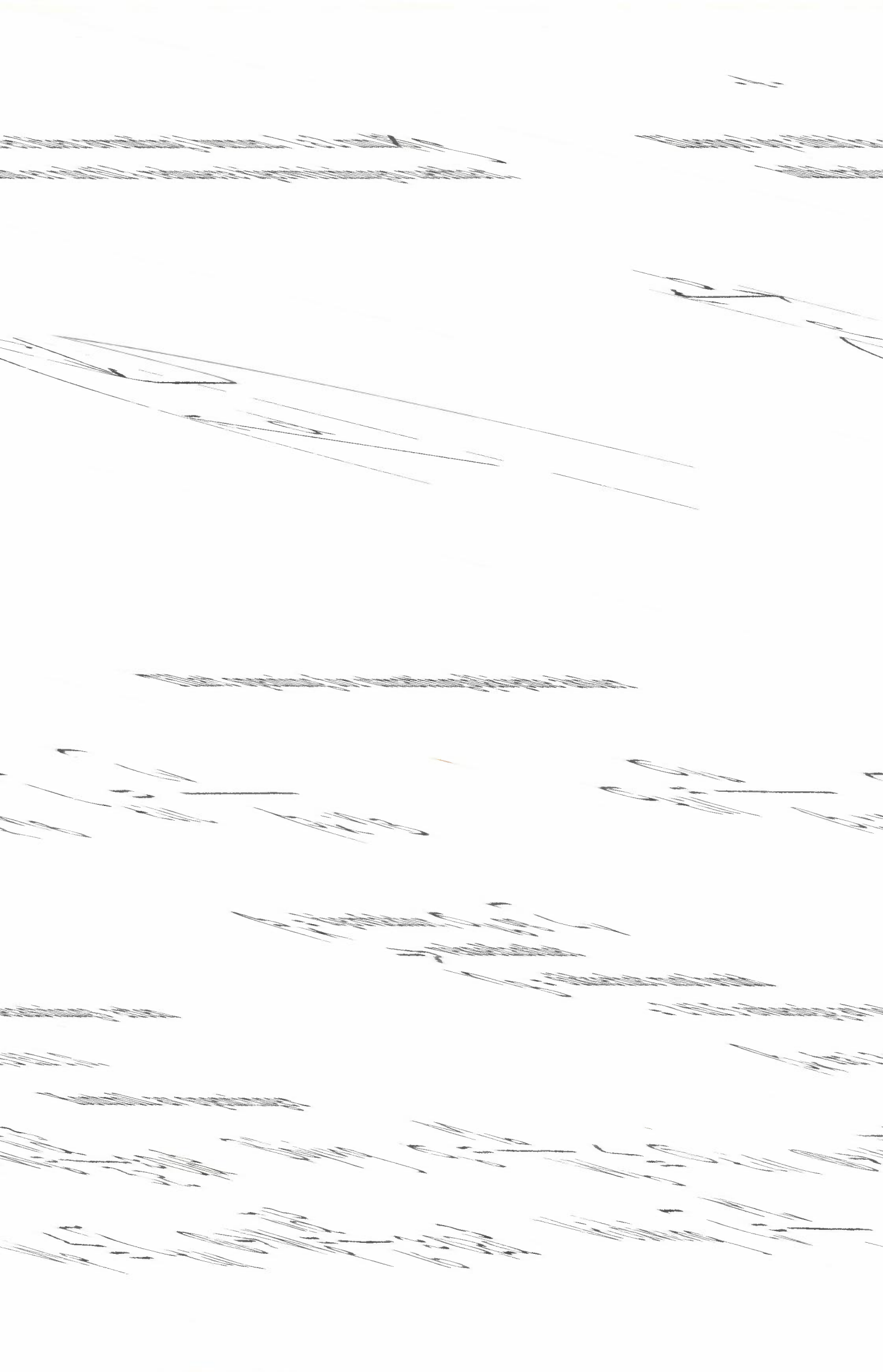
$\beta_k$  fra 1,3 til 1,8.

Kontroll av spenninger

Böying  $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{till} \quad \text{⊗} \Rightarrow W_b = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$

Vridning  $\bar{\tau}_v = \frac{M_v}{W_p} \leq \tau_{till} \quad \text{⊗} \Rightarrow W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$





Eksempel:

En motor yter  $N$  [hk] ved et turtall på  $n$   $\left[\frac{\text{omdr.}}{\text{min}}\right]$

Hvor stort er dreiemomentet på akselen?

$$\text{Effekten: } N \cdot 75 \cdot 100 \left[ \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{\text{sek}} \right]$$

$$\text{Dreiemoment } \frac{N \cdot 75 \cdot 100}{\omega} \left[ \frac{\text{kp cm}}{\text{sek/sek}} \right]$$

[kp cm]

$$M_d = \frac{N \cdot 75 \cdot 100 \cdot 30}{n \cdot \pi} \text{ [kp cm]}$$

Periferikraften ved en radius  $r$  cm

$$U = \frac{M_d}{r} = \frac{N \cdot 75 \cdot 100 \cdot 30}{n \cdot \pi \cdot r} \text{ [kp]}$$

For spenningsberegningen har vi

$$\tau = \frac{M_d}{W_p} = \frac{16}{\pi d^3} \cdot \frac{N \cdot 75 \cdot 100 \cdot 30}{n \cdot \pi}$$

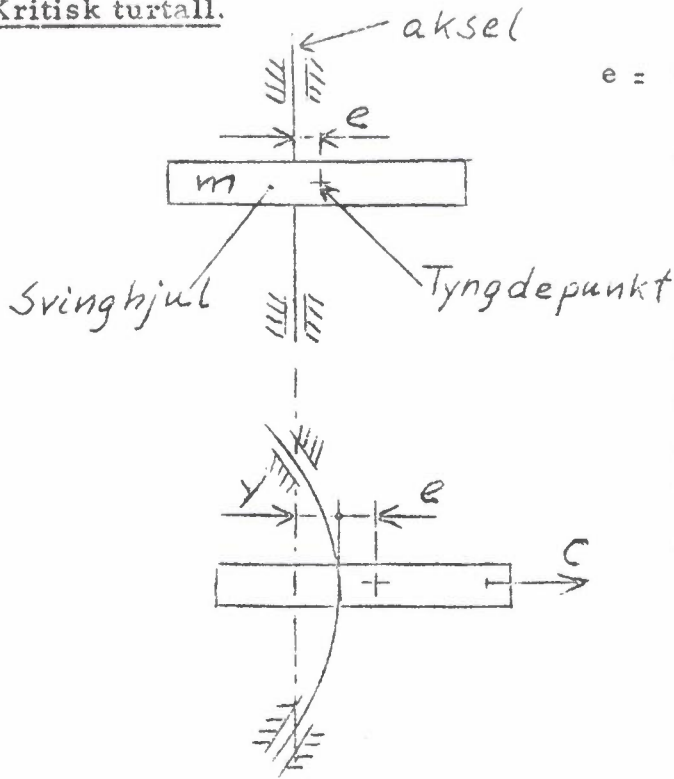
$$\tau = \frac{365000 \cdot N}{n \cdot d^3}$$

$$d^3 = \frac{365000 \cdot N}{n \cdot \tau}$$

$$d = 71.4 \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot \tau}}$$

Diameteren kan bestemmes av effekt, turtall og tillatt vridespennning, når det ikke samtidig er bøyepåkjenning.

5. Kritisk turtall.



$e =$  eksentrisitet

$c =$  fjærkonstanten for akselen

Praktisk kan en komme ned til  $e \approx 0,005$  mm elastisk nedbøying. P.g.a. egenvekten ved horisontale aksler øker denne verdi.

Ved rotasjon vil sentrifugalkraften  $C$  bøye ut akselen og eksentrisiteten blir  $y + e$ .

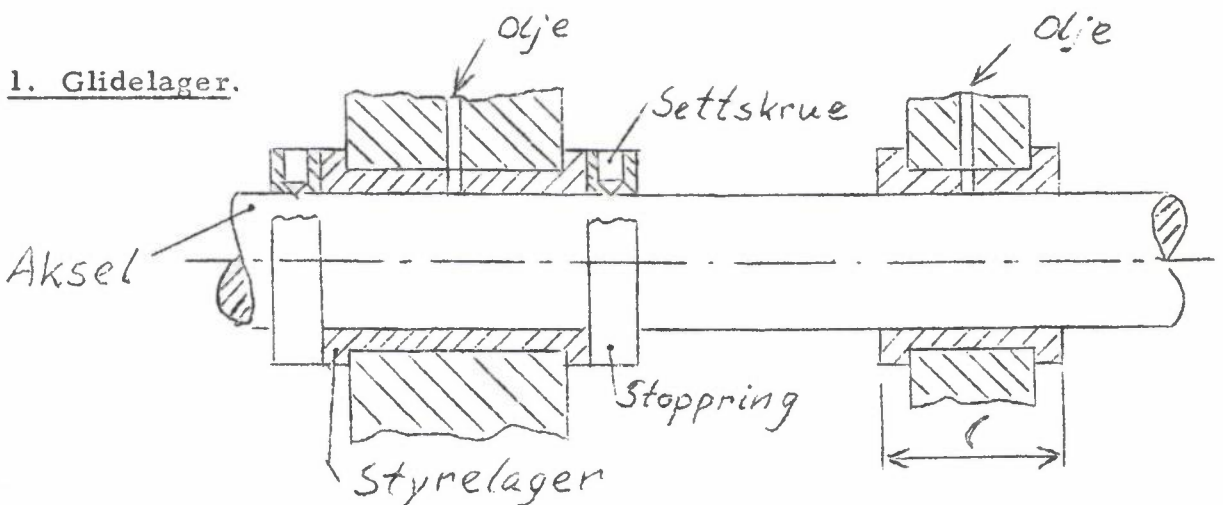
Kritisk turtall

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \left[ \frac{\text{Omdr}}{\text{min}} \right]$$

B. Lager.

Et lager tjener som understøttelse for aksler eller andre roterende deler. Lager som hovedsakelig skal motstå krefter med retning tvers på akselen kalles radiallager. Med kraftretning langs etter akselen brukes aksiallager. Radiallager kan i regelen også oppta mindre aksielle krefter.

1. Glidelager.

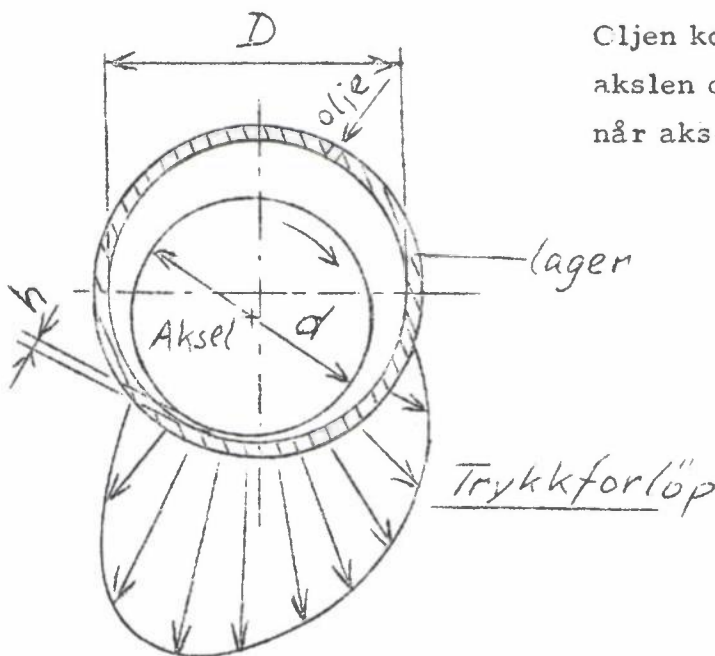


Fordeler overfor kule- og rullelager

- a) Smørehinnen svingnings-, støy- og støtdempende,
- b) mindre smussømfintlig,
- c) mindre ytre diameter,
- d) grovere pasning mulig,
- e) enkel i oppbygning og mulig å dele,
- f) betydelig billigere ved store diametre.

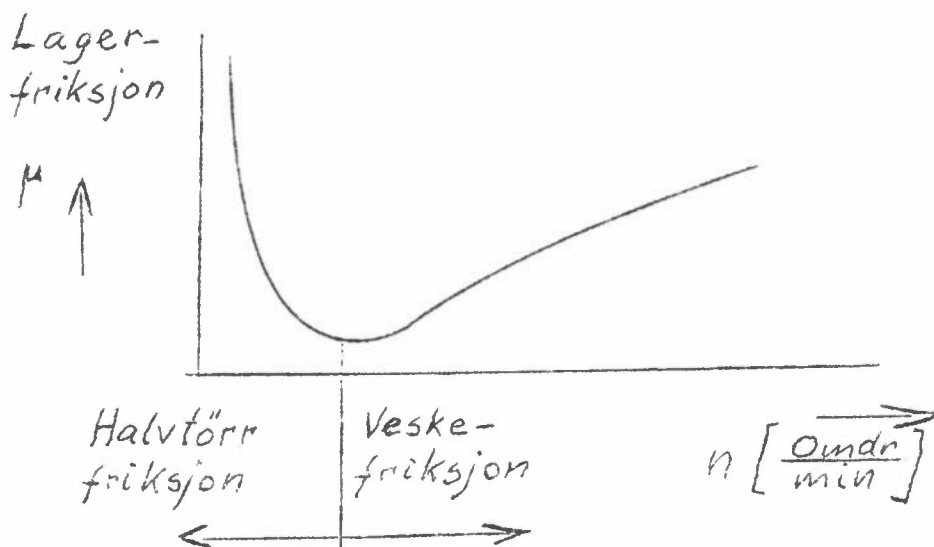
Ulemper i forhold til kule- og rullelager:

- a) Større startfriksjon,
- b) større forbruk av smøremiddel (unntakelser),
- c) større påpasselighet med smøring,
- d) tillatelige belastning avhengig av flere faktorer: smøringsmetode, varmeoverføring, tillatelige slitasje omdreiningstall, akselmateriale og overflate.



Oljen kommer inn under akslen og løfter denne når akselen roterer.

Lagerfriksjon ved glidelager.



Lagerklaringen  $\psi = \frac{D-d}{d}$  varierer med lagermaterialet, f.eks. hvittmetall  $\psi = 0,5 \rightarrow 1,5 \text{ } ^\circ/\infty$ . (Tabeller).

Lagerforholdet  $\frac{1}{d} = 0,4 \rightarrow 1,0$

(Tabeller) varieres med flatetrykk, omdreiningstall og lagermateriale.

Lagermaterialer.

De krav en setter til lagermaterial er følgende:

- 1) Gode glideegenskaper, plastisk så det kan tilpasse seg mulige formendringer og skjevstilling hos tappen, binde seg godt til smørestoffet, ikke for stor friksjon ved start og stopp, bør ikke kunne skjære seg fast i akseltappen.
- 2) Tilstrekkelig styrke og hardhet også ved høyere temperaturer, må tåle trykkstøt.
- 3) God varmebortledningsevne og lav varmeutvidelseskoeffisient.

Ingen legering oppfyller ovennevnte krav, derfor er et kompromiss nødvendig.

- a) Hvittmetaller, (blylegering) ved lave lagertrykk.
- b) Bronse, hårdere enn a), dårligere innkjøringsegenskaper, brukes ved høyere lagertrykk.
- c) Blybronse, gode glideegenskaper tåler høyt flatetrykk opptil  $200 \text{ kp/cm}^2$ , dårlige innkjøringsegenskaper.

d) Sjølsmørende lager (Viktig i landbruksmaskiner)  
av sinterlegeringer (fremstilt av metallpulver med grafittil-  
setting). Ved glødeprosess sintres metallkornene sammen.  
Legeringen kan gjøres meget porøs, og lagerforingen kan  
suge opp en betydelig oljemengde. Oljen presses ut mot  
lagerflaten under drift p.g.a. oppvarmingen. Under stillstand  
suges oljen inn i porene igjen. (Glacierlager).

e) Plastlagermateriale.  
Inndeles i to typer, duroplast (varmeherdende) og termoplast  
(varmemykende).

Disse materialer har gode glideegenskaper, men dårlig varme-  
ledningsevne og derfor har de begrenset anvendelse. Fordelen  
er at de kan brukes uten smøremiddel ved lave omdreinings-  
tall og mindre belastninger. Mye brukt i landbruksmaskiner,  
til frem- og tilbakegående bevegelser.

