

4. PRESS- OG KRYMPEFORBINDELSER

I dette kapitlet beskrives kort ulike metoder for feste av hylse (nav) til aksel og skjøting av aksel. Videre beskrives det formelverk som gjelder for beregning av press- og krympeforbindelser, samt hvilke moment og krefter som forbindelsene kan overføre.

4.1. ULIKE TYPER FORBINDELSER

For feste av hylse (nav, tannhjul) til aksel kan flere ulike typer forbindelser benyttes. De mest benyttede er:

- * **KILE;** her er det frest et spor i aksel og et tilsvarende spor i nav, vist i fig. 4.1a. I dette sporet monteres en kile som dermed overfører moment og kraft fra aksel til nav eller omvendt. Dette er den mest benyttede metode for feste av hylse til aksel. Forbindelsen er lett å demontere.
- * **SPLINES;** i likhet med kileforbindelse er det også her spor i både aksel og nav. Men forskjellen ligger her i at det benyttes flere spor med bestemt form. Det skiller mellom "rette" og "evolvente" splines, vist i fig. 4.1 b. Dette er også en metode som er mye benyttet, og spesielt der hvor en skal overføre moment. Forbindelsen er lett å demontere. Ulempene ved denne type forbindelse er at det blir svekkelse av aksel og nav, spenningskonsentrasjoner og ikke minst kostbar fremstilling.
- * **KONISKE PRESSFORBINDELSER;** hylsen har i dette tilfellet konisk hull og blir presset inn på en konisk aksel. Sammenholdskraften oppstår på grunn av kilevirkning, vist i fig. 4.1. c. Forbindelsen er lett å demontere.
- * **KRYMPEFORBINDELSER;** her krympes hylsa på akselen. Dette kan gjøres ved bruk av følgende metoder:
 - "oppvarmingsmetoden": denne kan utføres på følgende tre måter: 1) hylsa varmes opp, føres inn på akselen og avkjøles, 2) akselen avkjøles, hylsa føres på plass og akselen oppvarmes, eller 3) hylsa varmes opp og akselen avkjøles samtidig, hylse og aksel monteres sammen og deretter bringes de tilbake til normal temperatur. Denne forbindelsen er "umulig" å demontere.
 - "trykkoljemetoden", olje presses inn mellom hylse og aksel, hylsa føres på plass, og trykket tas bort. Denne metoden kan også benyttes for koniske forbindelser. Forbindelsen er lett å demontere.

Typiske krympeforbindelser er vist i fig. 4.1. d.

- * **KLEMFORBINDELSER;** her benyttes oppslisset eller delt hylse for sammenkopling av for eksempel to aksler. Hylsa presses ofte sammen ved bruk av skruer, vist i fig. 4.1.e. Forbindelsen er enkel å demontere.

Videre i dette kapittel beskrives kun press- og krympeforbindelser.

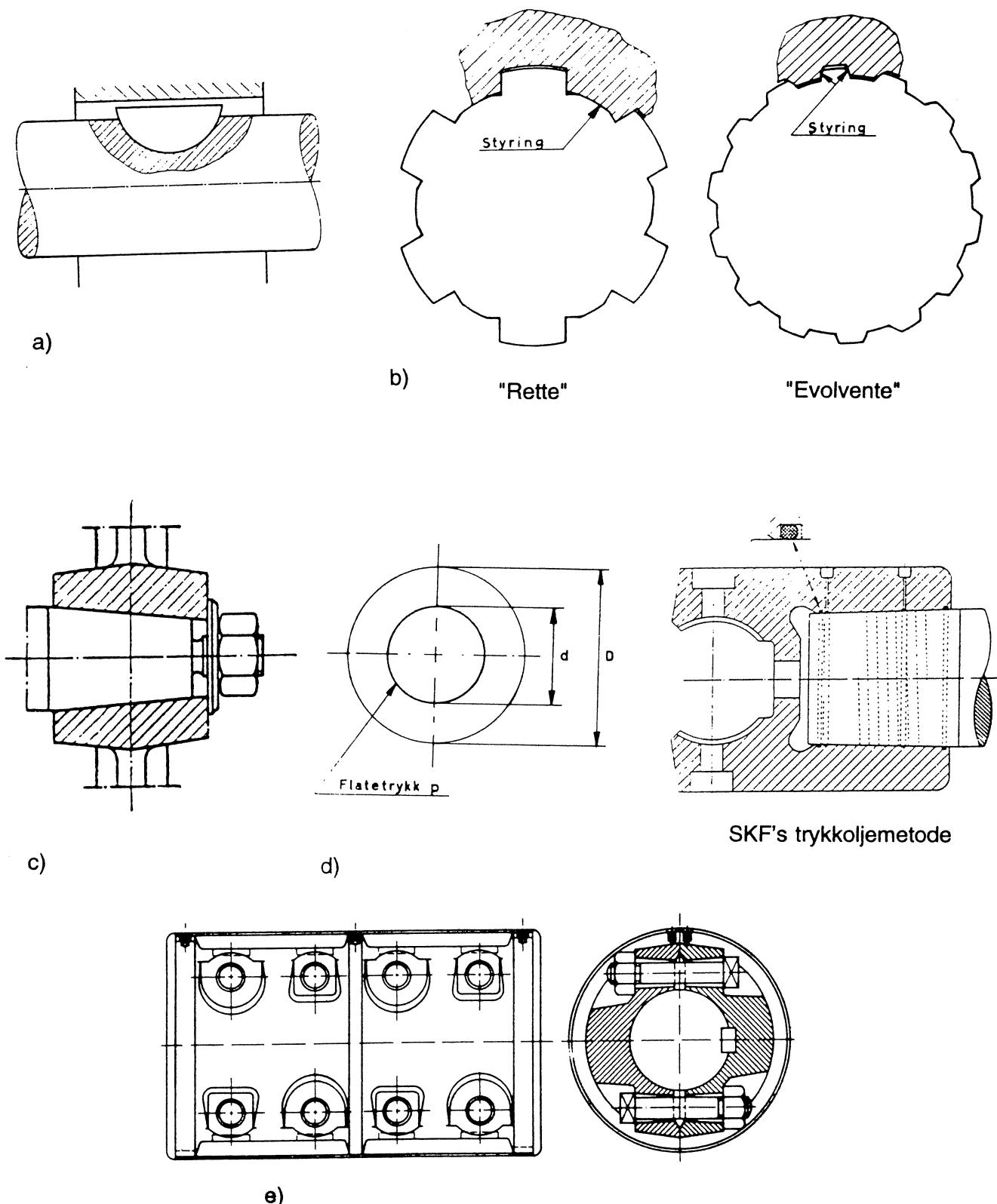


Fig. 4.1. Ulike typer forbindelser. a) Kile-, b) Splines-, c) Koniske press-, d) Krympe-, e) Klemforbindelser.

4.2. FORDELER MED PRESS- OG KRYMPEFORBINDELSE

Det er flere tungtveiende fordele ved å benytte press- og krympeforbindelser fremfor å benytte kiler eller splines. Fordelene er som følger:

- ingen kjerv (likevel spenningskonsentrasjoner)
- bedre utnyttelse av materialet
- mindre og enklere forbindelse

Dette er moment som kan spille inn ved valg av forbindelse.