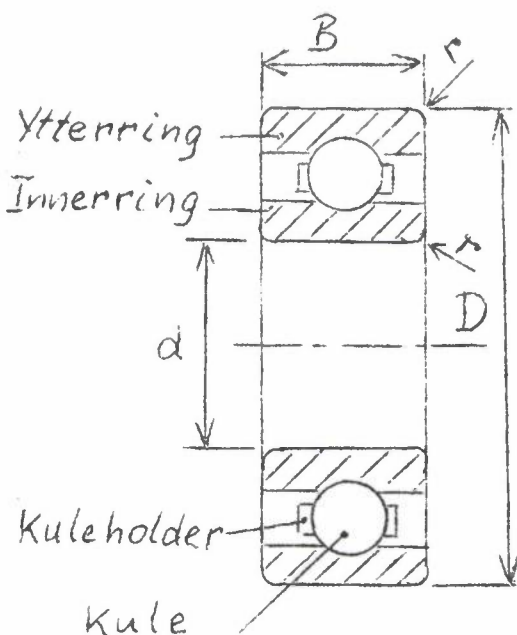
f) Tre. (Ek, ask, bøk) brukes også ved lavere belastninger og  
omdreiningstall. (Veivaksler i halmristere). Billige og lett  
utskiftbare. Bør smøres.

Eksempel: Knivtrekk for skurtresker



Billig og kunne holde to sesonger.

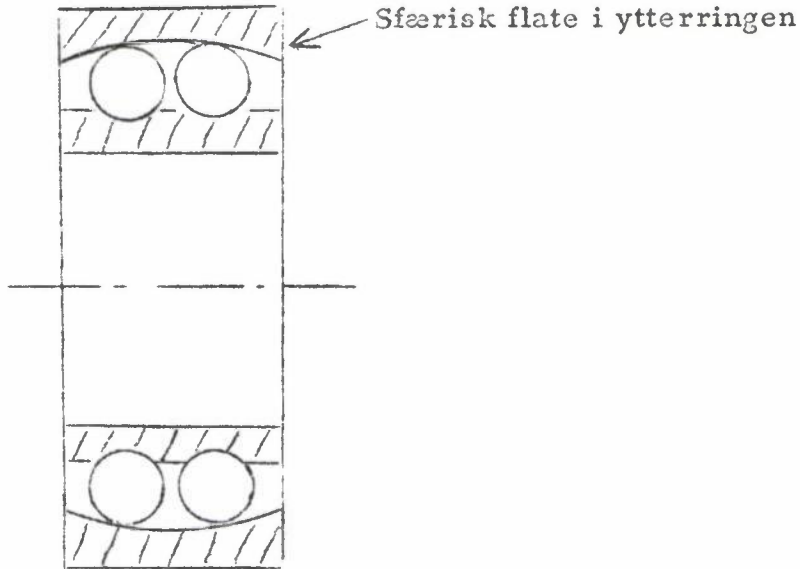
2. <sup>ings</sup> Rull lager. 4 hovedtyper:



Sporkulelager

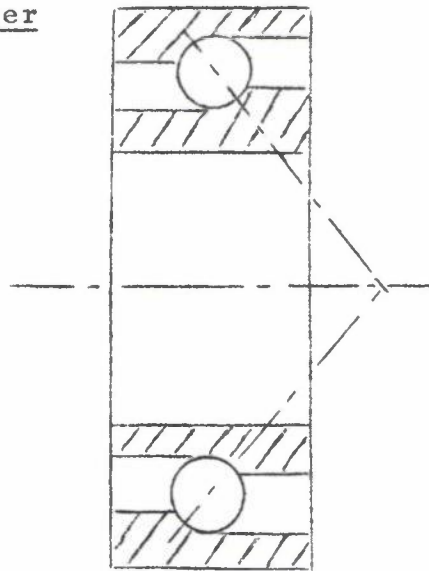
Stor bæreevne også i  
aksiell retning.  
Mye brukt.

Sfærisk kulelager



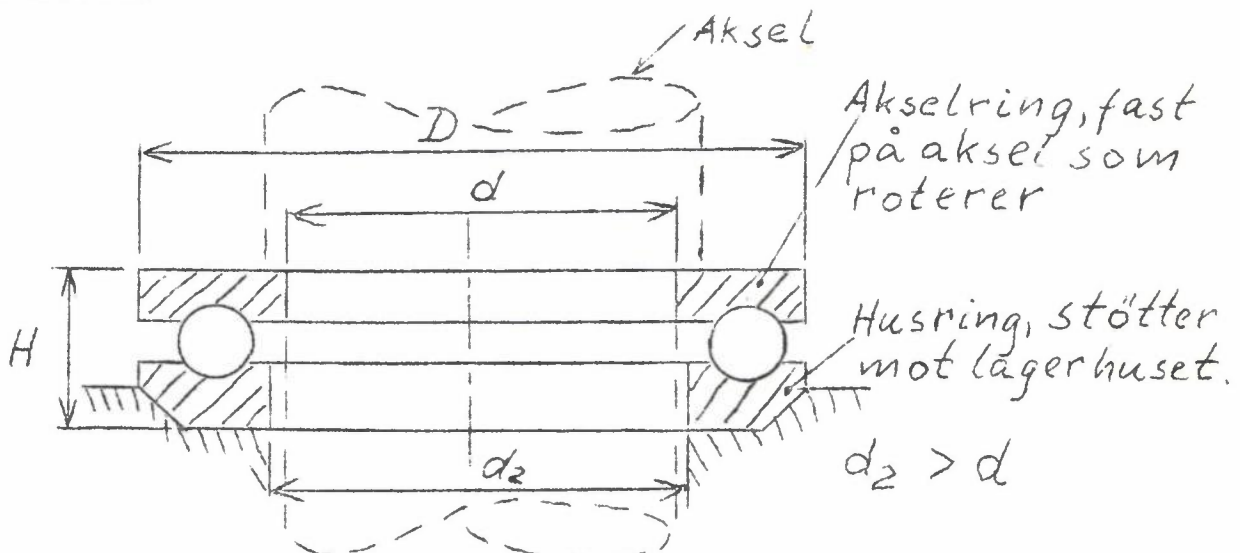
Lageret er sjølinnstillende → blir ikke påvirket av mindre vinkeldeformasjoner i akselen.

Vinkelkontaktlager



Kraftretningen gjennom kulene danner en spiss vinkel med lageraksen → store aksielle krefter kan tas opp. Det arbeider alltid sammen med et annet lager som kan ta opp aksialkraften i motsatt retning.

Aksiallager



Lageret er ikke sjøholdende (byggesinn) og kan bare oppta aksielle krefter.

Disse 4 hovedtypene utføres som både kulelager og rullelager som i stedet for kuler har sylindriske, tønne- og kjegleformede ruller. Med samme dimensjoner har rullelager større bæreevne enn kulelager, og er særlig egnet til støtvis påkjenning.

#### Dimensjonering av rullingslager.

Beregning av passende lagerstørrelse baseres på de forekommende lagerbelastninger og den ønskede levetid ved et bestemt omdreiningstall.

Ved beregningen kan det anvendes to fremgangsmåter:

- a) En velger lagerstørrelsen og beregner levetiden.
- b) En velger levetiden og beregner lagerstørrelsen.

Til beregningene er det nødvendig å kjenne de effektive belastninger som konstant påvirker lageret radielt og aksielt:

$$K_{\text{eff}} = f \cdot K \quad \text{hvor } K \text{ er}$$

den teoretiske kraft og  $f$  et produkt av de forskjellige tilskuddsfaktorer (remstrekksfaktor, tannhjulsfaktor, støtfaktor, se tabell).

I kulelagerkatalogene finner en oppført et dynamisk beregningstall  $C_{kp}$  og et statisk beregningstall  $C_{0kp}$ .  $C$  anvendes ved lager som roterer og  $C_0$  ved statisk beregning av lager som belastes under stillstand.

#### Lagerbelastningen $P$ for radiallager.

$P$  = en tenkt radialkraft beregnet på grunnlag av radiell og aksiell belastning  $k_p$

$F_r$  = den virkelige radielle belastning  $k_p$

$F_a$  = " " aksielle " "

$X$  = lagerets radialfaktor

$Y$  = " aksialfaktor

$X$  og  $Y$  er avhengig av forholdet  $\frac{F_a}{F_r}$  og

$\frac{F_a}{C_0}$  som finnes i tabeller.



Lagerbelastningen P for aksiallager.

Bortsett fra det sfæriske aksialrullelageret kan ikke aksiallagerene oppta radialbelastning.

Levetid  $L_h$  (timer)

$$\frac{C}{P} = \text{levetidsfaktoren}$$

P kan vi beregne og C tas ut av lagertabell.

I katalogen finnes en tabell for  $L_h$  i avhengighet av  $\frac{C}{P}$  og  $n$  som er lagerets omdreiningstall  $\frac{\text{Omdr.}}{\text{min}}$

Eksempler på lagerberegning.

Hvilken levetid  $L_h$  timer kan forventes av et Sporkulelager 6308 med belastningene  $F_r = 280$  kp og  $F_a = 155$  kp.  $n = 800 \frac{\text{Omdr.}}{\text{min}}$

$$P = X \cdot F_r + Y F_a$$

Fra katalogen:

$$6308 \rightarrow C = 3200 \text{ kp} \\ C_o = 2200 \text{ kp}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{155}{2200} = \underline{0,07}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{155}{280} = \underline{0,55}$$

Med disse verdiene går vi inn i tabellen for X og Y og finner

$$X = 0,56 \text{ og } Y = 1,6$$

$$P = 0,56 \cdot 280 + 1,6 \cdot 155 = 405 \text{ kp}$$

$$\frac{C}{P} = \frac{3200}{405} = 7,9$$

I tabell for  $L_h$  finner vi ved  $\frac{C}{P} = 7,9$  og  $n = 800$  o/min

$$\underline{L_h = 10\,000 \text{ timer}}$$

### 3. Nålelager.

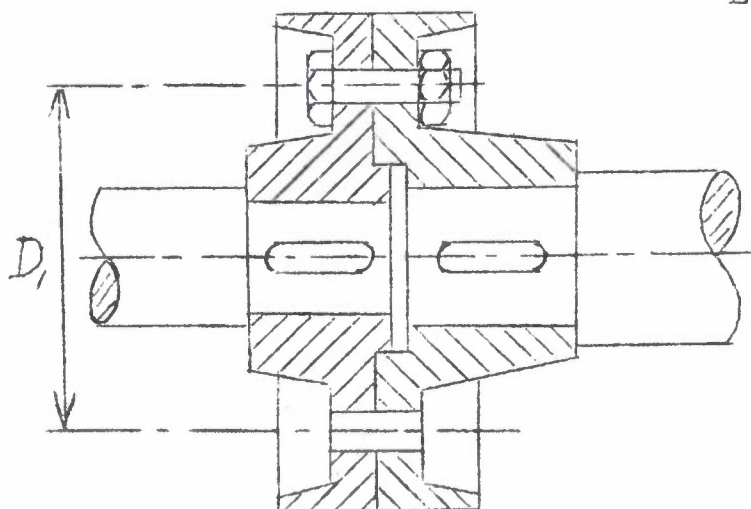
Rullekroppene er her lange, tynne ruller, såkalte nåler. Nålelager får derfor liten byggehøyde. De brukes ofte i kardangledd og andre lagringer med svingende bevegelse og der plassforholdene ikke tillater å bruke andre lager.

### C. Koplinger.

Med koplinger menes her maskindeler som brukes til å forbinde flere aksellengder med hverandre, eller også til å kople tannhjul, remskiver o.l. til en aksel.

#### 1. Faste koplinger.

Brukes når en aksel må deles i flere lengder p.g.a. framstilling, transport eller av andre grunner.



Eks.: flenskopling.  
Navene blir presset eller krympet fast på akselen.

Vridemomentet skal kunne overføres ved friksjon. Dette krever en minste strekkraft i hver bolt lik

$$P = \frac{Z M_v}{Z \cdot \mu \cdot D_1}$$

$Z$  = antall bolter.

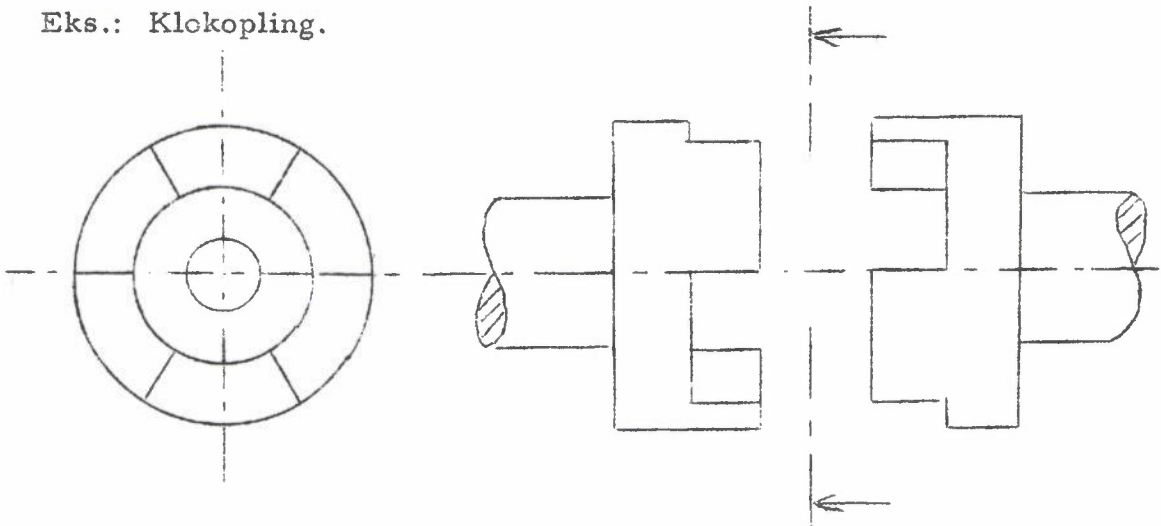
Er ikke friksjonen stor nok blir skjærkraften pr. bolt lik

$$Q = \frac{Z M_v}{Z \cdot D_1}$$

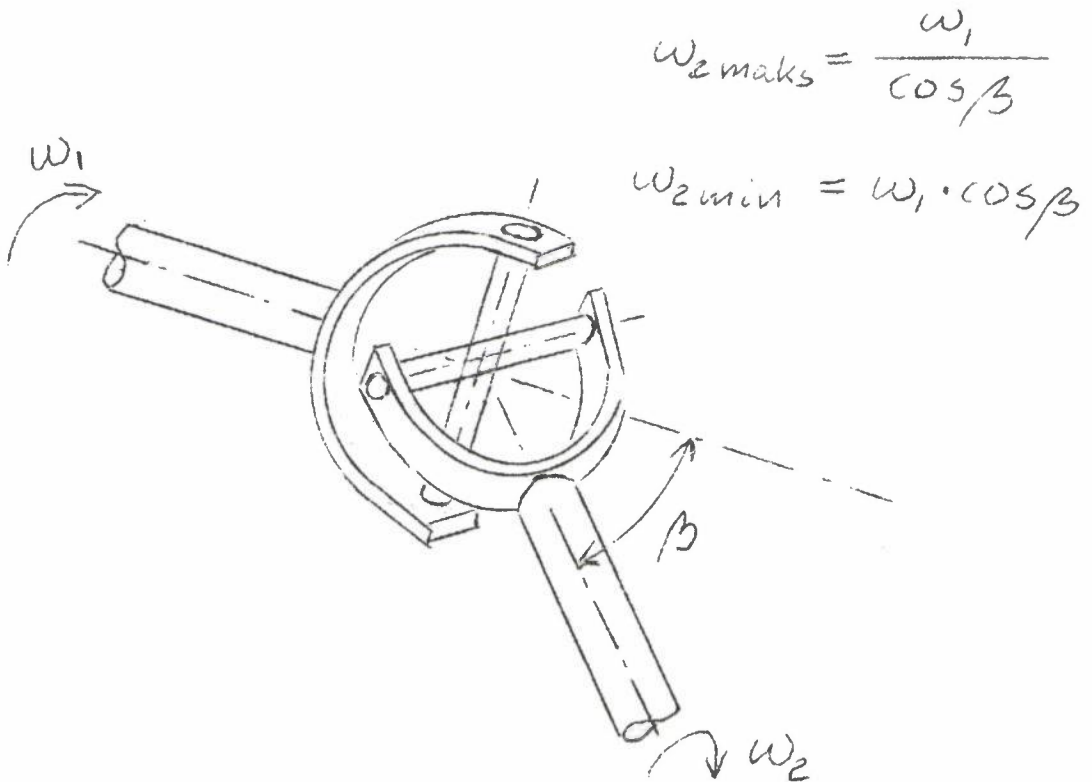
## 2. Uelastisk bevegelige koplinger.

Dersom en skal forbinde to aksler som ikke flukter med hverandre bruker en bevegelige koplinger. Der det er nødvendig å ha mer enn to lager på en aksel, er det ofte nødvendig å dele akselen og forbinde akslene med en kopling for å unngå spenninger i lagrene ved unøyaktig montering.

Eks.: Klokkopling.