4.3. PÅPRESSINGSKRAFT OG OVERFØRBART MOMENT

Da hylsa har en mindre innvendig diameter enn akselens utvendige diameter vil det ved påpressing av hylsa på akselen oppstå et flatetrykk p i kontaktflaten mellom hylse og aksel, vist i fig. 4.2.

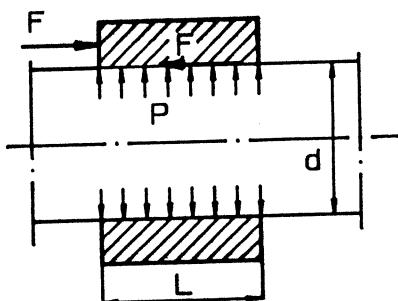


Fig. 4.2. Flatetrykket p og hvilke kraftkomponenter som opptrer ved påpressing av hylsa.

For påpressing (bevegelse) av en hylse med lengde l på en aksel med diameter d kreves følgende kraft:

$$F = \mu p \pi d L \quad (4.1)$$

hvor

- μ : dynamisk friksjon
- p : flatetrykk [N/mm^2]
- d : diameter (felles) [mm]
- L : bredde på nav [mm]

Tilsvarende kreves følgende kraft for avpressing av den samme hylse:

$$F = \mu_1 p \pi d l \quad (4.2)$$

hvor

- μ_1 : statisk friksjon

NB: Den statiske friksjonen er selvsagt større enn den dynamiske friksjonen!

Det moment som kan overføres fra nav til aksel (eller omvendt) er gitt av formelen:

$$T = \mu_1 p (\pi d^2/2) L \quad (4.3)$$

Ved press- og krympeforbindelser stilles det krav til flatetrykket p . Flatetrykket må ligge innenfor grensene p_{\min} og p_{\max} :

$p > p_{\min}$, ellers oppstår glidning på akselen.

$p < p_{\max}$, ellers oppnås for stor spenning i navet med brudd som resultat.

4.4. FRIKSJONSKOEFFISIENTEN

Eksakte verdier for friksjonskoeffisienten finnes ved forsøk. Følgende verdier kan imidlertid benyttes:

* dynamisk friksjon: $\mu = 0,08 - 0,10$

* statisk friksjon : $\mu_1 = 0,10$, presspasning

$\mu_1 = 0,15 - 0,20$, krymppasning

Grunnen til at friksjonen er større ved krymppasning enn ved presspasning er at overflatene poleres når forbindelsen skal presses på, mens dette ikke er tilfellet ved krymepasning. Friksjonsverdiene kan fordobles ved å benytte karborundumpulver i forbindelsen (men fortsatt er $\mu < 0,3$).

4.5. PRESSMONNET OG FLATETRYKKET

Pressmonnet Δd avhenger av hvilke mål en velger på hull og aksel. Et passende pressmonn finnes på følgende måte: **Velg en felles basisdiameter og utnytt standardtoleranser**. Toleranseområdet angis ved en bokstav og ett tall. Toleransen (bokstaven) angir toleranseområdets plassering, vist i vedlegg 4. Toleransegraden (tallet) angir toleranseområdets størrelse. Standardtoleranser finnes i følgende Norsk Standard:

* NS 1559, boringsbasis, anbefaler: H7/r6, H7/s6, H7/p6, H8/u7 oppgitt i rekkefølge: stigende prioritet. Boringsbasis er mest brukt da det er lettere å bearbeide akselen utvendig enn en boring innvendig.

* NS 1560, akselbasis, anbefaler: P7/h6.

For en presspasning defineres følgende størrelser:

- * SP : største pressmonn
- * MP : minste pressmonn
- * ØAa : øvre avvik aksel
- * NAA : nedre avvik aksel
- * ØAb : øvre avvik boring
- * Nab : nedre avvik boring

Disse størrelsene er vist grafisk i fig. 4.3.

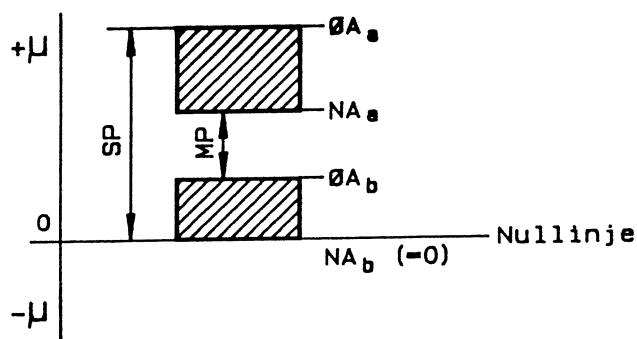


Fig. 4.3. Definisjoner ved presspasning. μ er pasningsområdet i μm .

Toleransen H for boring har alltid $NA = 0$, og tilsvarende gjelder at for aksel (toleranse h) er alltid $\emptyset A = 0$.

Presspasning basert på hhv. boringsbasis og akselbasis er vist i fig. 4.4. For andre toleranser henvises til vedlegg 4.

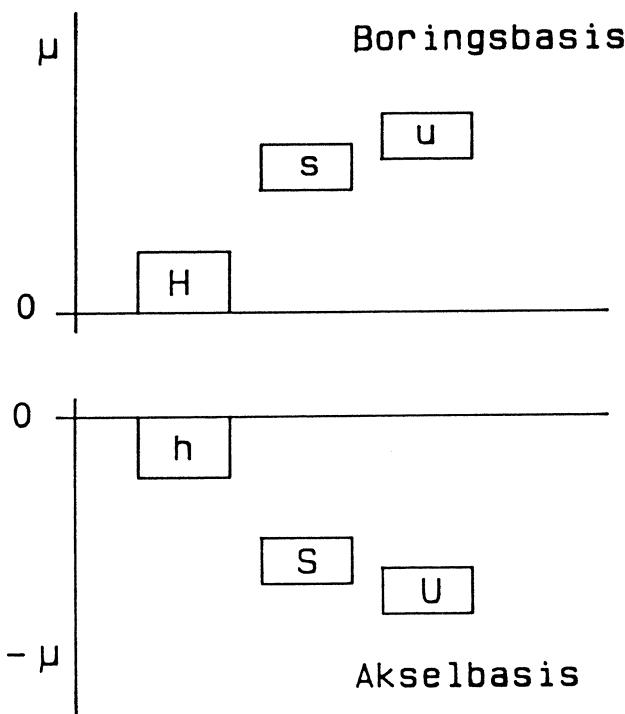


Fig. 4.4. Presspasning basert på hhv. borings- og akselbasis.

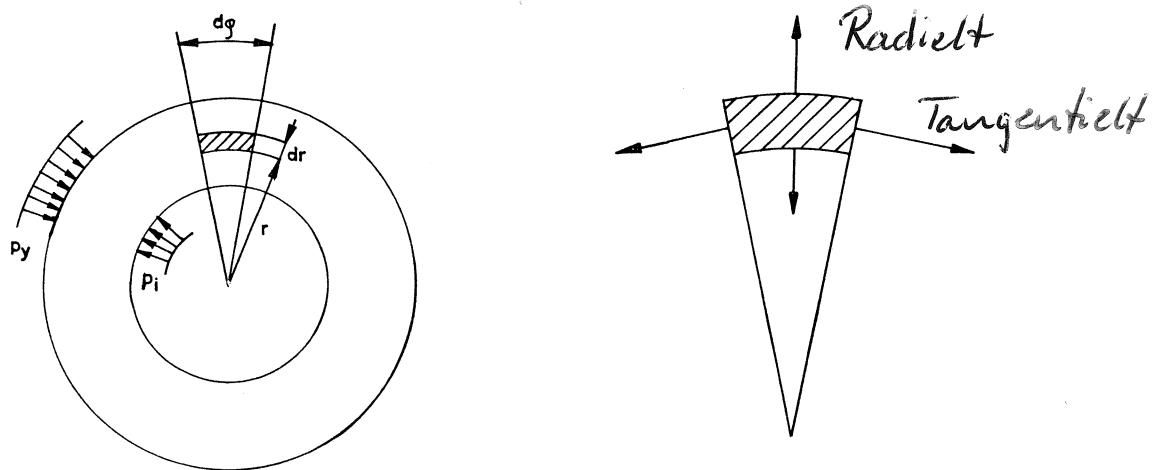
Beregning av flatetrykk, spenninger og deformasjoner

Når navdiameteren lages (produseres) noe mindre enn akseldiameteren oppnår man ved sammenføyning en spenningsforbindelse som ved friksjon kan overføre store momenter.

Sammenføyningen kan skje på følgende måter:

- Pressing uten oppvarming (pressforbindelse)
- Navet oppvarmes eller/og akselen avkjøles (uten bruk av krefter – krympeforbindelse)

Både i nav og aksel regnes spenningene som ved tykkveggde rør. I figur P1 er radiell og tangentiel retning definert.



Figur P1. Retninger.

Ved utledning av formler for henholdsvis spenning i radiell retning, tangentiel retning og deformasjon, tar man for seg et lite element i rørveggen. Vi skal ikke foreta denne utledningen her, men konstatere at følgende generelle uttrykk for spenninger og deformasjoner gjelder:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_y^2}{r^2}\right) - \frac{p_y r_y^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right)$$

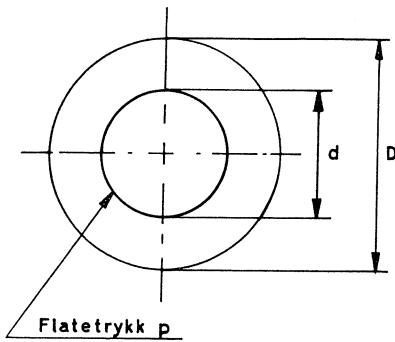
$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_y^2}{r^2}\right) - \frac{p_y r_y^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right)$$

$$u = \frac{p_i r_i^2}{E(r_y^2 - r_i^2)} \left[(1 - \nu)r + (1 + \nu) \frac{r_y^2}{r} \right] - \\ - \frac{p_y r_y^2}{E(r_y^2 - r_i^2)} \left[(1 - \nu)r + (1 + \nu) \frac{r_i^2}{r} \right]$$

NB: indeks i refererer til innerkant, indeks y refererer til ytterkant, og r refererer til den radius i forbindelsen som skal kontrolleres / beregnes.

Påkrympet nav på massiv aksel

Boringen i navet har diameter d og akselens diameter er $d + \delta$. Denne diameterforskjellen, δ , kalles pressmonnet, og er i størrelsesorden 1 % av diameteren (og negligeres i formlene).



Figur P2 Påkrympet nav på massiv aksel.

For navets deformasjon ved innerkant gjelder følgende grensebetingelser:

$$\rho_i = p, \rho_y = 0, E = E_n, r_g = \frac{d}{2}, r_c = \frac{d}{2}, r = \frac{d}{2}$$

Navets diameterökning blir da:

$$\begin{aligned} 2 \cdot u_{ni} &= 2 \left[\frac{\rho_i r_c^2}{E_n (r_g^2 - r_c^2)} \left[(1-\nu) r + (1+\nu) \frac{r_g^2}{r} \right] - \frac{\rho_y r_g^2}{E_n (r_g^2 - r_c^2)} \left[(1-\nu) r + (1+\nu) \frac{r_c^2}{r} \right] \right] \\ &= 2 \left[\frac{\rho \left(\frac{d}{2} \right)^2}{E_n \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right)} \left[(1-\nu) \frac{d}{2} + (1+\nu) \frac{\left(\frac{D}{2} \right)^2}{\left(\frac{d}{2} \right)} \right] \right] \\ &= 2 \left[\frac{\rho d^2}{E_n (D^2 - d^2)} \cdot \frac{1}{2} \left(d - \nu d + \frac{D^2}{d} + \frac{D^2 \nu}{d} \right) \right] \\ &= \frac{\rho d^2}{E_n (D^2 - d^2)} \left(\frac{D^2 + d^2 + (D^2 - d^2) \nu}{d} \right) \\ &= \frac{\rho d}{E_n} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) \end{aligned}$$

Eller:

$$\text{der } 2 u_{ni} = \alpha_n \cdot p$$

$$\alpha_n = \frac{d}{E_n} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right)$$

For aksebens deformasjon ved ytterkant gjelder følgende grensebetingelser:

$$p_x = P, p_z = 0, E = E_a, r_y = \frac{d}{2}, r_i = 0, r = \frac{d}{2}$$

Akselens diameter "økning" blir da:

$$\begin{aligned} 2u_{ay} &= 2 \left[\frac{p_i r_i^2}{E_a (r_y^2 - r_i^2)} \right] \left[(1-\nu) r + (1+\nu) \frac{r_y^2}{r} \right] - \frac{p_y r_y^2}{E_a (r_y^2 - r_i^2)} \left[(1-\nu) r + (1+\nu) \frac{r_i^2}{r} \right] \\ &= -2 \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{E_a \left(\frac{d}{2} \right)^2} \left[(1-\nu) \frac{d}{2} \right] \\ &= -\frac{pd}{E_a} (1-\nu) \end{aligned}$$

Eller:

$$2u_{ay} = -\alpha_a \cdot p$$

der

$$\alpha_a = \frac{d}{E_a} (1 - \nu)$$

Akselens og navets deformasjon må sammenlagt være lik pressmonnet:

$$\delta = 2u_{ni} - 2u_{ay} = (\alpha_n + \alpha_a) \cdot p$$

Flatetrykket:

$$p = \frac{\delta}{\alpha_n + \alpha_a}$$

Spenninger:

Ved beregning av tangentialspenninger ved navets innerkant gjelder:

$$\begin{aligned} p_i = P, p_y = 0, r_y = \frac{D}{2}, r_i = \frac{d}{2}, r = \frac{D}{2} \\ \sigma_{zi} &= \frac{p_i r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_y^2}{r^2} \right) - \frac{p_y r_y^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \\ &= \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2} \left(1 + \frac{\left(\frac{D}{2} \right)^2}{\left(\frac{d}{2} \right)^2} \right) \\ &= \frac{p d^2}{D^2 - d^2} \left(1 + \frac{D^2}{d^2} \right) = \underline{p \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right)} \end{aligned}$$

Ved beregning av tangentialspenninger ved navets ytterkant gjelder:

$$\begin{aligned} p_y &= 0, p_i = p, r_y = \frac{D}{2}, r_i = \frac{d}{2}, r = \frac{D}{2} \\ \tau_{zy} &= \frac{p \cdot r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_y^2}{r^2} \right) - \frac{p \cdot r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \\ &= \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2} \left(1 + \frac{\left(\frac{D}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2} \right) \\ &= 2 \cdot \frac{pd^2}{D^2 - d^2} \end{aligned}$$