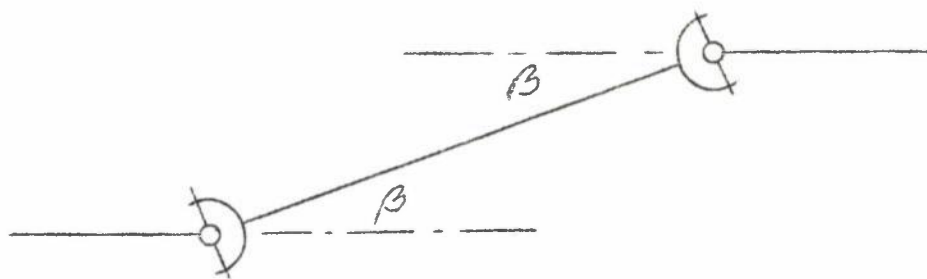


Skal akslene danne en større vinkel med hverandre, er det alminnelig å benytte kardangkopling.

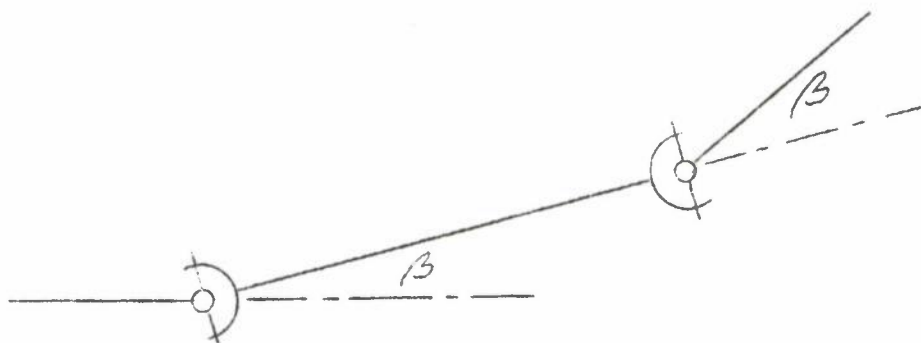


Få grunn av at akslene danner en vinkel med hverandre, vil den drevne koplingshalvdelen få en ujevn vinkelhastighet, som kan forårsake uheldige svingninger i den drevne maskin.

Med to kardangledd etter hverandre oppheves ujevnheten i vinkelhastighet. Forutsetningen er at vinkelen mellom drivakselen og mellomakselen er lik vinkelen mellom den drevne aksel og mellomakselen.



eller:

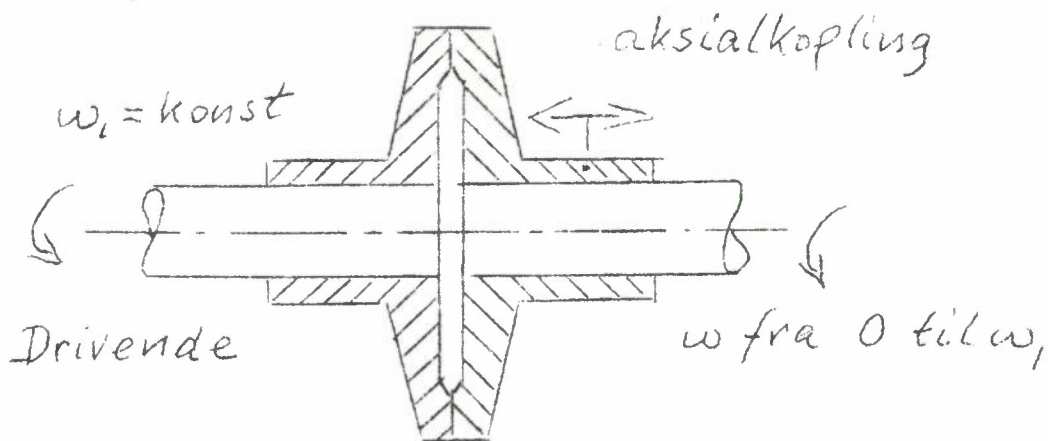


### 3. Elastiske koplinger.

Disse skal kunne oppta støt og virke dempende. Et gummielement som forbinder to aksler er en elastisk kopling. En slik kopling kan også brukes i stedet for en uelastisk bevegelig kopling der akslene danner en liten vinkel med hverandre. En enkel og billig elastisk kopling er en gummislange som klemmes fast på akselendene med slangeklemmer.

4. Utrykkbare koplinger brukes til å kople ut en del av maskineriet under gang. Klokkoplinger er mye brukt. Den ene koplingsdel er forskyvbar på akselen og klørne er avskrådd på en side.

5. Friksjonskoplinger benyttes når innkoplingen skal foregå når den drivende aksel er i gang.



De to koplingshalvdelene presses sammen og friksjonen i anleggsflatene gir et vrilmoment som akselrerer den drevne aksel, så den etter en viss sluretid får samme turtall som drivakselen. Det må sørges for god bortledning av friksjonsvarmen.

Det finnes mange forskjellige utforminger av friksjonskoplinger, aksial-, radial- og keglekoplinger. Slike koplinger kjøpes for en stor del som ferdige enheter fra firmaer som har spesialisert seg på fremstilling av koplinger.

#### IV Drivhjul Pakninger

##### A. Remdrift.

##### 1. Fordeler og ulemper.

Fordeler ved remdrift (overfor tannhjuls- og kjededrift):

- a. Enkel og billig.
- b. Mulig å overføre effekt ved store akselavstander.
- c. Virker støt- og svingningsdempende og kan brukes som sikkerhetskopling.
- d. Kan brukes som friksjonskopling.
- e. Akslene kan innbyrdes ha vilkårlig retning.
- f. Omdreiningsretningen kan snus ved å krysse remmen.
- g. Lydløs gang.

Ulemper ved remdrift:

- a. Hastighetstap p.g.a. slipp mellom rem og skive; dette setter virkningsgraden ned. Slippet utgjør mellom 1 og 2 % av hastigheten på drivskiven,

og er ikke helt konstant.

- b. Stramming av remmen nødvendig.
- c. Aksler og lager blir belastet p.g.a. strekket fra remmen. Denne belastning kommer som tillegg til akselens vridebelastning.
- d. Krever større plass enn ved f.eks. tannhjuls- og kjededrift.
- e. Remstrekket endrer seg med temperatur og fuktighet, og friksjonskoeffisienten varierer med smuss og støv, oljesøl og fuktighet.
- f. *Liten effektoverføringsevne ved små remhastigheter*

## 2. Remmaterial.

Garvet lær, som vanligvis er skåret av oksehud, tåler opptil 50°C. Kromlær, fremstilt ved kjemisk garving er sterkere og smidigere og tåler opptil 90°C.

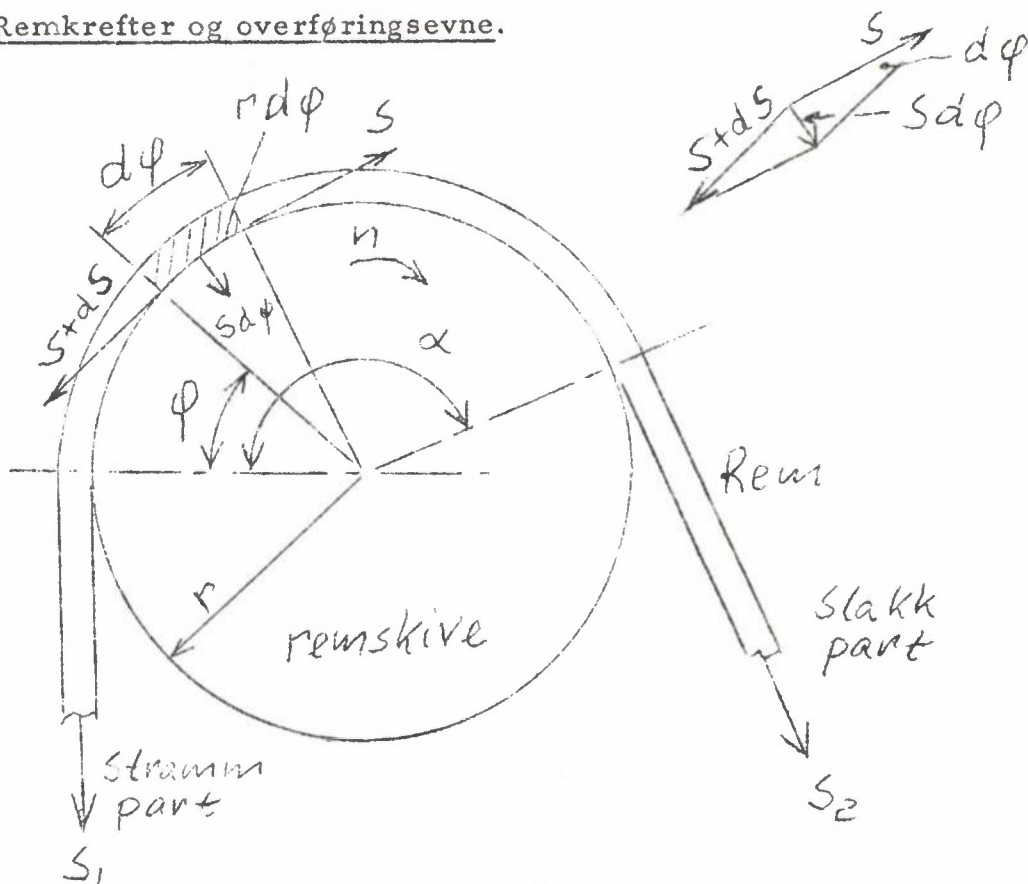
Gummiremmer inneholder et antall lag av tekstilvev (inntil 70°C). De tåler ikke fett og olje og elastisiteten er mindre enn for lær. Det samme gjelder også for

<sup>ta</sup>  
Balaremmen, som inneholder et gummilignende stoff, balata, fremstilt av tappet plantesaft av et sydamerikansk tre.

Tekstilremmer, vanligvis av bomull kan brukes ved relativt høye remhastigheter og tåler kraftig bøyning.

Kunststoffremmer. Kjernen i disse remmene er perlon som med sin store strekkfasthet opptar strekkraften. På den ene eller på begge sidene er det limt et lag av kromlær som har optimal friksjonskoeffisient. Dermed oppnås flere fordeler, som smalere og tynnere remmer, høyere remhastighet (opp til 50 m/sek). Remdrift på denne basis blir derved en sterk konkurrent til kileremdrift og friksjonshjul.

3. Remkrefter og overføringsevne.



$S_1$  = remkraft i den stramme part

$S_2$  = " " " slakke "

$b$  = rembredde

$s$  = remtykkelse

$P$  = periferikraft (kp)

$\alpha$  = omslutningsvinkelen

$M_v$  = vridemoment (kpcm)

$v$  = remhastighet (m/sek)

$N$  = ytelse (hk)

$r$  = skiveradius (cm)

*$\mu$  = friksjonskoeffisienten  
er uavhengig av flate-  
spørrelsen*

Største remspenning i remtverrsnittet (uten tilleggsspenninger)

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b \cdot s}$$

Periferikraften som kan overføres blir begrenset av  $\sigma_1$  og friksjonskraften mellom skive og rem.

$$P = \frac{M_v}{r} = \frac{75 \cdot N}{V}$$

$$P = S_1 - S_2$$

$$g \quad v \quad ( / m /$$

$\gamma$  = egenvekten til remmen ( $kg/m^3$ )

$g = 9,81 (m/s^2)$

Remmen blir også bøyepåkjent ved ombøyning om skiven, næst om den minste skiven

$$\sigma_b = E \frac{s}{d} \quad E = \text{Elastisitetsmodul for remmen}$$

$d$  = minste skives diameter (cm)

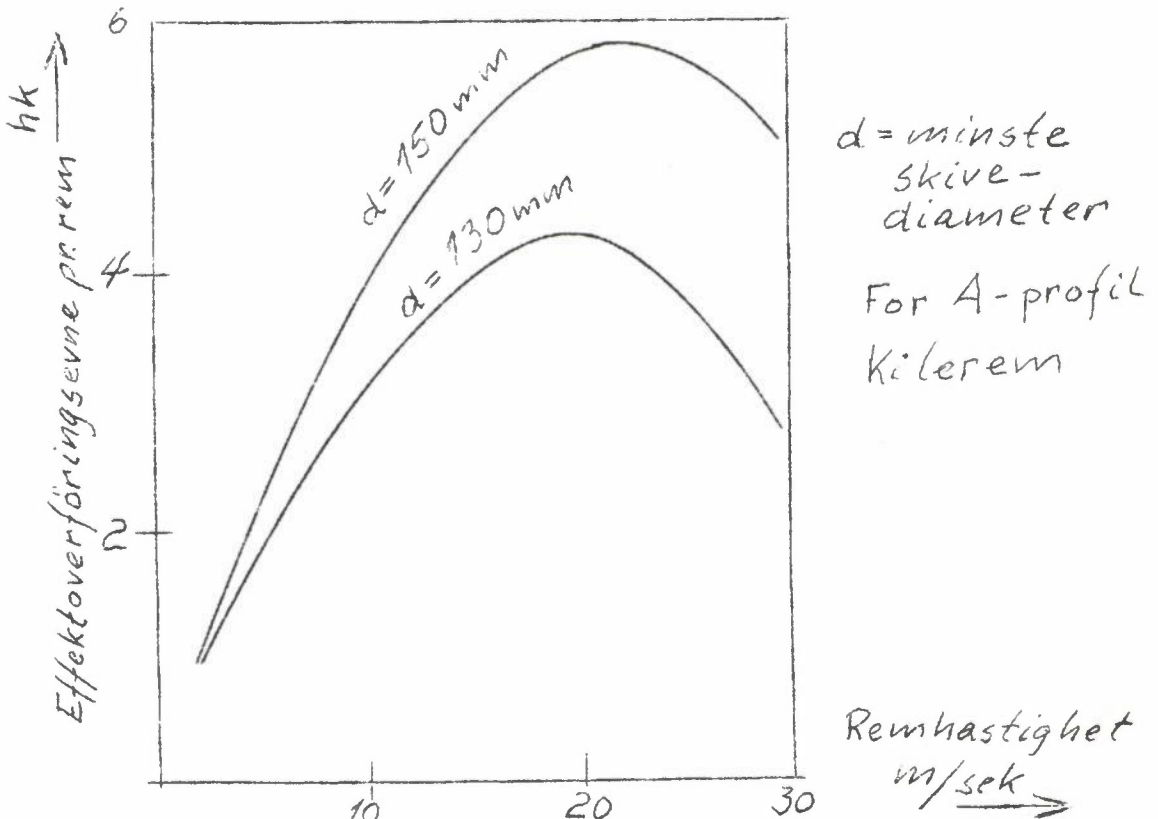
Strekkspenningen var

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b \cdot s}$$

$$\sigma_{maks} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_b \leq \sigma_{till}$$

$\sigma_c$  behøver en ikke å ta noe hensyn til når remhastigheten  $v < 15$  m/sek.  $\sigma_c$  setter en grense for hvor stor  $v$  kan være. Da kileremmen har en relativt større masse enn flatremmen, blir effektoverføringsevnen ved kileremmer avta etter at en optimal remhastighet er nådd. Denne optimale hastighet ligger høyere for flatremmer.

$\sigma_b$  har mye å si for levetiden for remmen.



Overføringsevnen avtar når en bestemt remhastighet er nådd.



#### 4. Remstramming.

Følgende strammemetoder blir brukt:

- a) Ved å forøke akselavstanden.
- b) Strammerulle. Denne bør stramme den slakke rem utover, og være montert nærmest den største skiven.
- c) Tyngden av drivmotoren nyttes til stramming.
- d) Automatisk strammeanordning som strammer remmen når dreiemomentet øker.

#### 5. Remskiver.

I flatremdrift blir gjerne den ene remskiven laget noe høyere på midten med en forhøyning på ca. 1/100 av skivebredden. Remspenningen blir da større på midten av skiven og midten av remmen blir dratt over mot midten av skiven.

Kileremskivene er standardisert, (ISO), og målene på disse finnes i kileremkatalogene.

#### 6. Kileremmer.

Brukes mye i landbruksmaskiner.

Fordeler fremfor flatremdrift:

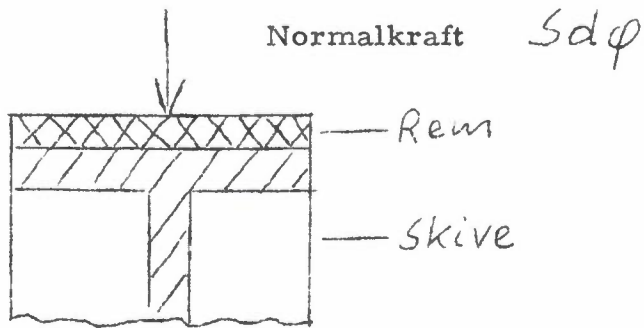
- a) Bedre overføringsevne.
- b) Ubetydelig slipp.
- c) Mindre nødvendig omslutningsvinkel og kortere akselavstand.
- d) Større utveksling mulig.
- e) Mindre plassbehov.