Ved beregning av radialspenninger ved navets innerkant gjelder:

$$\begin{aligned} \tau_{ri} &= \frac{p \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2} \left(1 - \frac{\left(\frac{D}{2} \right)^2}{\left(\frac{d}{2} \right)^2} \right) \\ &= \frac{p d^2}{D^2 - d^2} \left(\frac{d^2 - D^2}{d^2} \right) = -p \end{aligned}$$

Ved beregning av radialspenninger ved navets ytterkant gjelder:

$$\begin{aligned} \tau_{ry} &= \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2} \left(1 - \frac{\left(\frac{D}{2} \right)^2}{\left(\frac{D}{2} \right)^2} \right) \\ &= 0 \end{aligned}$$

Ved beregning av tangentialspenning ved akselens innerkant gjelder:

$$\begin{aligned} \tau_{zy} &= - \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{d}{2} \right)^2} (1) \\ &= -p \end{aligned}$$

Ved beregning av tangentialspenning ved akselens ytterkant gjelder:

$$\begin{aligned} \tau_{zi} &= - \frac{p \left(\frac{d}{2} \right)^2}{\left(\frac{d}{2} \right)^2} (1) \\ &= -p \end{aligned}$$

Ved beregning av radiellspenning ved akselens innerkant gjelder:

$$\sigma_{ri} = -\frac{P \left(\frac{d}{2}\right)^2}{\left(\frac{d}{2}\right)^2} (1)$$

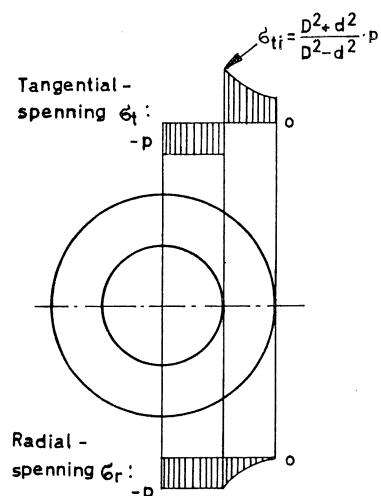
$$= -P$$

Ved beregning av radiellspenning ved akselens ytterkant gjelder:

$$\sigma_{ry} = -\frac{P \left(\frac{d}{2}\right)^2}{\left(\frac{d}{2}\right)^2} (1)$$

$$= -P$$

Alle spenningskomponentene i radiell og tangentiell retning for både nav og aksel er vist i figur P3.



Figur P3. Spenningsfordeling i aksel og nav.

Spenningerne er høyest ved navets innerkant og risikoen for flyting blir derfor størst her.

Påkrympet nav på hul aksel.

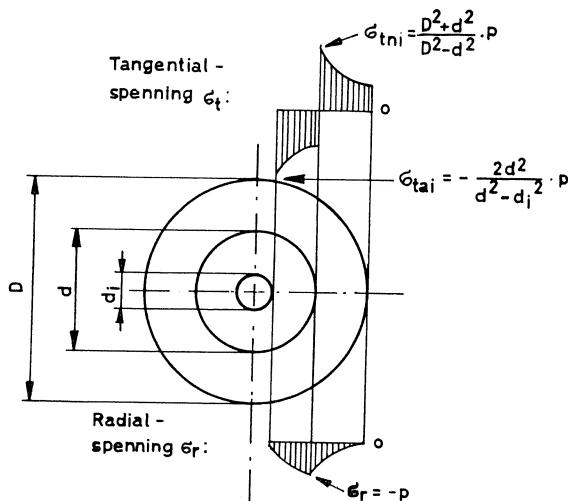
Flatetrykket beregnes som tidligere:

$$p = \frac{\delta}{\alpha_n + \alpha_a}$$

der

$$\alpha_n = \frac{d}{E_n} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + v \right)$$

$$\alpha_a = \frac{d}{E_a} \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - v \right)$$



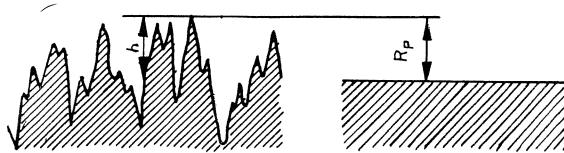
Figur P4. Spenningsfordeling i hul aksel og nav.

Fra figur P4: Det oppstår relativt høye tangentialspenninger både ved navets og akselens innerkant. Selv et meget lite hull i akselen øker tangentialspenningen til det dobbelte.

Pressmonnet

Avhengig av bearbeidingsmetode vil akselens og navets overflate bli mer eller mindre ujevn. Dette kan også skyldes maskininnstillinger som turtall, mating osv.

Det målte pressmonn er basert på diametermålinger på overflatetoppene. Ved beregning av flatetrykket på pasningsflaten må man gå ut fra det effektive pressmonnet; det pressmonn man har igjen etter at toppene på overflaten dels er trykket ned, dels er brukket av og fordypningene fylt. Maa. Blir akselens diameter mindre og navets innvendige diameter større. Derfor må pressmonnet reduseres.



Figur P5. Utjevningsdybde.

Når overflatetoppene trykkes ned og fyller "gropene", minsker eller øker radien med utjevningsdybden:

$$R_p = \frac{1}{L} \int_0^L h \, dx$$

hvor

L : målelengden

x : lengdekoordinaten

h : avstanden mellom profilkurven og topplinjen

Tidligere forskning har vist denne empiriske sammenheng:

$$R_p \approx 2 R_a$$

hvor

$$R_a = \text{midlere profilhøyde}$$

Ved fullstendig nedtrykking av overflatetoppene:

- Akseldiameteren reduseres: $2 R_{p1} = 4 R_{a1}$
- Navdiameteren øker: $2 R_{p2} = 4 R_{a2}$

Det effektive pressmonnet:

$$\underline{\delta = d_a - d_n - 4(R_{a1} + R_{a2})}$$

hvor

d_a : målt diameter (på overflatetoppene) for aksel

d_n : målt diameter (på overflatetoppene) for nav

Aksel og nav bearbeides slik at de målte diametere faller innenfor gitt toleranseområde:

$$d_{a\min} < d_a < d_{a\max}$$

$$d_{n\min} < d_n < d_{n\max}$$

Ved å sette inn $d_{a\max}$ og $d_{n\min}$ hhv. $d_{a\min}$ og $d_{n\max}$ får man de teoretiske grenseverdiene for pressmonnet δ (hhv. $\delta_{\text{teoretisk maks}}$ og $\delta_{\text{teoretisk min}}$).

Det er meget sjeldent, ved parring av vilkårlig aksel og nav, at begge ligger på grensen av toleranseområdet. Beregner derfor følgende sannsynlige grenseverdier for pressmonnet:

$$\delta_{\min} = \frac{d_{a\text{ maks}} + d_{a\text{ min}}}{2} - \frac{d_{n\text{ maks}} + d_{n\text{ min}}}{2}$$

$$+ \frac{1}{2} \sqrt{(d_{a\text{ maks}} - d_{a\text{ min}})^2 + (d_{n\text{ maks}} - d_{n\text{ min}})^2}$$

$$- 4 (R_{a1} + R_{a2})$$

Minustegnet gir δ_{\min} og plusstegnet gir δ_{\max} .

For noen vanlige press- og krympepasninger kan vi finne det sannsynlige grenseverdier for det effektive pressmonnet i figur P6.

Diameter mm over t.o.m.	Midlere profil-høyde Ra µm navn baksel	H7/r6		H7/s6		H7/t6		H7/u6		H7/x6		H7/z6		
		δ_{\min}	δ_{\max}											
(10) + 18	1.6	1.1	-0.002	0.019	0.003	0.024			0.008	0.029				
+ 18)	2.0	1.25	-0.001	0.023	0.006	0.031			0.012	0.036	0.025	0.049	0.044	0.068
(24) + 30	2.0	1.25	-0.001	0.023	0.006	0.031	0.012	0.036	0.02	0.043	0.035	0.059	0.059	0.083
(30) + 40	2.5	1.6	-0.002	0.028	0.007	0.036	0.012	0.042	0.024	0.054	0.044	0.074	0.076	0.106
(40) + 50	2.5	1.6	-0.002	0.024	0.007	0.036	0.018	0.048	0.034	0.064	0.061	0.091	0.100	0.130
(50) + 65	3.2	2.0	-0.003	0.033	0.009	0.045	0.022	0.058	0.043	0.079	0.078	0.114	0.128	0.164
(65) + 80	3.2	2.0	-0.001	0.035	0.015	0.051	0.031	0.067	0.058	0.094	0.102	0.138	0.166	0.202
(80) + 100	3.2	2.0	0.003	0.044	0.023	0.064	0.043	0.084	0.076	0.117	0.130	0.171	0.210	0.251
(100) + 120	3.2	2.0	0.006	0.047	0.031	0.072	0.056	0.097	0.096	0.137	0.162	0.203	0.262	0.303
(120) + 140	4.0	2.5	0.006	0.053	0.035	0.082	0.065	0.112	0.113	0.160	0.191	0.238	0.308	0.355
(140) + 160	4.0	2.5	0.008	0.055	0.043	0.090	0.077	0.124	0.133	0.180	0.223	0.270	0.358	0.405
(160) + 180	4.0	2.5	0.011	0.058	0.051	0.098	0.089	0.136	0.153	0.200	0.253	0.300	0.408	0.455
<hr/>														
		H7/r7		H7/s7		H7/t7		H7/u7		H7/x7		H7/z7		
(180) + 200	5.0	5.0	0.005	0.070	0.050	0.115	0.094	0.159	0.164	0.229	0.278	0.343	0.448	0.513
(200) + 225	5.0	5.0	0.008	0.073	0.058	0.123	0.108	0.173	0.186	0.251	0.313	0.378	0.503	0.568
(225) + 250	5.0	5.0	0.012	0.077	0.068	0.133	0.124	0.189	0.212	0.277	0.353	0.418	0.568	0.633
(250) + 280	5.0	5.0	0.017	0.091	0.081	0.155	0.141	0.215	0.238	0.312	0.398	0.472	0.633	0.707
(280) + 315	5.0	5.0	0.021	0.095	0.093	0.167	0.163	0.237	0.273	0.347	0.448	0.522	0.713	0.787
(315) + 355	6.3	6.3	0.017	0.098	0.099	0.180	0.177	0.258	0.299	0.380	0.499	0.580	0.809	0.890
(355) + 400	6.3	6.3	0.023	0.104	0.117	0.198	0.203	0.284	0.344	0.425	0.569	0.650	0.909	0.990
(400) + 450	6.3	6.3	0.031	0.120	0.137	0.226	0.235	0.324	0.395	0.484	0.645	0.734	1.005	1.094
(450) + 500	6.3	6.3	0.037	0.126	0.157	0.246	0.265	0.354	0.445	0.534	0.725	0.814	1.155	1.244
<hr/>														
				H8/r7		H8/s7		H8/t7		H8/u7				
(500) + 560	10	6.3	-0.040	0.090	0.130	0.260	0.250	0.380	0.450	0.580				
'560) + 630	10	6.3	0.005	0.135	0.160	0.290	0.300	0.430	0.510	0.640				
(630) + 710	12.5	8	-0.063	0.152	0.162	0.310	0.321	0.450	0.561	0.710				
(710) + 800	12.5	8	0.006	0.155	0.201	0.350	0.384	0.530	0.661	0.810				
(800) + 900	12.5	8	0.020	0.184	0.240	0.404	0.394	0.558	0.750	0.914				
(900) + 1000	12.5	8	0.030	0.194	0.280	0.444	0.490	0.654	0.860	1.024				
(1000) + 1120	16	10	0.014	0.210	0.284	0.480	0.544	0.740	0.914	1.110				
(1120) + 1250	16	10	0.024	0.220	0.344	0.540	0.604	0.800	1.064	1.260				
(1250) + 1400	20	12.5	0.019	0.251	0.359	0.591	0.679	0.911	1.169	1.401				
(1400) + 1600	20	12.5	0.025	0.281	0.439	0.671	0.769	1.000	1.319	1.551				
(1600) + 1800	20	16.0	0.049	0.323	0.499	0.773	0.879	1.153	1.523	1.803				
(1800) + 2000	20	16	0.079	0.353	0.599	0.873	1.029	1.303	1.679	1.953				
(2000) + 2240	25	16	0.059	0.389	0.619	0.949	1.119	1.409	1.919	2.249				
(2240) + 2500	25	16	0.079	0.409	0.719	1.049	1.269	1.599	2.119	2.449				
(2500) + 2800	32	20	0.086	0.478	0.786	1.178	1.436	1.828	2.436	2.828				
(2800) + 3150	32	20	0.116	0.508	0.936	1.328	1.636	2.028	2.736	3.128				

Figur P6. Sannsynlige grenseverdier δ_{\min} og δ_{\max} i mm for det effektive pressmonnet for noen vanlige pasninger.

Beregning

Man kan velge dimensjoner og pasninger for forbindelsen og kontrollere at den overførbare belastningen er tilstrekkelig stor og at spenningene ikke er for høye.

For den valgte pasningen kan de sannsynlige grenseverdiene, δ_{\min} og δ_{\max} , for det effektive pressmonnet finnes ved bruk av tabell eller formel. Deretter gir formel tilsvarende grenseverier for flatetrykket.

Det overførbare momentet:

$$T = \frac{\mu p_{\min} \cdot \pi d^2 L}{2n}$$

hvor

- μ : friksjonskoeffisient
- d: pasningsflatens diameter
- L: pasningsflatens lengde
- N: sikkerhetsfaktor

Friksjonskoeffisienten kan variere og viser ved forsøk stor spredning. Friksjonskoeffisientene gitt i tabell ?? er sannsynligvis på den sikre siden og sikkerhetsfaktoren kan i normale tilfeller settes lik 1.