Ulempe:

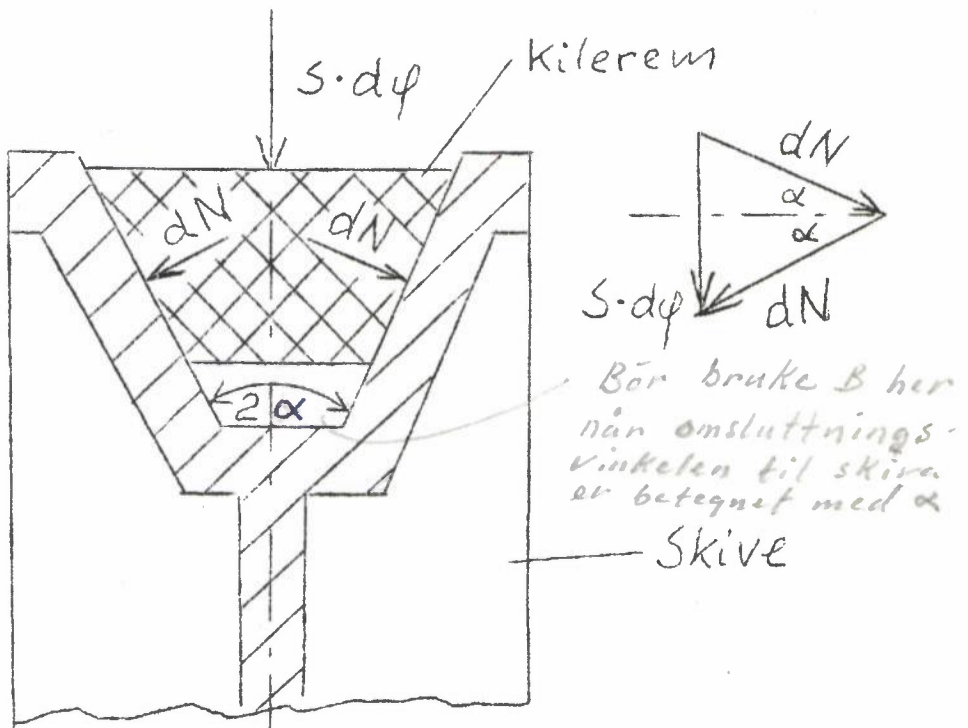
- a) Optimal remhastighet er lavere enn ved flatremdrift.
- b) *Toleranse nødv. v. bruk av fl. remmer på samme skive*

Ved flatremdrift vil friksjonskraften være (på en periferi lengde  $= r \cdot d\varphi$ )

$$dF = \mu \cdot S \cdot d\varphi$$



Ved kileremdrift:



Normalkraft  $dN = \frac{S \cdot d\varphi / 2}{\sin \alpha}$

Friksjonskraft:

$$dF = 2 \cdot \mu \cdot dN = S \cdot d\varphi \cdot \frac{\mu}{\sin \alpha}$$

Vi får en omregnet friksjonskoeffisient for kileremdrift:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha}$$

Da  $\alpha < 90^\circ$  har vi

$$\mu' > \mu$$

og kileremdriften får en større overføringsevne enn flatremdrift ved samme normalkraft

Tørr gummirem på støpejernskive vil gi  $\mu \approx 0,25$ , og  $\mu' \approx 0,75$ .

$\mu'$  er nødvendig å kjenne for å finne den eksakte akselbelastning ved kileremtrekk:

$$\begin{aligned} A &= S_1 + S_2 \\ &= S_2 \cdot e^{\mu' \alpha} + S_2 \\ &= S_2 (e^{\mu' \alpha} + 1) \\ S_2 &= \frac{P}{e^{\mu' \alpha} - 1} \end{aligned}$$

$$A = P \frac{e^{\mu' \alpha} + 1}{e^{\mu' \alpha} - 1}$$

I praksis kan en sette:

$$A = 2,5 \cdot P \text{ til } 3 \cdot P$$

Kileremmene er bygget opp av

- a) Et beskyttende materiale (omlagsduken)
- b) Et utfyllende materiale (topp- og bunnkjernen)
- c) og et kraftoverførende materiale (corden).

(Se Viking remkatalog).

Data for valg av rem- og skivedimensjoner, akseavstand og remlengde m. m. er angitt i firmakatalogene.

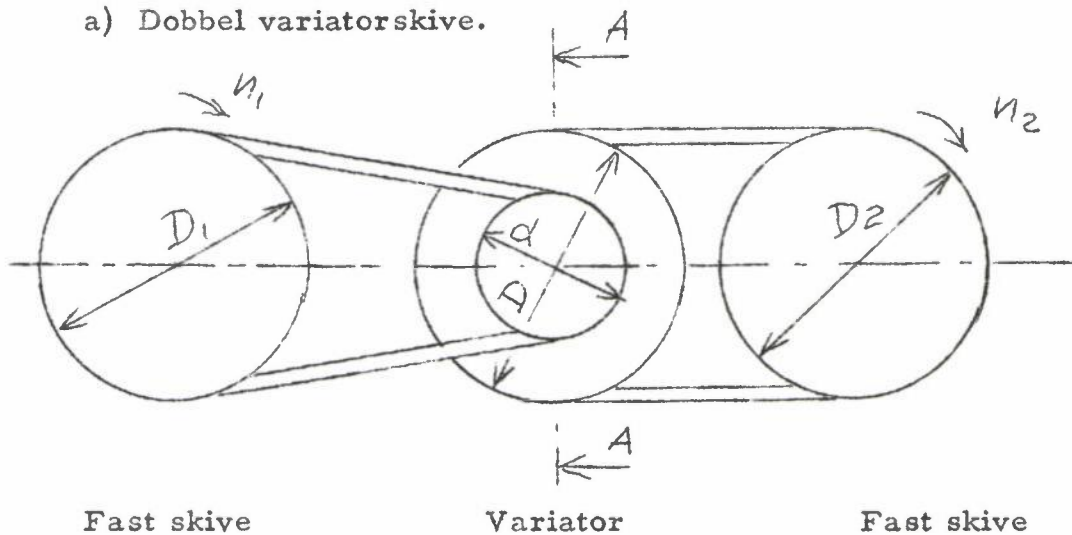
Remprofilene betegnes med bokstaver S, A, B, C, D, E, hvor effekt-overføringsevnen stiger fra S til E. Nødvendig skivediameter stiger også fra S til E. Der hvor plassforholdene ikke tillater å bruke stor remskivediameter, kan en benytte flersporet remskive og f. eks. S-remmer.

## 7. Kileremsvariatorer.

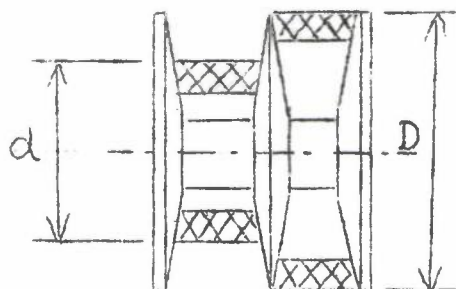
Trinnløst variabel utveksling blir ofte forlangt innenfor landbruksmaskiner.

3 typer blir mye brukt:

a) Dobbel variatorskive.



Snitt A - A

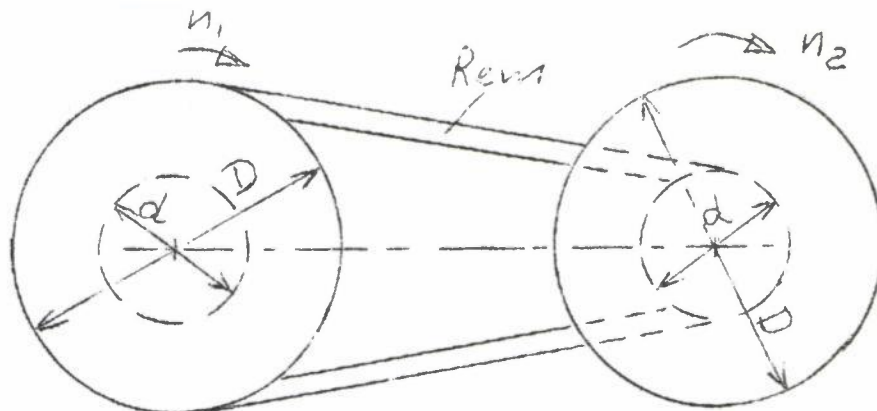


Utveksling:

$$i = \left(\frac{D}{d}\right)^2$$
$$\omega_{2 \text{ maks}} = \omega_1 \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{D}{d}$$
$$\omega_{2 \text{ min}} = \omega_1 \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{d}{D}$$

Utvekslingene varieres ved å forskyve eller dreie variatoren i en retning som tilnærmet faller sammen med senterlinjen mellom de faste skivene.

b) To variatorer:



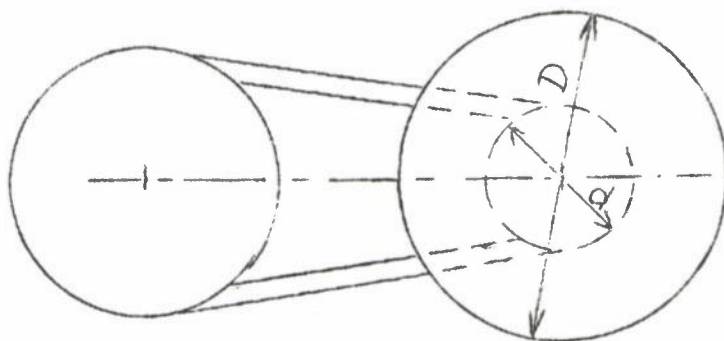
Variabel diameter

Variabel diameter

Utveksling: 
$$i = \left( \frac{D}{d} \right)^2$$

Utvekslingen varieres ved at skivene på hver variator henholdsvis skyves og trykkes sammen. Det kan skje ved at forskyvningen ved hjelp av en forbindelsesgaffel er tvangsstyrt eller ved at forskyvningen av skiven på den ene variator er tvangsstyrt og skiven på den andre variator er fjærbelastet. Det er en fordel at den drivende variator er tvangsstyrt.

c) En variator.



Fast skive

Variator

Utveksling: 
$$i = \frac{D}{d}$$

Variatoren kan her være tvangsstyrt eller fjærbelastet. Omdreiningstallet varieres ved å variere senteravstanden mellom den faste skive og variatoren. En ulempe ved fjærbelastede variatorer er at remmen trekkes ned i mellom skivene ved større belastninger med den følge at utvekslingen forandres, og remmen "blafrer" slik at det oppstår støtbelastninger.

Det mulige utvekslingsforhold er avhengig av rembredden og skivens kilevinkel. Rembredden på standardremmer vil gi et lavt utvekslingsforhold ved variatorer, og det blir derfor benyttet spesialremmer med stor bredde.

### 3. Poly - V remmer.

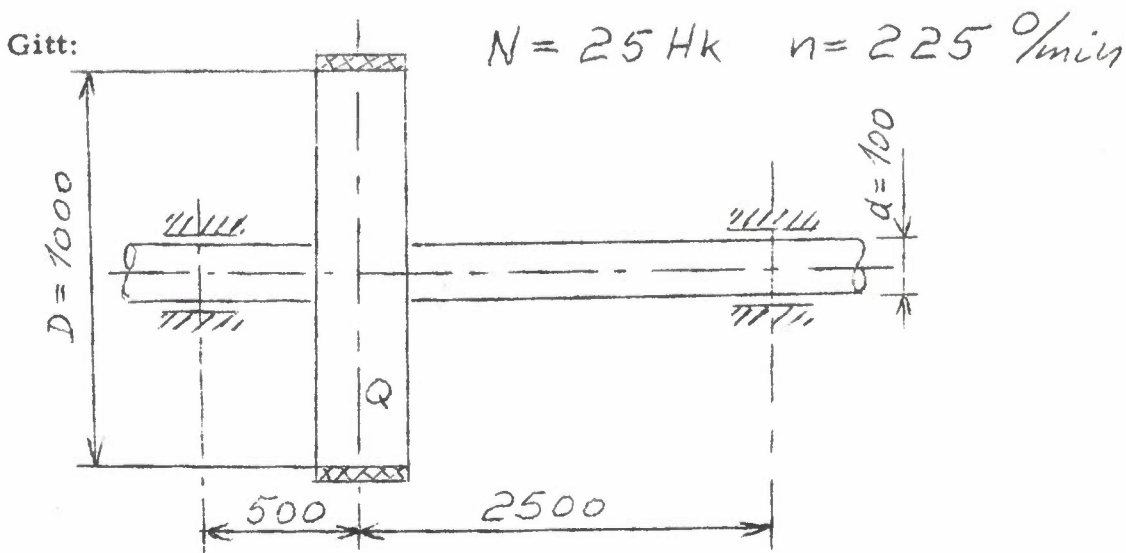
Ved Poly - V remmer blir fordelene ved flatremmene og kileremmene utnyttet i en remtype.



Poly - V rem

Denne remtype krever mindre plass enn flere kileremmer på samme skive og har samtidig større friksjon enn flatremmen. Kraftene blir jevnt fordelt over hele rembredden. Ved flere kileremmer kan de øvrige remmer bli overbelastet, dersom en eller flere av de andre blir for slappe.

### Rembrekkoppgave



$S_1$  = strekket i den stramme rempart  
Flatrem  $\alpha = 180^\circ$   
Skivevekt  $Q = 200 \text{ kg}$

Remmen løper horisontalt.

Finn: farlige spenning i akselen.

Løsning:

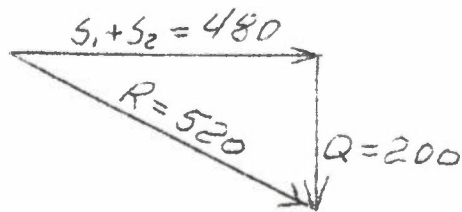
Periferikraft P

$$P = \frac{N \cdot 75 \cdot 100 \cdot 30}{n \cdot \pi \cdot r} = \frac{25 \cdot 75 \cdot 100 \cdot 30}{225 \cdot 50 \cdot \pi} = 160 \text{ kp}$$

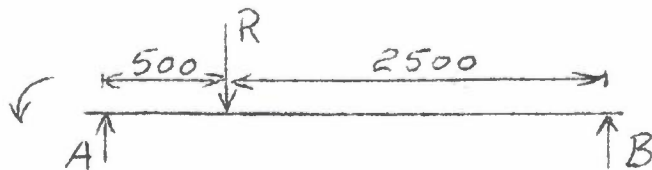
$$P = S_1 - S_2 = 160 \text{ kp} \quad \text{Tilnærmet er } S_1 = 2 \cdot S_2$$

$$S_2 = 160 \text{ kp} \quad S_1 = 320 \text{ kp}$$

$$\text{Akselbelastning} = S_1 + S_2 = 480 \text{ kp}$$



Resultant R = 520 kp



$$\text{Moment om A} \quad B \cdot 3000 = 520 \cdot 500, \quad B = \frac{520}{6} = 87 \text{ kp}$$

$$A = R - B = 433 \text{ kp}$$

$$\text{Bøyemoment } M_b = 433 \cdot 50 = 21650 \text{ kp cm}$$

$$\text{Vridemoment } M_d = P \cdot \frac{D}{2} = 160 \cdot 50 = 8000 \text{ kp cm}$$

$$\text{Bøyemotstandsmoment } W_b = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98 \text{ cm}^3$$

$$\text{Polare motstandsmoment } W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 196 \text{ cm}^3$$

$$\text{Bøyespennning } \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{21650}{98} = 221 \text{ kp/cm}^2$$

$$\text{Vridespennning } \tau_v = \frac{M_d}{W_p} = \frac{8000}{196} = 41 \text{ kp/cm}^2$$

Etter skjerspenningshypotesen blir farlige  
spennings:  $\sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_v^2}$

$$= \sqrt{221^2 + 4 \cdot 41^2} = \underline{\underline{236 \text{ kp/cm}^2}}$$

## B. Kjededrift.

### 1. Fordeler og ulemper.

Fordeler fremfor remdrift:

- a) minimalt plassbehov i sideretningen
- b) positiv overføring uten hastighetstap
- c) store utvekslingsforhold mulig (opptil 6:1)
- d) ufølsomhet overfor fuktighet

Ulemper:

- a) krever nøyaktig montasje og parallelle aksler
- b) sjenerende forlengelse av kjeden ved støt og store krefter
- c) smøring nødvendig
- d) tillatt kjedehastighet (12 m/sek) lavere enn tillatt remhastighet

Virkningsgraden er omtrent som ved remdrift (0,94 - 0,96) ved gunstige smøreforhold opp til 0,98.