Materialkombinasjoner		Stål - stål	Støpejern - stål	Aluminium - stål
Krympe-forb.	Varierende bel.	$\mu = 0,10$	0,06	0,04
	Jevn bel.	$\mu = 0,15$	0,10	0,07
Press-forb.	Varierende bel.	$\mu = 0,06$	0,04	0,04
	Jevn bel.	$\mu = 0,08$	0,06	0,06
	Ved påpressing	$\mu_p = 0,24$	0,15	0,20

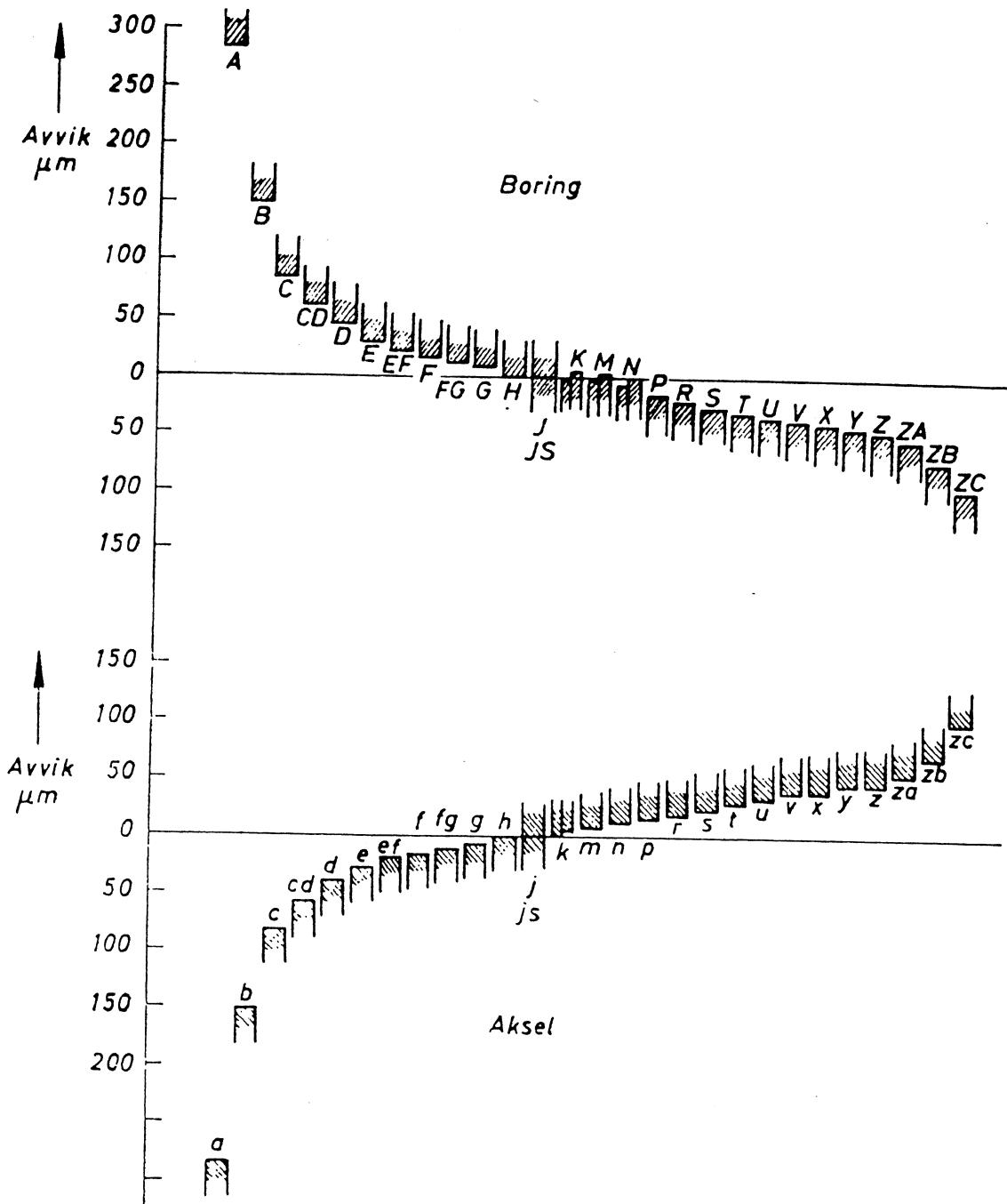
*Figur P7. Sikkerhetsfaktorer.

Ved nogenlunde tykke nav vil ikke en lokal flyting av materialet ha noen uheldig innflytelse. Begrenser derfor tangentialspenningen slik at:

$$\sigma_{ti} < R_{ef}$$

Dette kan innebære at ekvivalentspenningen blir noe større enn flytegrensen, og en likal flyting kan oppstå.

Ved sprø materialer benyttes: $\sigma_{ti} < 0,7 \cdot R_m$



Toleranseområdene plassering

Tekniske tegninger

Tegningformer

Til teknisk tegning benyttes fortinnsvis formater etter A-serien, med utgangsformat A0. Andre formater dannes ved fordobling eller halvering. Lange formater dannes ved å sette sammen to eller flere A-formater.

	Basismai i mm	over t.o.m.	3	6	10	18	30	50	80	120	180
Passing											
h5	Basisaksel	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	
G6	Trang løpepassing	+8	+12	+14	+17	+20	+25	+29	+34	+39	
H6	Skyvepassing	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	
J6	Sugepassing	+2	+5	+5	+5	+8	+10	+13	+16	+18	
K6	Lett drivpassing	0	+2	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	
M6	Drivpassing	-6	-6	-7	-7	-9	-11	-13	-15	-18	
N6	Hård drivpassing	-8	-9	-12	-15	-17	-20	-24	-24	-28	
h6	Basisaksel	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	
E8	Lett løpepassing	+0	+0	+0	+0	+0	+0	+0	+0	+0	
F8	Løpepassing	+14	+20	+25	+32	+39	+73	+89	+106	+126	+148
G7	Trang løpepassing	+20	+23	+35	+43	+53	+64	+76	+90	+106	
H7	Skyvepassing	+6	+10	+13	+16	+20	+25	+30	+36	+43	
J7	Sugepassing	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	
K7	Lett drivpassing	+2	+2	+4	+5	+6	+7	+9	+10	+12	+14
M7	Drivpassing	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	
N7	Hård drivpassing	-4	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-18	-20	
P7	Presspassing	-6	-8	-9	-11	-14	-17	-21	-24	-28	
h8	Basisaksel	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	
D10	Meret lett løpepassing	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0	
E9	Lett løpepassing	+60	+78	+98	+120	+149	+180	+220	+260	+305	
F8	Løpepassing	+39	+50	+61	+75	+92	+112	+134	+159	+185	
H8	Skyvepassing	+14	+20	+25	+32	+40	+50	+60	+72	+85	
h11	Basisaksel	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	
A11	Løpepassing med stor klarings løpepassing med stor klarings	+330	+345	+376	+400	+430	+470	+530	+600	+710	
B11	Løpepassing med stor klarings	+270	+270	+280	+290	+300	+320	+330	+360	+410	+530
D11	Meret lett løpepassing	+80	+105	+130	+150	+160	+180	+200	+240	+310	
H11	Løpepassing til skyvepassing	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	

Avgikk i μm (1 $\mu\text{m} = 1/1000 \text{ mm}$)

Stiplet
Bokstaver, tall og tegn skrives tydelig, enten vertikalt eller med 75° helning. Høyden kan være 2,5 – 3,5 – 5 – 7 – 10 – 14 eller 20 mm. Ved eventuell mikrofotografering benyttes minst 5 mm for A0 og 3,5 for A1. Minst avstand mellom 2 streker skal ved mikrofotografering være 2 x strektykkelsen, dog ikke mindre enn 0,5 mm.

Strek-punkt
Markering av overflatebehandling.

Skrift.
Skriftforløp. Grov i endene og ved knekkpunkter. Senter- og symmetrilinjer. Bevegelige delers yttersillinger. Konturer foran tegneplanet.

Riss og snitt.
Riss benyttes til å gjengi en gjenstands form. Hovedrisset (oppriisset) gjengir i alminnelighet gjenstanden i den stilling den benyttes, eller i den mest hensiktsmessige stilling for fremstilling. De øvrige riss viser andre sider av gjenstanden, og passerer i Norge etter den europeiske projeksjonsmetode E, mens den amerikanske metode A praktiseres i oversjøiske land. Hvis det kan oppstå tvil om hvilken metode som er benyttet, kan metoden symbol angis sammen med målestokken.

Målestokker.
Målestokkene har følgende størrelse:

A ABCDEFGHIJKLMNOPQRSTUVWXYZÆØÅ
a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z æ ø å
1234567890 (l:..; *+-=?%a)

E ABCDEFGHJKL
a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z æ ø å

1234567890 (l:..; *+-=?%a)

Grov
Hjelplinjer for målestilling, skravering, tilstørende deler m.m.
Bruddlinjer.
Skjulte konturer og gienger.
Markering av overflatebehandling.
Snittforløp. Grov i endene og ved knekkpunkter.
Senter- og symmetrilinjer. Bevegelige delers yttersillinger. Konturer foran tegneplanet.

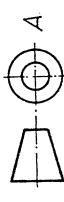
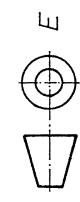
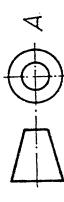
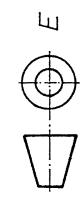
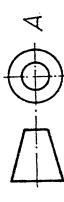
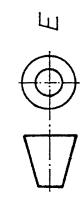
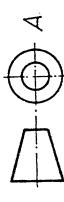
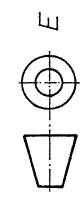
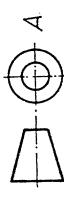
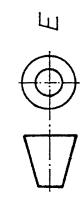
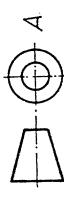
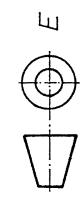
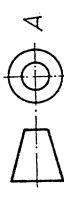
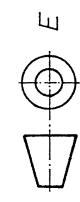
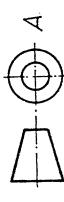
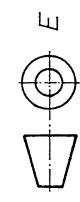
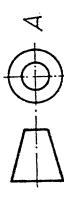
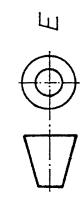
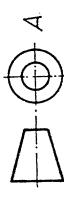
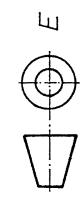
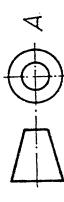
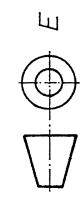
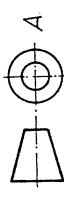
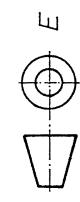
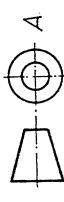
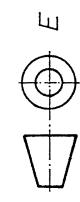
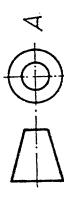
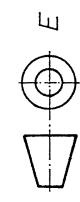
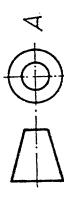
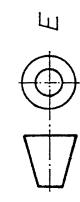
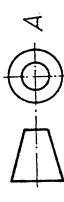
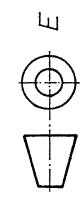
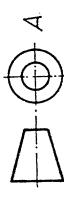
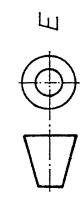
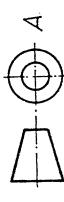
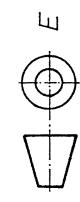
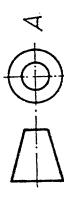
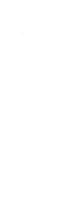
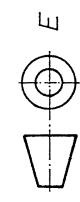
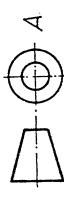
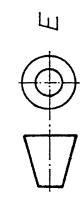
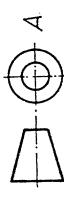
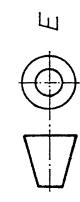
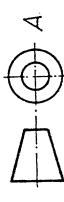
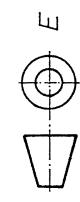
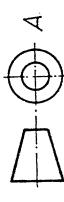
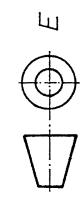
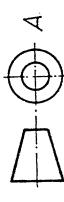
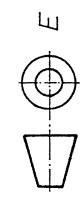
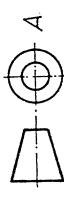
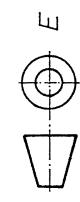
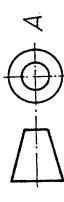
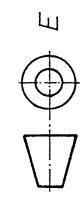
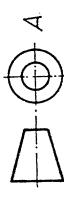
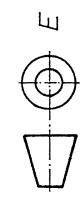
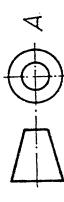
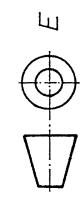
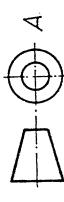
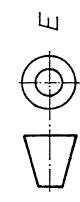
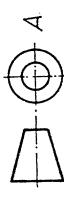
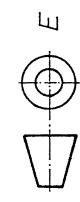
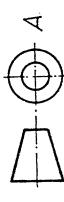
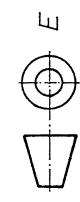
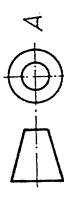
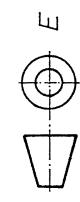
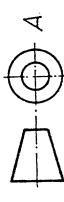
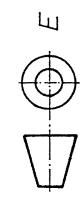
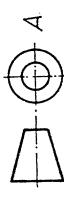
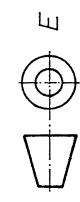
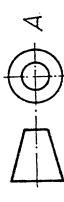
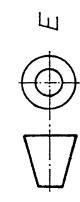
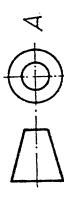
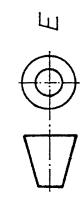
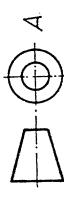
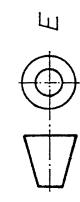
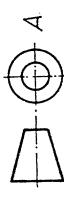
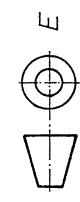
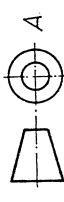
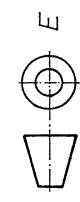
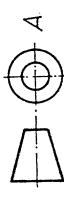
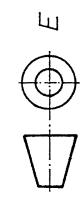
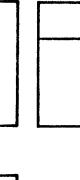
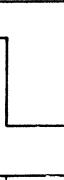
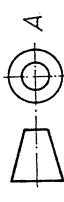
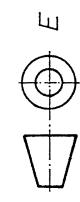
Fin
Fin, frihånds
Middels grov