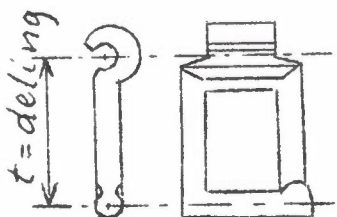
### 2. Kjedyper.

Rullekjeden er meget brukt idag. Stålrullene hindrer gnidning mot kjedehjulets tenner og gir liten slitasje, den arbeider lett og smidig og blir også utført som duplex og triplex kjede.

Det minste kjedehjul bør ved normal belastning ikke ha mer enn 19 tenner. Ved valg av kjede går en frem etter tabellene i kjedekatalogene.

#### Ewartkjeden.

Denne kjedetype brukes mye i landbruksmaskiner ved kjedehastigheter under 2 m/sek.



Ewartkjede-ledd



Leddene kan forskyves sideveis inn i hverandre, noe som muliggjør bekvem montasje og lett vint forlengelse av kjeden.

### 3. Beregning av kjedeoverføringer.

I kjedekatalogene finner vi tabeller over kjedenes effektoverføringsevne i avhengighet av antall omdreininger pr. min på minste kjedehjul. Effekten som skal overføres må multipliseres med en belastningsfaktor ( $f$ ) for å finne det antall hk en skal regne med ( $N$ ).

Den neste del av oppgaven er å finne frem til en kjede eller en kombinasjon av kjeder som har en lagerflate som er stor nok til at flatetrykket ligger innenfor det tillatte ved det gitte antall omdr. pr. min, dvs. kjeden bør kontrollberegnes.

Den beregnede effekt

$$N = \text{Nominell hk} \cdot f \quad (\text{hk})$$

$f$  finnes i tabeller.

$$V = \text{periferihastighet (m/sek)}$$

Periferikraften:

$$P = 75 \cdot \frac{N}{V} \quad \text{kp}$$

Sentrifugalkraften  $C$  kommer i tillegg ved  $V > 6$  m/sek.

$$C = \frac{W \cdot V^2}{9,818} \quad \text{kp}$$

$W$  = kjedens vekt pr. meter.

Lagerflaten eller boltens bæreflate  $q$  ( $\text{cm}^2$ ) er oppført i kjedekatalogene.

Lagertrykket:

$$Q = \frac{P + C}{q} \quad \text{kg/cm}^2$$

Hvis den valgte kjede er riktig dimensjonert, skal  $Q$  stemme noenlunde overens med lagertrykket i tabellen over det normalt maksimale lagertrykk.

(Se Drivkjeder og deres anvendelse av Eilif Skottun s. 59-60). Dersom  $Q$  er for stor må vi velge en kjede med en større lagerflate. Duplex og triplexkjedene har stor lagerflate i forhold til enkel kjede.

D. Tannhjul.

1. Fordeler og ulemper (fremfor remdrift).

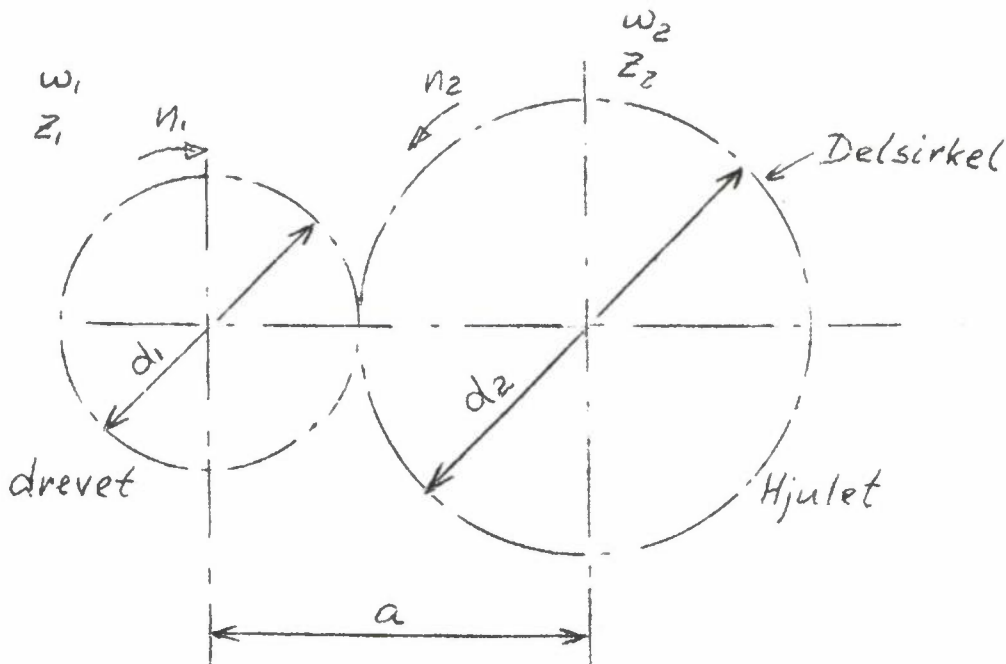
Fordeler:

- a) slippfri overføring, høy virkningsgrad
- b) stor utveksling mulig (6,5:1)
- c) vinkeldrev mulig
- d) lite plassbehov
- e) ingen stramming nødvendig
- f) ufølsomhet overfor fuktighet
- g) god overføringsevne fra små periferihastigheter og opptil 50 m/sek.

Ulemper:

- a) krever nøyaktig montasje
- b) støyende gang
- c) unøyaktigheter i fortanningen kan føre til uheldige svingninger
- d) smøring som regel nødvendig
- e) dyr fremstilling

2. Utveksling.

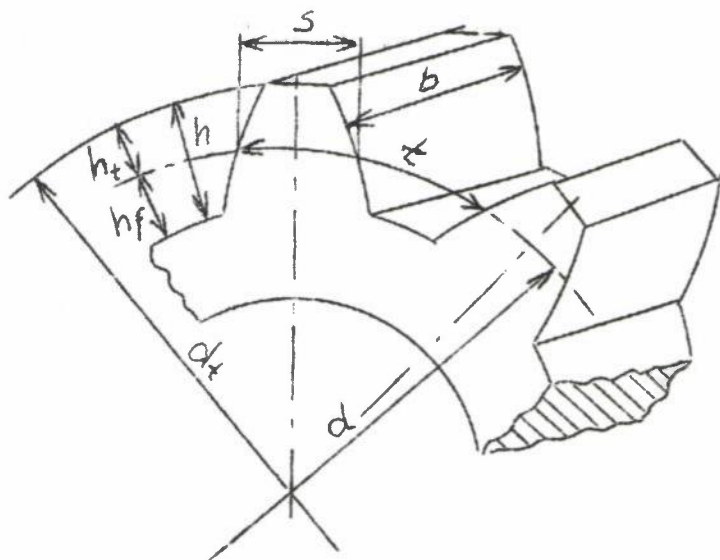


Utveksling:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

- $n$  = omdreiningstall (omdr./min)
- $\omega$  = vinkelhastighet ( $\text{sek}^{-1}$ )
- $d$  = delskirkeldiameter (cm)
- $z$  = antall tenner

### 3. Modulsystemet.



Deling  $t = \pi \cdot m$  (cm)

Delings modul  $m$  (cm)

Delesirkelens diameter  $d = z \cdot \frac{t}{\pi} = z \cdot m$

På denne måte blir  $d$  et rasjonalt tall

Modulverdiene er standardisert (NS 464)

Ved normale ukorrigerde tenner er:

Tanntopphøyde  $h_t = m$

Fothøyde  $h_f = 1,2 m$

Samlet tannhøyde  $h = h_t + h_f = 2,2 m$

Ytterdiameter:  $d_t = d + 2m = m \cdot z + 2m = (z + 2) \cdot m$

Akselavstand:

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$$

Teoretisk er tanntykkelsen

$$s = \frac{1}{2} t \quad \text{men ved fremstillingen gjøres}$$

$$s = \frac{19}{40} t \quad \text{for å oppnå en viss flankeklaring.}$$

## E. Ståltau.

### 1. Anvendelse.

Ståltau har stor anvendelse som løfteorgan ved kraner, heiser og vinsjer hvor ståltauet rulles opp på tausriver eller tromler (strekk og bøyning). Ståltauet blir også brukt som trekkorgan (rent strekk). Trådtykkelsen bestemmes etter skive- og trommeldiameter og de fordringer en stiller til tauets bøyningsevne. Det hender oftere at et ståltrådtau ødelegges ved hyppige og skarpe bøyninger enn ved for stor strekkbelastning. Som regel er tau med flere og tynnere tråder mer bøyelig enn tau med færre og tykkere tråder av samme bruddfasthet, likeledes er tau med hampkjerner mer bøyelig enn med ståltrådkjerner.

### 2. Taukonstruksjoner.

Når 3 eller flere tråder slås sammen benevnes det kordel. Slår en disse kordeler, vanligvis 6, sammen om en kjerne, benevnes det ståltrådtau. Kjernen er for det meste fabrikkert av fiberstoff, men kan også være ståltråd.

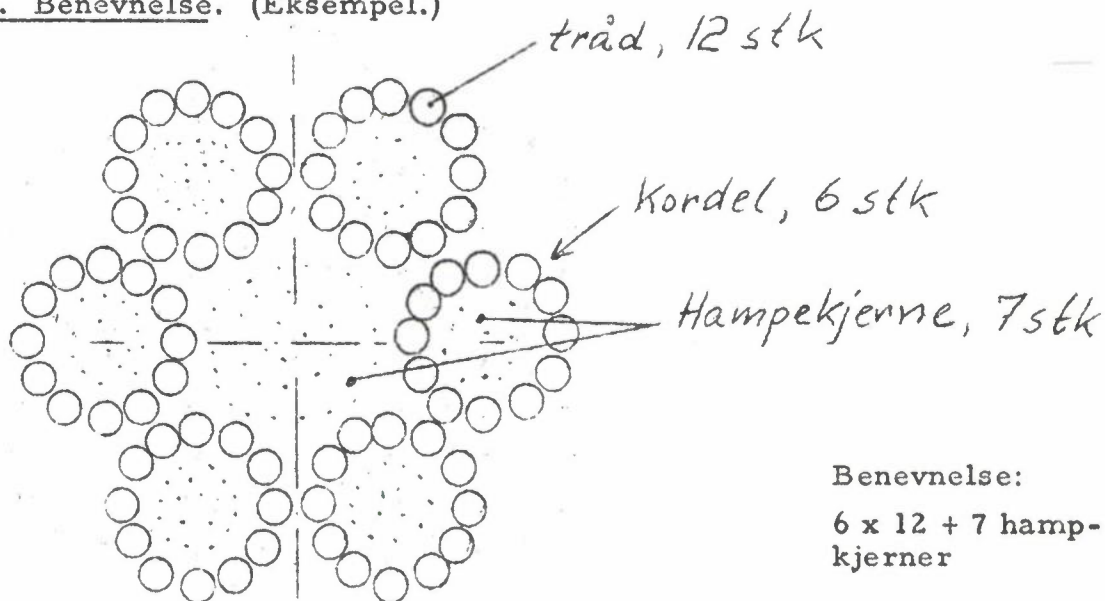
Når kordeler og tau blir slått i motsatt retning av hverandre kalles slagingsmåten for kryss-slagning (vanlig tau), og med kordeler og tau i samme dreiningsretning: Langsslagning. Det finnes både høyre- og venstreslåtte tau.

En forening av kryss- og langsslagning slått sammen av vekselvis høyre- og venstreslåtte kordeler kalles veksel-slagning. Kryss-slått tau har mindre tilbøyelighet til å tvinne seg opp ved belastning enn tau med langs-slagning. Et tau med langs-slagning har derimot en større sliteflate enn et kryss-slått tau med samme diameter.

Langs-slått tau må ikke brukes på kraner o.s.v. der lasten henger fritt, da tauet vil vri seg opp. Det må heller ikke brukes i de tilfeller hvor det blir liggende slakt da det vil få kjeng (slyng). Et kabelslått tau er slått sammen av flere vanlig slåtte tau. Denne konstruksjon er meget bøyelig.

Tauene kan være av galvanisert tråd som er motstandsdyktige mot rust. Disse vil ikke egne seg for tau som beveges over tromler, da galvaniseringen vil slites av p.g.a. bøyningen som gir glidning mellom trådene.

3. Benevnelse. (Eksempel.)



Kjernen kan også være av ståltråd, tekstilfiber, manila eller jute.

Kordelkonstruksjon: 12 tråder omkring 1 hampekjerne.

Bruddfasthet: Ca. 130 - 140 kp/mm<sup>2</sup>.

4. Beregning.

P = Strekkraften i ståltauet

$\delta$  = Tråddiameteren

n = Antall tråder

d = Taudiameter

D = Minste diameter på skive eller trommel

$$\text{Tauspenning } \sigma = \frac{P}{F} = \frac{4P}{n \cdot \pi \cdot \delta^2}$$

(Kjernetverrsnittet tas ikke med.)

For tau som går over en skive eller ligger i bøy ved befestigelsesstedet, brukes formelen

$$\sigma = \frac{4P}{n \cdot \pi \cdot \delta^2} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D}$$

hvor siste ledd skyldes taubøyningen. Elastisitetsmodul

$$E \approx 2,1 \cdot 10^4 \text{ kp/mm}^2$$

Materialet i trådene har vanligvis en bruddfasthet

(Se ståltautabeller.)  $\sigma_B = 130 - 180 \text{ kp/mm}^2$

Sikkerhet mot brudd:

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma}$$

Sikkerhetsfaktoren er i mange tilfelle bestemt ved offentlige forskrifter. Likeledes forholdene  $D/\delta$  og  $D/d$ . For heising av fritthengende last skal tauet ha en sikkerhetsfaktor lik 5. I de fleste tilfeller bør  $n_B > 3$ .

Ved heiser bør

$$D/d \geq 40$$

$$D/\delta \geq 800$$

Ved kraner bør

$$D/d \geq 25$$

$$D/\delta \geq 500$$

Tau som går over tromler eller skiver bør være godt smurt forat friksjonen mellom trådene skal bli så liten som mulig under bøyningen.

## F. Pakninger.

### 1. Anvendelse.

Et tetningselement har som hovedoppgave å tette i sammenføyningfuger eller spalter slik at ikke det mediet (gass eller væske) som det skal tette imot lekker ut. Hvis det gjelder tetning ved undertrykk må tetningen holde atmosfæren ute. Ofte er det også viktig å tette mot inntregning av støv og smuss (f.eks. i lagerhus).

### 2. Tetningsart.

Dersom det ikke er noen relativ bevegelse mellom maskindelenes som skal tettes, kalles tetningsarten statiske pakninger, mens tetninger mellom maskindeler i relativbevegelse til hverandre kalles dynamiske pakninger (pakkbokser).

En videre oppdeling av tetningsarten er berøringstetninger og berøringstetninger, alt ettersom om tetningen berører eller ikke berører den maskindel som skal tettes.

### 3. Tetningenes egenskaper.

Følgende krav til tetningens egenskap kan stilles:

- a) Tetthet.
- b) Driftssikkerhet.
- c) Lang levetid.
- d) Montering- og demonteringsmulighet.  
(Demontering ikke alltid nødvendig.)
- e) Lite effekttap.
  1. p.g.a. tap av smøremiddel.
  2. p.g.a. friksjon.
- f) Gode fasthetsegenskaper og liten gassgjennomtrengelighet.

### 4. Materiale og typer.

Ved lokk og flenser kan en nytte tynne flatpakninger. Materiale og kvalitet må velges etter driftsforholdene. Tråd blir ofte brukt til pakning.

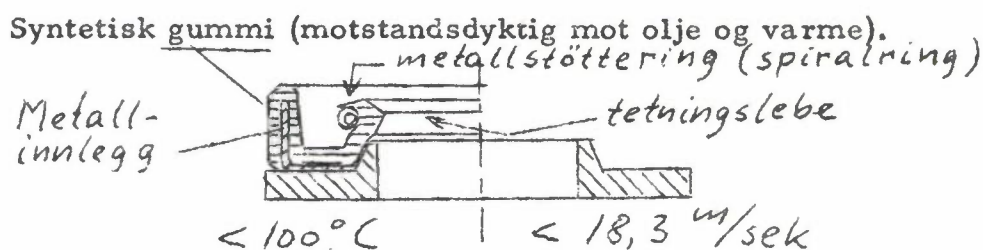
Ved flenser legges gjerne tråden innenfor skruene, eventuelt med et tørn rundt hver skrue. Trådene trykkes flate og gir god tetning ved findreiede flater. Til tykkere flatpakninger bruker en gummi, lær, asbest, kork o.l. I den siste tid er det også tatt i bruk forskjellige slags plaststoffer. For at ikke pakningene skal klebe seg fast brukes slemmet kritt eller grafitt på tetningsflatene.

Asbest tåler høye temperaturer, men egner seg ikke for væsker.

Metallpakninger brukes også ved høye temperaturer, særlig når det forlanges korrosjonsbestandighet. Slike pakninger tåler en viss glidning mellom flatene under tilsetningen. (Eks. tennpluggpakning.) Materialet kan være: kobber, bly, nikkel, aluminium eller bløtt stål.

Ved lave temperaturer kan pakningen være av hvitmetall. Bronse brukes ved temperaturer over  $250^{\circ}\text{C}$ , og ved de høyeste temperaturer tar en støpejern i bruk (eks. stempelringer i forbrenningsmotorer). Ved store hastigheter brukes metallpakninger mye, og de krever finbearbeidede tetningsflater.

De såkalte Simmerringer anvendes ved tetning mot roterende aksler.



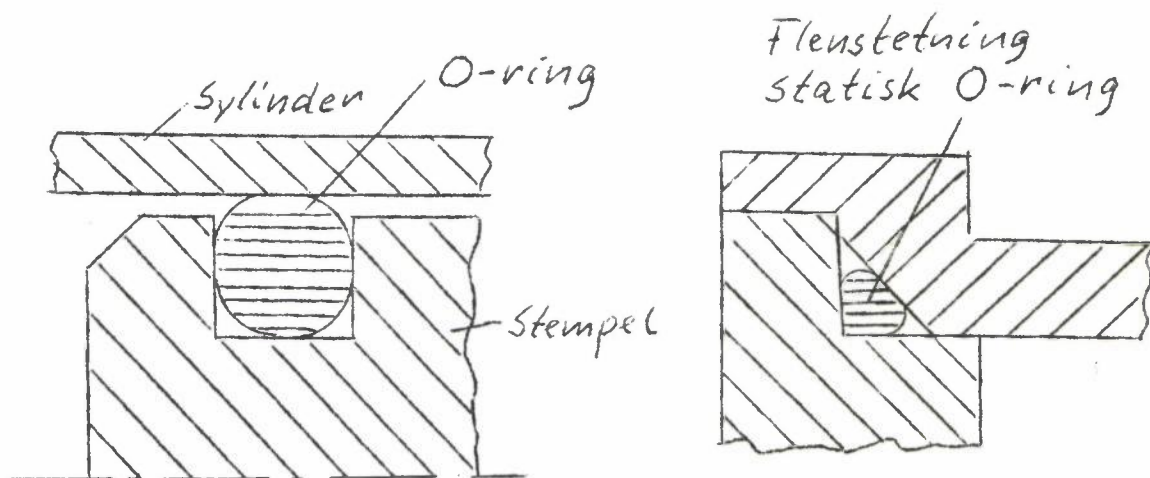
Ved gassturbiner og lignende maskiner brukes ofte berøringsfrie labyrinttetninger. Disse gir ingen friksjon. En liten lekkasje blir det, men denne blir minimal ved systemet med trange spalter med større rom imellom.

I de senere år blir rullingslager med gummitetninger i siden mer og mer brukt. Dette kan forenkle en konstruksjon, og ved lager med tetning i begge sider og innlagt smøremiddel kan et smørepunkt unngås.

### 5. Hydrauliske pakninger.

Ved hydrauliske pakninger utnyttes trykket en tetter i mot til tetningen. Det gir god tetning og tar relativt liten plass. Ved bevegelige deler krever de finbearbeidede flater. De er fremstilt av syntetiske gummimaterialer og har stor motstandsevne mot varme. (Ved periferihastigheter  $< 0,2$  m/sek.) Ved alle hydrauliske pakninger bør klaringen mellom metalldelene reduseres til et minimum så pakningen ikke presses ut i klaringen.

Den enkleste formen er den såkalte O-ring.

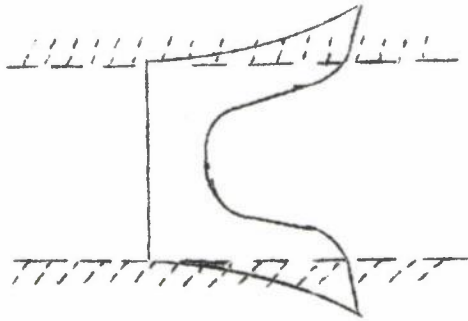


Sporet er formet slik at O-ringen får en liten sammentrykning. Friksjonen er mindre enn for lebe-pakninger og den forandrer seg lite med trykket. I de hårdeste kvaliteter ( $90^{\circ}$  Shore) kan O-ringen ved stempel og stempelstenger nyttes for trykk opp til  $70 \text{ kp/cm}^2$ . Den kan også brukes som flenspakning, ventiler m. m. Under statiske forhold kan de tåle meget store trykk.

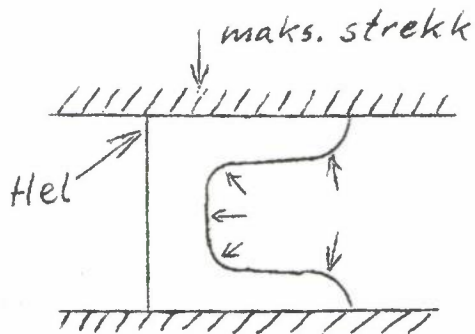


U-pakningen er mer robust og har større levetid enn O-ringen.

Virkemåten for U-pakning: Lebene blir montert med et visst trykk mot stempel og sylinder.



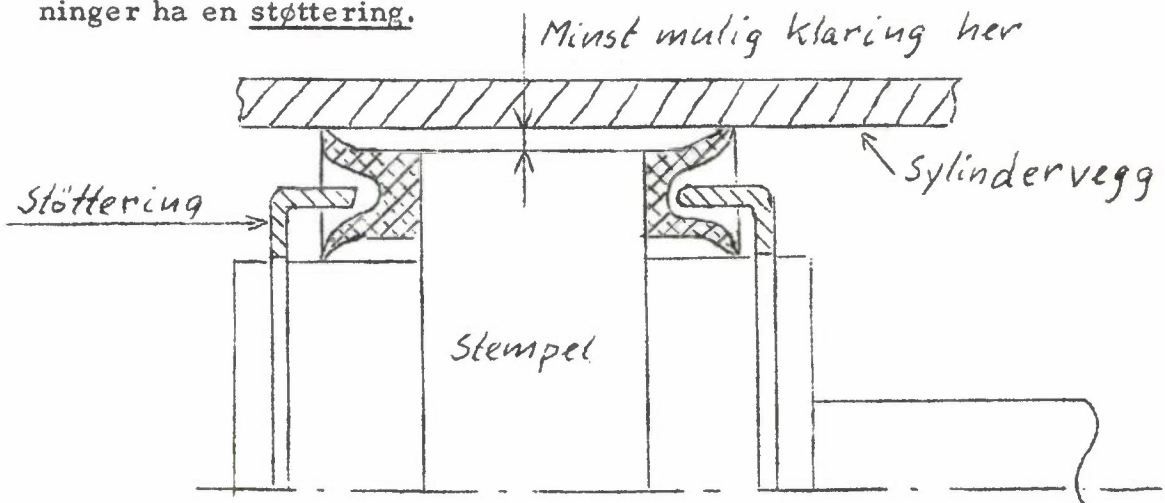
Fra praksis vet en at gummi slites mest der den står under strekk. Derfor får den størst slitasje nær ved helen.



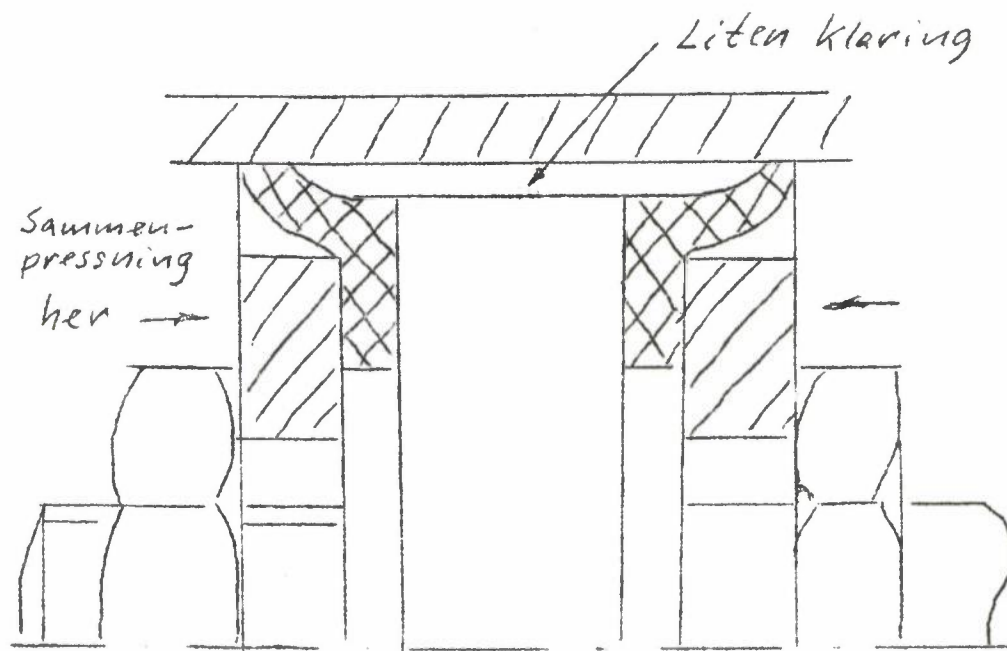
Ved U-pakninger vokser friksjonen med økende trykk. Friksjonen øker omtrent proporsjonalt med trykket under  $70 \text{ kp/cm}^2$ . Over  $140 \text{ kp/cm}^2$  øker friksjonen svært lite med økende trykk. Ved større hastigheter avtar friksjonen. For høyere trykk enn  $105 \text{ kp/cm}^2$  brukes U-pakninger med Cordinnlegg. (Maks. hastighet  $0,2 \text{ m/sek}$  el.  $60 \text{ slag/min.}$ )

Ved montasje må det alltid sørges for at tetningsleben ikke skades.

For å forhindre at pakningen forskyver seg aksielt må en del U-pakninger ha en støttering.



Kopp- og hattpakninger brukes også for stempler og stempelstenger. De anbefales ikke for roterende bevegelse. Det er bare delvis selv-tettende (automatiske) da de bare har en tetningslebe som trykket presser mot metallflaten. Tetningen for øvrig avhenger av korrekt sammenpressning av pakningen.



## HYDRAULISKE ELEMENTER

- A. Fordeler og ulemper med hydraulikk.
- B. Hydrauliske pumper.
  - 1. Hydraulikkpumpens oppgave.
  - 2. Tannhjulpumpe.
  - 3. Vingepumpe.
  - 4. Radialstempelpumpe.
  - 5. Aksialstempelpumpe.
- C. Styreelementer.
  - 1. Trykkreguleringsventiler.
  - 2. Tilbakeslagsventiler.
  - 3. Kontrollventiler.
  - 4. Mengdereguleringsventiler.
- D. Arbeidselement.
  - 1. Hydraulikkylinder.
  - 2. Hydraulikkmotor.
  - 3. Hydrostatiske transmisjoner.
- E. Eksempel.

### Litteratur.

- Findeisen:
- 1. Oelhydraulik in Theorie und Anwendung. Schweizer. Druck- und Verlaghaus AG, Zürich. 1962.
  - 2. Håndbog i Hydraulik fra Vickers. Udgave 1963.
  - 3. Bosch hydraulikk-katalog.

## A Fordeler og ulemper med hydraulikk.

- Fordeler:
1. Overførsel av store krefter og effekter ved et enkelt og driftssikkert system og lydløst arbeidende komponenter, til både ossilerende og roterende bevegelser samt til statisk kraft.
  2. Lett og hurtig omstyring av selv store krefter med enkle og sentralt plasserte styreorganer.
  3. Stor nøyaktighet ved alle bevegelser samt mulighet for trinnløs regulering av alle bevegelser.
  4. Sikkerhetsventilen gjør at en aldri kan overbelaste anlegget.
  5. Liten vekt og størrelse på de arbeidende komponenter i forhold til kraften.
  6. Lang levetid på grunn av oljens beskyttende egenskaper.

- Ulemper:
1. Varmetap vil oppstå ved alle strupninger, og det kan bli nødvendig med kjøling.
  2. Trykktap i ledninger og ventiler nedsetter virkningsgraden.
  3. Oljetank nødvendig.
  4. Pinlig renslighet er nødvendig. (Filter.)

## B Hydrauliske pumper.

### 1. Hydraulikkpumpens oppgave.

Et hydraulisk anlegg (Fig. 1) består i alt vesentlig av følgende hovedelementer:

Hydraulikkpumpe - styreorgan - arbeidssylinder eller hydraulikkmotor.

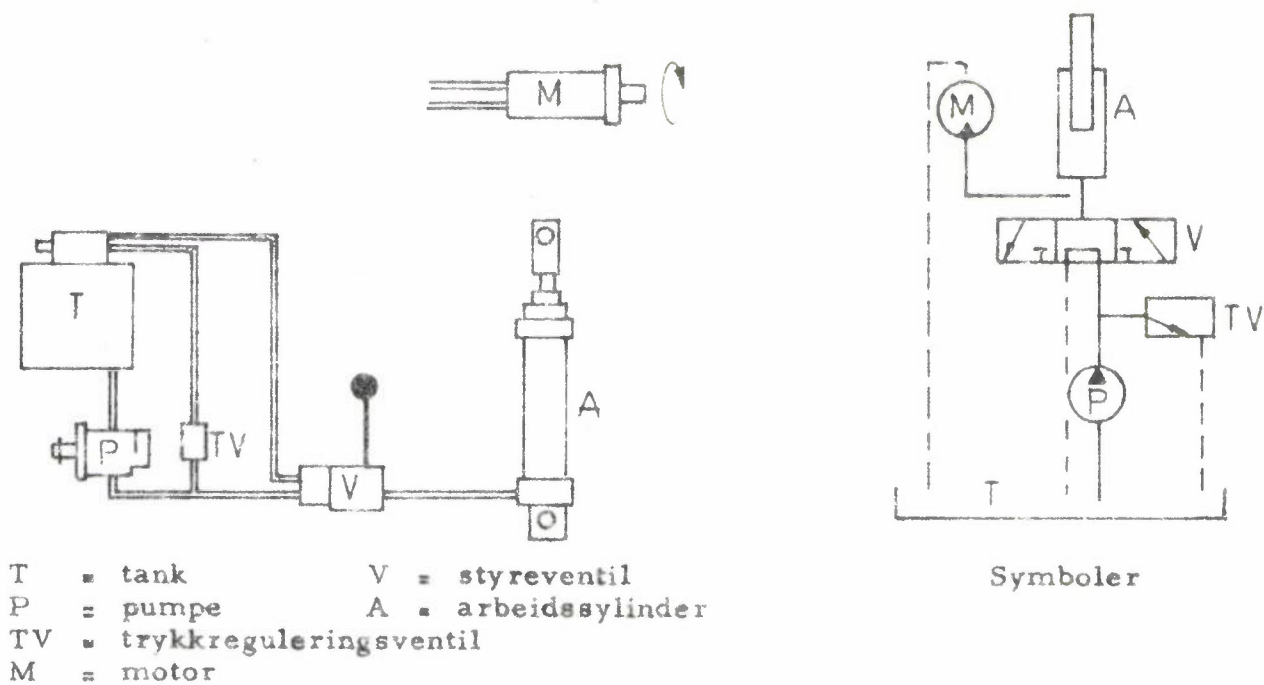


Fig. 1

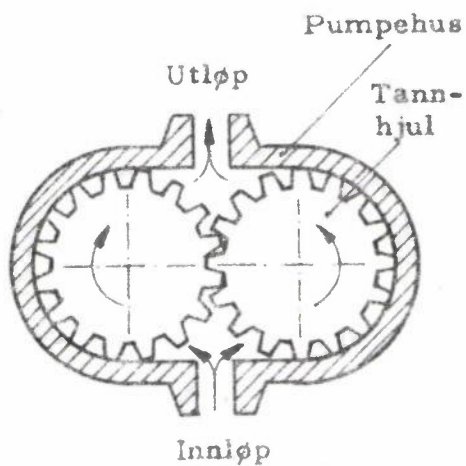


Fig. 2

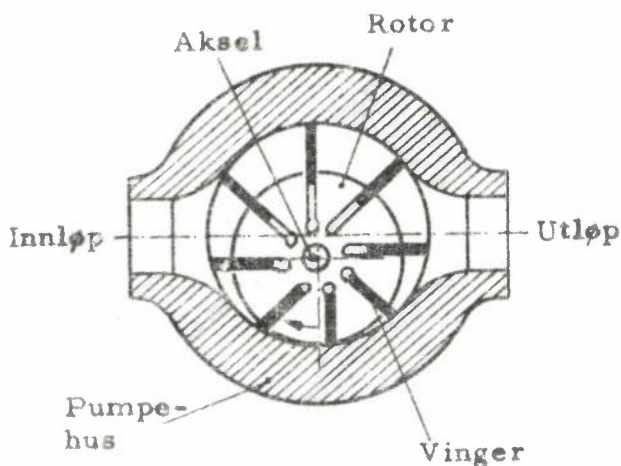


Fig. 3

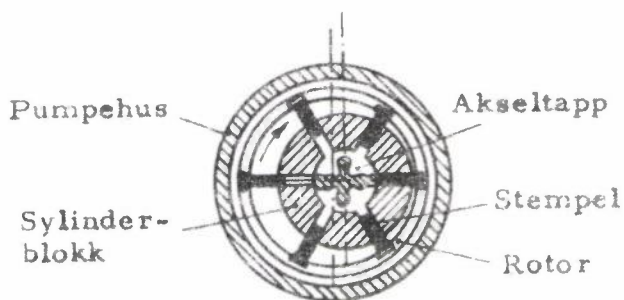


Fig. 4

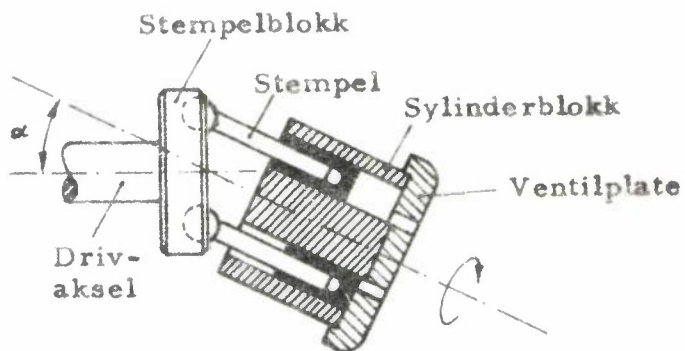


Fig. 5

Hydraulikkpumpen suger hydraulikkoljen fra en oljetank (på sugesiden) og pumper den til pumpens trykkstuss. Herfra blir oljen vanligvis ledet til et fordelerorgan (f.eks. en kontrollventil) og enten til et arbeidselement eller gjennom et filter tilbake til oljetanken.