Fin
Grov
Grov og fin
Fin

Grov
Grov og fin
Fin

Fin
Fin
Fin

Fin
Fin
Fin



Boringsbasis

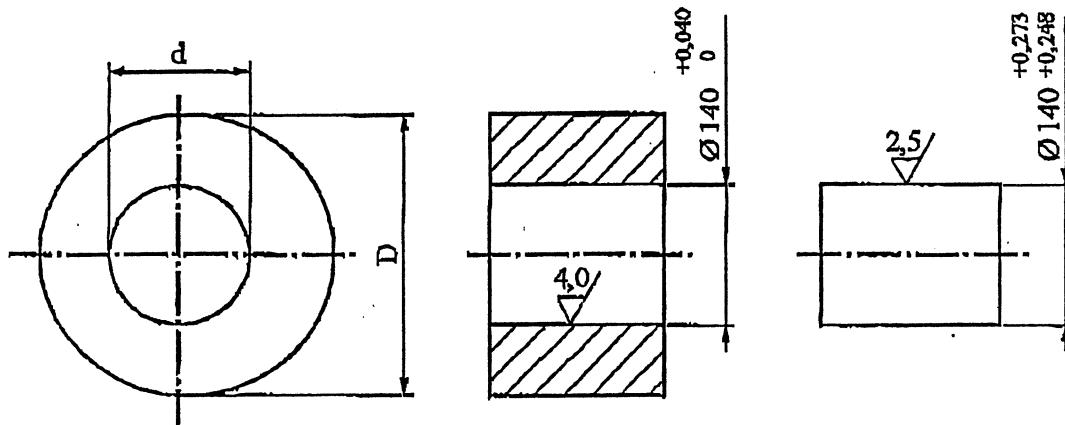
Hard presspasning H 8 / u 7	Nav for tannhjul, løpehjul og svinghjul. Akselflenser. Må monteres med presse eller oppvarmes for tilstrekkelig varmedifferanse.
Presspasning. H 7 / r 6	Tannhjul, koplinger og bremseskiver på hurtigløpende aksler. Bronsekrans på støpejernshjul. Føringer i lagerhus. Monteres med presse eller varmediff.
Drivpasning. H 7 / n 6	Lagerskåler i lagerhus. Lettere løsbare hjul på aksler, festet med passkile. Monteres med presse eller varmedifferanse.
Lett drivpasning. H 7 / k 6	Reimskiver, koplinger, tannhjul på aksler. Svinghjul med tangentialkile. Handhjul og svingarmer. Kan bankes på plass med hammer.
Sugepasning. H 7 / j 6	Reimskiver, tannhjul, handhjul og føringer som må skiftes ofte eller er vanskelig å montere. Kan bankes på plass eller også skyves for hand.
Skyvepasning. H 7 / h 6	Tannhjul på aksler, stoppringer, søyleføringer. Løs føring for stempelbolt. Sentrering for flenser. Kan forskyves for hand.
Skyvepasning. H 7 / h 9	For lett løsbare sentreringer, som lagerdeksler. Tannhjul, koplinger og bremseskiver på kaldvalsede (komprimerte) aksler (med lave turtall). Lett skyvbar.
Nøyaktig løpepasning. H 7 / g 6	Tannhjul på glidekile. Skyvekoplinger. Lager for trekkstang.
Løpepasning. H 7 / f 7	Nøyaktig lagring for drivaksler, kamaksler, glidemuffer. Lagre for veivaksler, aksler for pumper og vifter. Krysshode i glidebanen. Stempler og cylindere.
Grov løpepasning. H 11 / h 11	Deler som blir stiftet, skrudd eller klemt fast på akselen. Distansering og -hylse. Armsjalter. Aksler og tapper med fast opplagring.

Akselbasis

Lett løpepasning. E 8 / h 9	Tauskiver, tannhjul, koplingsmuffer som skal forskyves på blankaksel, som transmisjons- og forlagsaksler. Ringsmøringslagre og fettsmurte lagre.
Grov løpepasning med stor klaring. A 11 / h 11	Opphenging av fjærer og bremser. Koplingsbolt for lokomotiver. Boring i overfallsmuttere.

Oppgave 1.

På en massiv aksel skal det påkrympes et nav. For forbindelsen aksel/nav gjelder pasningen H7/x6. Dimensjoner, toleranser og overflateruhet er gitt i figur 1. Aksel og nav er av samme stål.



Figur 1. Forbindelsen aksel / nav.

- a) Hva blir største og minste pressmonn (δ_{\max} og δ_{\min})
 • basert på teoretiske grenseverdier (toleranser)?
 • basert på sannsynlige grenseverdier (effektivt pressmonn)?

Hvorfor bør en ikke regne med de teoretiske grenseverdiene for pressmonnet når en vil fastlegge største og minste flatetrykk?

- b) Beregn største og minste flatetrykk, p_{\max} hhv. p_{\min} , basert på det effektive pressmonnet.
 c) Finn sikkerheten mot flyting i navet basert på deviasjonsarbeidshypotesen (von Mises-hypotesen) og kommenter verdien.

Oppgitt:

$$D = 280 \text{ mm}$$

$$d = 140 \text{ mm}$$

$$\text{Elastisitetsmodul: } E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$\text{Poissons tall: } \nu = 0,3$$

$$\text{Flytegrense: } R_{eH} = 265 \text{ MPa}$$

Oppgave 1.

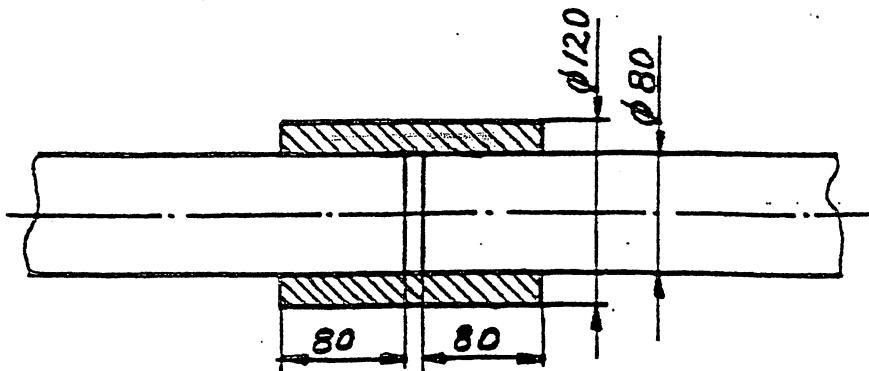


Fig. 1.

Fig. 1 viser 2 massive aksler som er krympet inn i en hylse. Før monteringen av forbindelsen er forskjellen på akseldiameter og hylsens indre diameter (pressmonnet), $\delta = 0,080 \text{ mm}$, (etter at det er kompensert for ruhet på flatene).

Hylsen og akslene er fremstillet av stål.

- Beregn flatetrykket mellom kontaktflatene etter montering. $p = 58,3 \text{ MPa}$
- Angi hvor vi får maksimal tangential- og radialspenning i hylsen på grunn av presspasningen, og beregn størrelsen på disse spenningene.
 $\sigma_{tmax} = 15,7 \text{ MPa}$ $\sigma_rmax = -58,3 \text{ MPa}$
- Frikjonskoeffisienten mellom hylse og aksler forutsettes å være $\mu = 0,12$. Vi belaster forbindelsen med et torsjonsmoment. Beregn maksimal tangentialkraft i kontaktflaten før glidning inntrer. $140,663 \text{ N}$
- Beregn den overførbare effekten ved 1500 o/min. under forutsetning av en sikkerhet mot glidning: $\eta = 1,5$. $P = 589 \text{ kW}$
- For kjøling av utstyr, bores det gjennom begge akslers senterlinje et hull med diameter 10 mm. Olje pumpes så gjennom kanalen. Dette forårsaker ved drift en temperaturforskjell på 30°C mellom aksler og hylse. (Høyest temperatur på hylsen).

Med forøvrig samme betingelser som under d), beregn den effekt som nå kan overføres.

$$P = 391 \text{ kW}$$

For stålmaterialene kan det regnes med:

Lineær varmeutvidelseskoeffisient: $\alpha_{stål} = 11 \times 10^{-6} \text{ m/m}^{\circ}\text{C}$.

Elastisitetsmodul: $E_{stål} = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$.

Poissons tall: $\nu_{stål} = 0,3$