På grunn av den motstanden som oljen skal overvinne i arbeidselementet vil det bygge seg opp et trykk i oljen, som er så høyt at det kan overvinne motstandskreftene.

Væsketrykket oppstår altså ikke først i hydraulikkpumpen, men bygger seg opp i samsvar med motstandene mot væskestrømmen i systemet. Disse motstandene er gitt i den ytre belastning (nyttelast og friksjon) og den indre belastning (væsketriksjon i ledningene og strømningsstap i hydraulikkelementene). For å holde friksjonstapene i ledningssystemet små og målene på sylindere og oljemotorer små, arbeides det med høye trykk og lave oljehastigheter.

## 2. Tannhjulspumpe. (Fig. 2.)

Når de to tannhjul roterer, oppstår det et undertrykk som suger væsken gjennom innsugningsåpningen inn i huset ved innløpet. Væsken blir så transportert i tannmellomrommene til trykkstussen ved utløpet. Det tette tannhjulsinngrepet og hjulenes tette pasning i huset tetter trykksiden fra innsugningssiden slik at trykket opprettholdes på trykksiden.

## 3. Vingepumpe. (Fig. 3.)

Rotoren med vinger er anbrakt eksentrisk i rotorhuset. Når rotoren dreies rundt trykkes vingene utover som følge av sentrifugalkraften. På denne måten kommer vingene i berøring med pumpehusets vegg og tvinges til å følge dennes kontur under rotasjonen, og rommene mellom vingene blir større. Dette medfører et undertrykk, og væsken suges inn i pumpen.

Rommet imellom vingene avtar når vingene nærmer seg utløpssiden. Dermed blir væsken trykket ut gjennom trykkåpningen.

Det finnes to slags stempelpumper: Radialstempelpumper og aksialstempelpumper.

4. Radialstempelpumpen (Fig. 4) består av en faststående akseltapp med innsugnings- og trykkåpning for væsken og av en sylinderblokk som dreier seg om akseltappen. Stemplene er anbrakt i sylinderblokken som blir drevet rundt av en drivaksel eksentrisk i et pumpehus. Eksentrisiteten bestemmer stemplenes slaglengde. Når drivakselen dreier sylinderblokken omkring tappen, driver sentrifugalkraften stemplene radiallyt utover. Stemplene vil under den ene halve omdreining av sylinderblokken suge væske inn i sylinderboringene og under den andre halve omdreining trykke væske ut av boringene.

5. Aksialstempelpumpen (Fig. 5) består av en drivaksel som dreier stempelblokken og stemplene rundt. Drivakselen danner en vinkel  $\alpha$  med sylinderblokkaksen slik at drivakselens rotasjon bevirker en bevegelse av stemplene i sylinderblokken som også roterer. Hvert stempel suger væske under den ene halvdel av en omdreining og trykker væske ut under den annen halvdel av en omdreining. Åpningene i ventilplaten er arrangert slik at innløpsåpningene overfor sylinderboringene er åpne så lenge stemplene fjerner seg fra ventilplaten dvs. under den første halvdel av en omdreining, og utløpsåpningene er åpne under den neste halve omdreining når stemplene beveger seg mot ventilplaten. Ved å forandre vinkelen  $\alpha$  kan oljestrømmen fra pumpen reguleres trinnløst.

## C Styreelementer.

I hydrauliske anlegg anvendes ventiler til trykkregulering, til regulering av strømningsretningen og av strømningsmengden. Ventilene kan oppdeles i trykkreguleringsventiler, styreventiler og mengdekontrollventiler.

Liksom ved rør blir ventilene angitt etter størrelse (gjennomstrømningsstverrsnitt) og trykk.

## 1. Trykkreguleringsventiler.

Den mest vanlige trykkreguleringsventilen er sikkerhetsventilen, som blir anvendt som beskyttelse mot overbelastning.

En meget simpel trykkreguleringsventil er vist i Fig. 6. Ventilen blir innstilt så den åpner ved et bestemt trykk og slipper oljen fra trykkledningen til oljetanken. Det trykket som hersker i trykkledningen når ventilen slipper olje over i tanken kalles åpningstrykket. Dette trykket er mindre enn trykket når ventilen er helt åpen. En ulempe ved denne simple trykkreguleringsventilen er nettopp det at det er en betydelig forskjell mellom åpningstrykket og trykket ved full gjennomstrømning.

Trykkreguleringsventil med styreventil (Fig. 7 A og B) har vanligvis mindre forskjell mellom åpningstrykk og trykk ved full gjennomstrømning. Kanalen C holder spindelen 1 hydraulisk avlastet ved at det hersker samme trykk både over og under spindelen. Når trykket ved ventilens trykkport blir større enn det innstilte trykk, vil styreventilens kjegle 2 bli løftet fra ventilsetet. Oljen strømmer da gjennom kanalene C og D og videre gjennom avløpsåpningen slik at det oppstår et trykkfall over ventilspindelen 1 som vil bli trykket opp av trykket i ventilens trykkport. Derved vil oljen strømme til tanken, og en ytterligere trykkstigning er forhindret.

Denne type trykkreguleringsventil har vanligvis mindre forskjell mellom åpningstrykk og trykk ved full gjennomstrømning enn den simple trykkreguleringsventil.

Trykkreguleringsventilen plasseres så nær pumpen som mulig uten noen annen ventil mellom pumpe og reguleringsventil.

## 2. Tilbakeslagsventiler.

En simpel fjærbelastet tilbakeslagsventil er vist i Fig. 8. Ventilens oppgave er å oppnå en uhindret oljestrøm i en retning og å hindre for en strømning i motsatt retning. Ved et lavt oljetrykk ved porten A løftes kulen 2 fra setet og oljen strømmer fritt til porten B. Strømmer oljen inn porten B, trykkes oljen samme vei som fjæren 1, og kulen vil bli presset mot ventilsetet hvorved ventilen lukker.



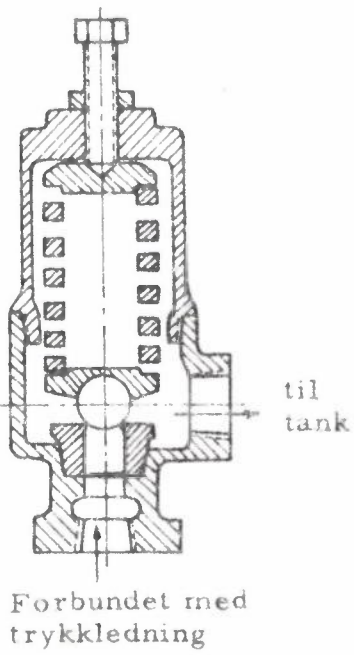


Fig. 6

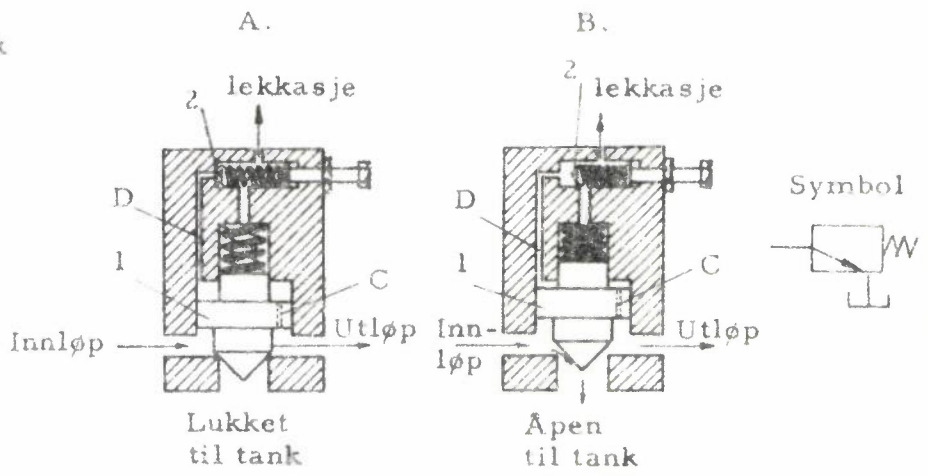
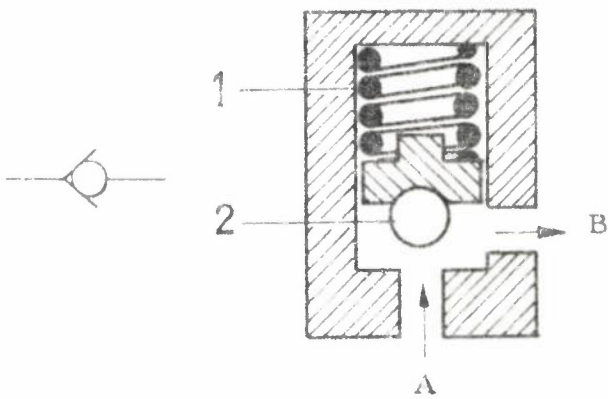


Fig. 7

Fig. 8



### 3. Kontrollventiler.

To- og fireveisventiler brukes til styring av oljekretsløp, f.eks. til omskiftning av omdreiningens retningen på oljemotorer eller til omstyring av arbeidsstempler.

Ventilene fremstilles med glidespindel. Vanligvis brukes det fireveisventiler. Dimensjonene er fra 1/8" til 3" med gjennomstrømningsmengder fra 4 til 1200 l/min og med driftstrykk opptil 210 kp/cm<sup>2</sup>.

Spindelen forskyves enten manuelt, mekanisk, elektrisk, hydraulisk eller ved en kombinasjon av disse metoder.

Fig. 9 a) viser skjematisk styringen av en sylinderbevegelse ved hjelp av en fireveisventil. De fire ventilåpningene er betegnet med (P), (T), (A) og (B), hvor (P) er forbundet med pumpe, (T) med tank og (A) og (B) med den hydrauliske arbeidssylinder. Symbolene for en 2-veisventil, en 4-veisventil med åpent senter og en 4-veisventil med lukket senter er vist på Fig. 9 b).

### 4. Mengdereguleringsventiler.

Mengdereguleringsventiler tjener til regulering av gjennomstrømningsmengden i hydrauliske anlegg. De brukes til regulering av hydrauliske motorers turtall og hydraulikkstemplers hastighet.

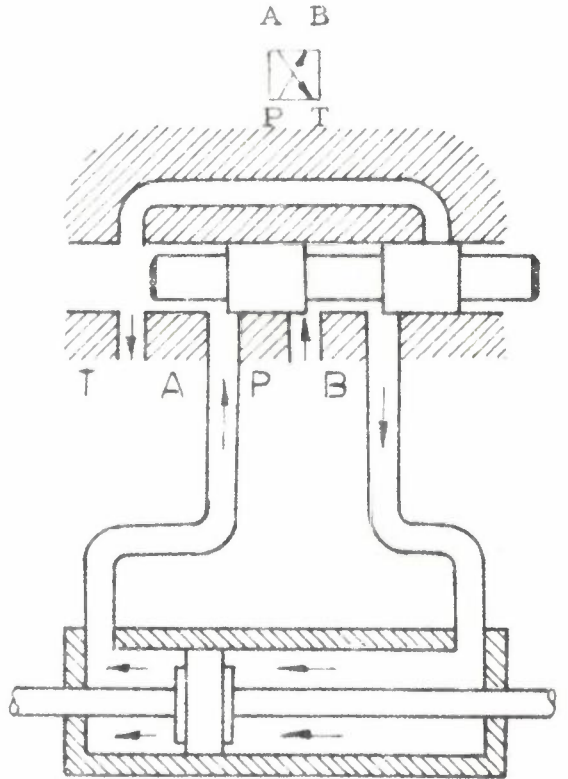
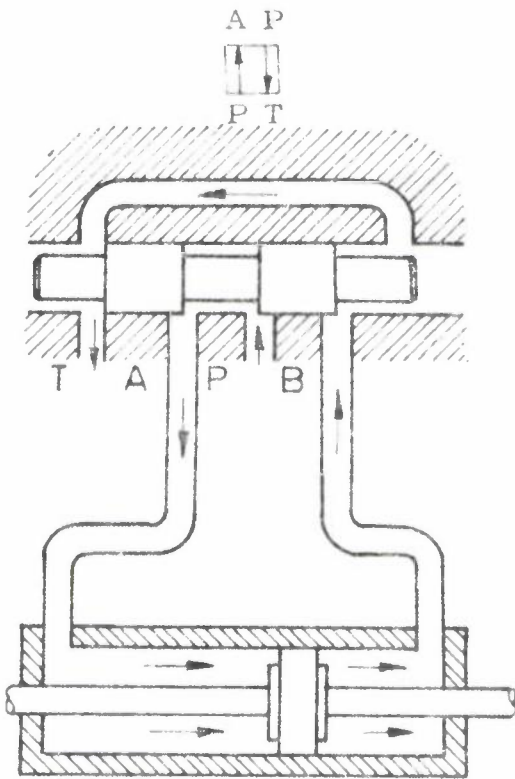
Ved mengderegulering uten trykkompensering, som f.eks. i en nåleventil (Fig. 10), endrer gjennomstrømningsmengden seg med trykksvingningene.

Det finnes volumkontrollventiler med innebygget trykkompensering som innenfor et stort område holder gjennomstrømningsmengden uavhengig av belastnings- eller trykksvingninger.

Fig. 11 viser et snitt gjennom en enkel volumkontrollventil med trykkompensering. Gjennomstrømningstverrsnittet Y bestemmes ved innstillingen av drosselventilen 1. Størrelsen på gjennomstrømningsåpningen Z bestemmes av stillingen til kompensatorstemplett 2 som automatisk forandrer åpningen Z slik at eventuelle trykksvingninger i systemet blir utlignet.

Hvis stemplet 2 skal være i balanse, må trykket i kamrene V og W overstige trykket i kammer U for å motvirke kraften fra fjæren 3. Kompensatorstemplett søker hele tiden å innstille seg slik

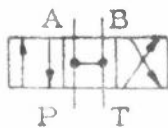
Fig. 9



b)



2-veis-ventil  
2 stillinger  
3 tilslutnings-  
stusser



(P), (A) og (B) → (T)  
4-veis-ventil  
3 stillinger  
4 tilslutningsstusser  
Åpent senter



(P), (A) og (B) blokkert  
4-veis-ventil  
3 stillinger  
4 tilslutningsstusser  
Lukket senter

Fig. 10

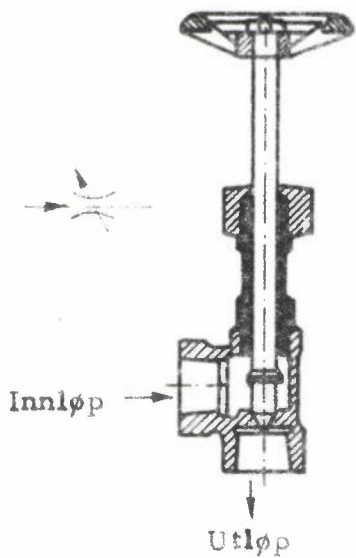


Fig. 11

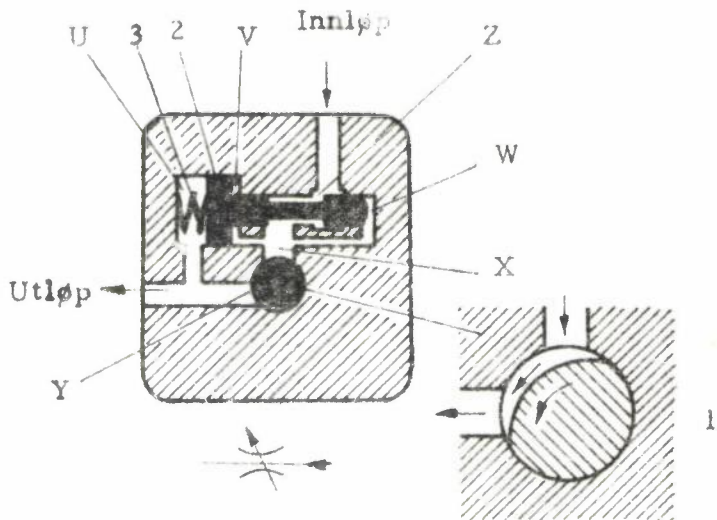


Fig. 19

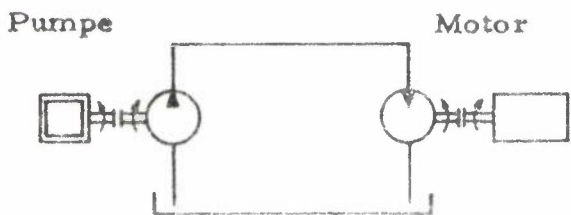
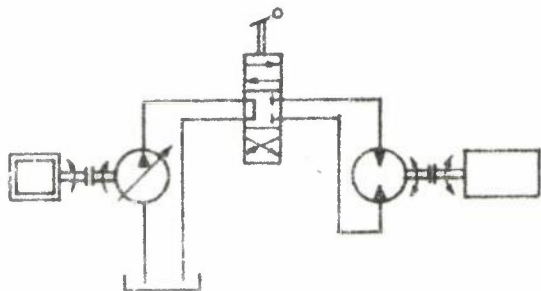


Fig. 20



Radiator

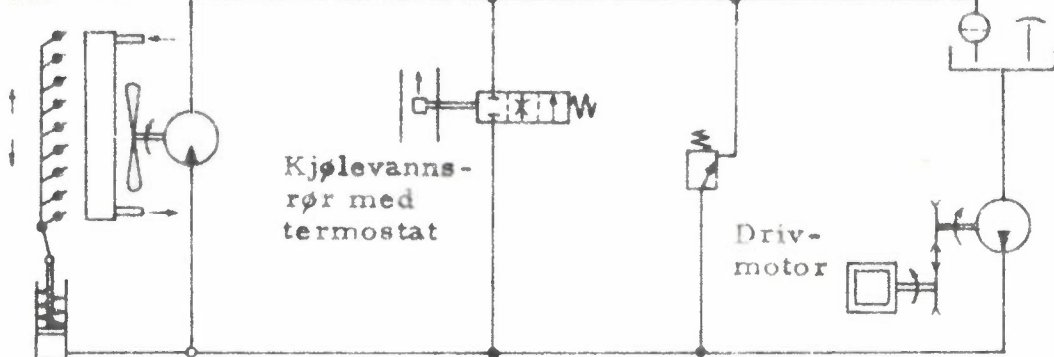


Fig. 21

Hydrostatisk drift av radiator m.  
luftmengderegulator

at det opprettholdes en trykkforskjell mellom kammer X og utløps-  
åpningen, og denne trykkforskjellen over Y vil alltid være lik fjær-  
trykket som er konstant. Når alle andre faktorer er konstante, vil  
en kunne oppnå en konstant gjennomstrømningsmengde når trykk-  
fallet over åpningen er konstant.

Drosselventilens stilling bestemmer derfor gjennomstrømnings-  
mengden som blir praktisk talt uavhengig av trykkforandringene i  
systemet.

## D Arbeidselement.

### 1. Arbeidssylinder.

Da man i stor utstrekning anvender hydraulikken til å overføre  
frem- og tilbakegående bevegelser, er hydraulikksylinderen den  
mest brukte kraftutøver i hydrauliske anlegg.

Til beregning av sylinderstørrelser må man kjenne følgende stør-  
relser:

1. Sylinderens ønskede kraft  $P$  [kp]
2. Sylinderens ønskede hastighet  $v$  [mm/sek]

Eksempel:

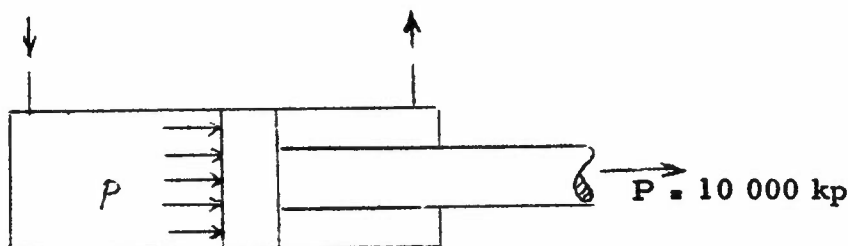


Fig. 12

Det kreves en kraft  $P = 10$  tonn. Oljetrykket er oppgitt til  
 $p \approx 100$  kp/cm<sup>2</sup> som da vil bestemme den nødvendige sylinder-  
diameter  $D$ .

Teoretisk sylindertverrsnitt

$$F = \frac{P}{p} = \frac{10\,000}{100} = \underline{100\text{ cm}^2}$$

Virkningsgraden som ligger omkring 0,9 gjør det nødvendig å velge et noe større tverrsnitt:  $F = \frac{100}{0,9} = \underline{111 \text{ cm}^2}$

$$\frac{\pi D^2}{4} = 111 \cdot 10^2 \text{ mm}^2 \quad D = \underline{119 \text{ mm}}$$

Dersom nærmeste sylinderdimensjon er 125 mm, kan man bestemme systemtrykket til

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} = \frac{10 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot 12,5^2} = \underline{82 \text{ kp/cm}^2}$$

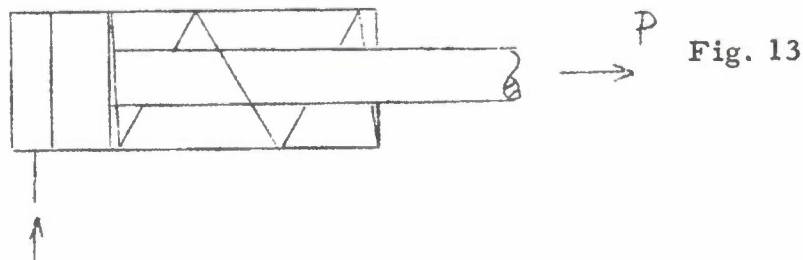
Ved en pumpe som leverer  $Q = 16 \text{ l/min}$  blir sylinderhastigheten

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{16 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot 12,5^2 \cdot 60} = \underline{2,16 \text{ cm/sek}}$$

Her er ikke medregnet lekkasjer i systemet.

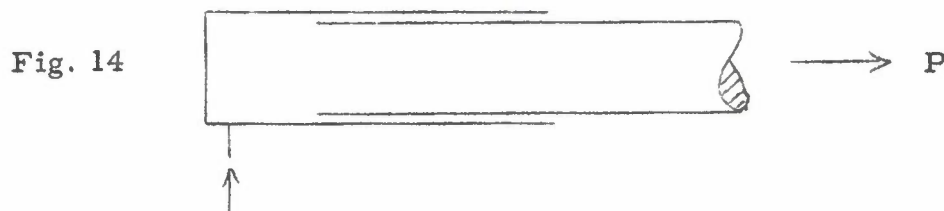
Sylindere kan utføres på flere måter:

a. Enkeltvirkende sylinder.



Denne type sylinder har den fordel at stempelstangspakkdåsen ikke er utsatt for trykk og derfor er lett å få tett. Til gjengjeld må man føre stemplet i retur ved hjelp av en fjær, luft, eller ved vekten av stemplet med last.

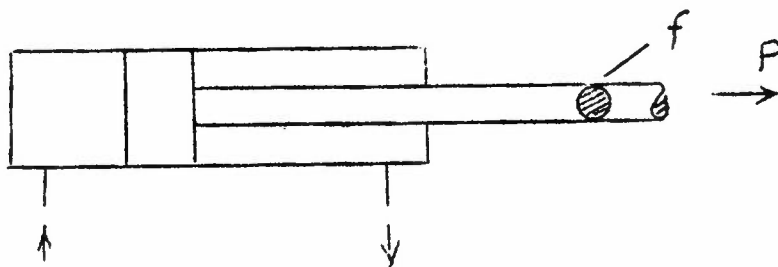
b. Plungersylindere er også en enkeltvirkende sylinder.



Da man her bare har stempelstangens areal å trykke på, vil man få en kraftig stempelstang i forhold til kraften P. Også her kreves det et utvendig returtrykk.

- c. Den dobbeltvirkende sylindere er den mest anvendte sylindertype. (Fig. 15.)

Fig. 15



Stemplet blir kjørt i retur ved å omstyre oljens strømningsretning ved hjelp av en ventil.

F = Stemplets areal

f = Stempelstangens areal

Da returhastigheten  $v_R = \frac{Q}{F-f}$  vil forholdet

$\frac{F}{F-f} = \frac{2}{1}$  gi en dobbelt så stor returhastighet.

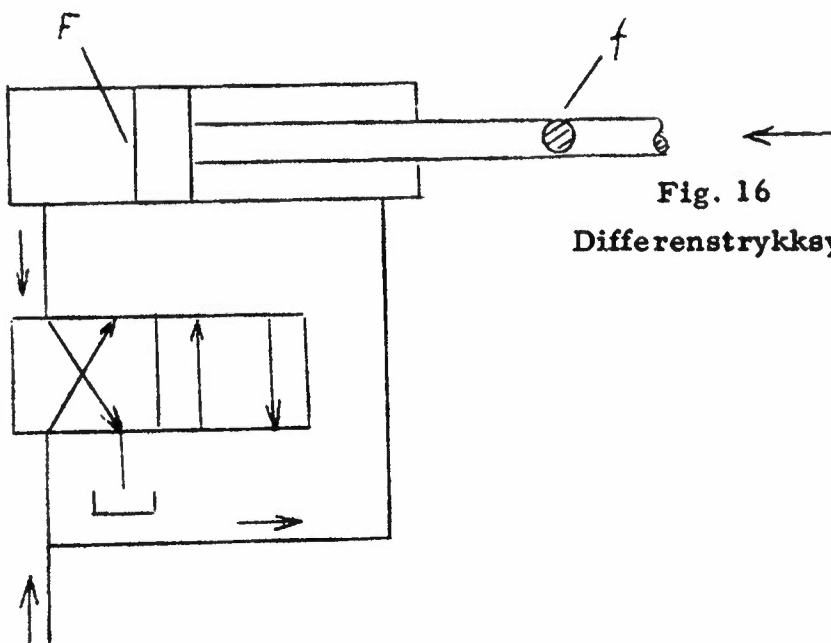


Fig. 16

Differenstrykksystem.

Ved arrangementet i Fig. 16 vil man oppnå samme hastighet i begge retninger. Kraftens størrelse vil bli bestemt av flaten  $f$ .

d. En annen måte å oppnå den samme hastighet begge veier er å anvende en sylinder med gjennomgående stempelstang. (Fig. 17.)

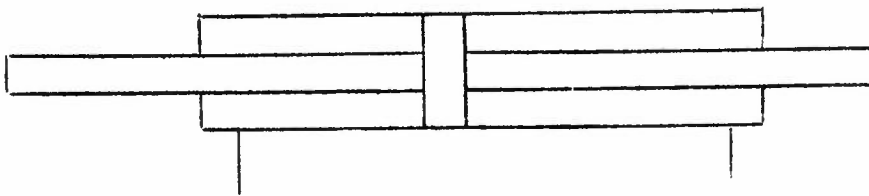


Fig. 17

Dette gir like stort areal på begge sider av stempelstangen og

$$v_{\text{Frem}} = v_{\text{Retur}},$$

men det blir en dyr sylinder da det er nødvendig med to pakkdåser.

e. Trykkmultiplikator. (Fig. 18.)

Anvendes til å multiplisere et arbeidstrykk i anlegget med.

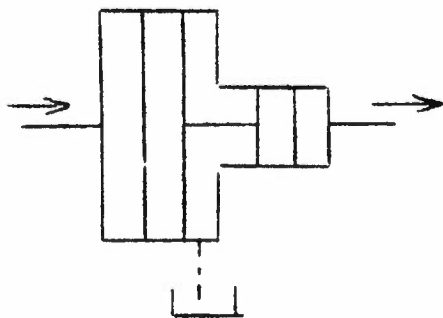


Fig. 18

Et stempel med stor og liten diameter er sammenbygget i en sylinder. Et lite oljetrykk på det store areal gir et stort trykk på det lille areal.

## 2. Hydraulisk motor.

Den hydrauliske motor settes i rotasjon av oljestrømmen fra en hydraulisk pumpe. Derved kan man få overført et dreinings-



moment og en bevegelse gjennom rør eller slanger og motorens turtall kan reguleres ved å variere oljemengden som blir tilført.

Det finnes hydrauliske motorer utført som tannhjuls-, vinge- og stempelmotorer, og utførelsesformen svarer til de tilsvarende pumpetyper (se fig. 2, 3, 4 og 5). Man skiller mellom hydrauliske motorer med fast og variabel kapasitet (liter pr. omdreining).

Motorens avgivne effekt er avhengig av kapasiteten (l/omdr.) og av oljetrykket ( $\text{kp/cm}^2$ ).

### 3. Hydrostatiske transmisjoner.

I hydrostatiske transmisjoner overføres energi ved hjelp av en væske fra en primærenhet (pumpe) til en sekundær enhet (motor).

Denne form for kraftoverføring byr bl.a. på følgende fordeler:

1. Trinnløs regulering av turtall.
2. Mulighet for kontinuerlig drift ved lavt turtall og stort dreiemoment, mens drivmotorens turtall holdes konstant.
3. De drevne hjulenes turtall kan forandres uten å bryte av trekkraften.
4. Hurtig veksling ved frem- og tilbakekjøring.
5. Bremseseffekt ved å redusere pumpens leveringsmengde.
6. Turtallutvekslingen er i prinsipp uavhengig av belastningen.
7. Enkel og sikker overbelastningsbeskyttelse ved hjelp av trykkbegrensningsventiler.
8. Konstruktiv frihet i plasseringen av pumper og motorer. Rør og slanger kan erstatte mekaniske kraftoverføringer (aksler, hjul, osv.).
9. Lite plassbehov.
10. Drivmotoren kan kjøres i det mest økonomiske område.

Ved hydrostatisk drift med åpent kretsløp (Fig. 19) suger pumpen olje fra en oljebeholder og transporterer den gjennom en høytrykksledning til motoren. Oljen som strømmer tilbake fra motoren

flyter tilbake gjennom et filter til oljetanken hvorifra den på nytt suges opp av pumpen.

Dersom oljen ikke flyter tilbake til en tank, men gjennom en lukket rør- eller slangeledning til pumpens sugeside, kalles den hydrostatiske transmisjon et lukket kretsløp. Dersom dette system har en pumpe med mulighet for å pumpe oljen i motsatt retning, kan motorens dreieretning snus. For å oppnå dette i et system med åpent kretsløp må det bygges inn en kontrollventil. (Fig. 20.)

## E Eksempel.

### Hydrostatisk viftedrift for radiatorkjøling. (Fig. 20.)

En hydraulisk pumpe blir drevet av kjøretøyets motor og leverer olje til en hydraulisk motor som driver en vifte. Motoren blir styrt av en kontrollventil som stenger for oljestrømmen når motoren skal settes i gang. Dette skjer ved hjelp av en termostat i kjølevannsrøret. Bli kjølevannstemperaturen tilstrekkelig høy, vil en voksmasse i termostaten utvide seg. Denne bevegelse blir over en membran overført til kontrollventilens spindel som kan forskyves i tre stillinger. Når ventilen står i lukket stilling, blir hele oljestrømmen ledet til motoren og viften vil rotere med maksimalt turtall. Samtidig vil sjalusien bli åpnet ved hjelp av den hydrauliske sylindere. Ved ventilens midtstilling oppnås en strupning av oljestrømmen og viften roterer langsommere, mens den i høyre ytterstilling vil stå stille da all oljen vil strømme tilbake til tanken. I denne stilling vil sjalusien lukkes på grunn av fjærtrykket i den hydrauliske sylindere.

