

3. UTMATTING

Dette kapitlet beskriver hvordan utmattingsbrudd oppstår og hvordan dimensjonering av en maskindel med hensyn på utmattning skal utføres. Det vises også et par eksempler på hvordan en maskindel kontrolleres for tilstrekkelig kapasitet mot utmattning.

3.1. INTRODUKSJON

Mellan 80-95% av alle brudd i maskinkomponenter er utmattingsbrudd. Dette skyldes ofte problemer med å ha full oversikt over alle faktorer som innvirker på utmattingsrisikoen, spesielt spenningskonsentrasjoner som kan bli større enn forutsatt. Det typiske for utmattingsbrudd er at de:

- * oppstår som regel der hvor det har vært en form for kjerv (uregelmessighet som medfører spenningskonsentrasjoner) i overflaten.

- * inntreffer etter et (som regel) stort antall belastningsvekslinger og ved spenninger som er betydelig lavere enn materialets statiske fasthet.

Bruddflaten får et typisk utseende som vist i fig. 3.1

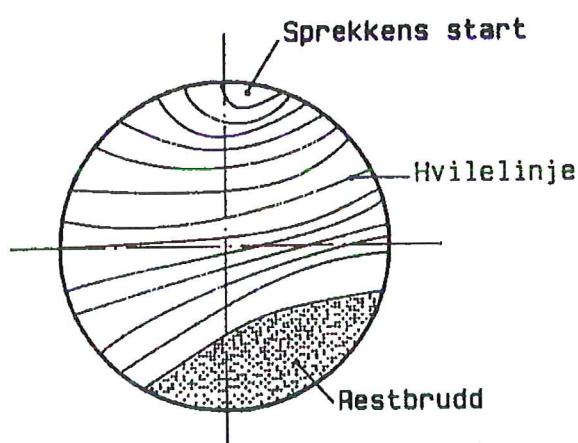


Fig. 3.1. Bruddflate ved utmattingsbrudd.

Bruddet starter ved en kjerv i overflaten, og beveger seg i step innover i materialet slik at det fremkommer typiske hvilelinjer (her har bruddet stått en stund uten å forplante seg videre innover), se fig. 3.1. Mellom disse hvilelinjene har bruddflaten en glatt overflate. Når det resterende tverrsnittet når en minimum grense avhengig av belastning vil det oppstå restbrudd (statisk brudd) uten nevneverdig plastisk deformasjon.

3.2. DIMENSJONERINGSKRITERIER

På grunn av usikkerhet ved kjervene skiller det mellom tre forskjellige prinsipper for dimensjonering med hensyn på utmatting:

* Dimensjonering for "uendelig levetid": Maskindelen skal tåle alle belastningsvekslinger som kan tenkes oppstå. Resultatet er betydelig overdimensjonering og tyngre konstruksjoner. Eksempler på slike konstruksjoner er: Ventilfjærer og andre motordeler.

* Dimensjonering for "sikker levetid" ('Safe-life'): Maskindelen skal tåle alle belastningsvekslinger som oppstår i konstruksjonen under dens levetid (Rimelig sikkerhet for ønsket levetid kan for eksempel være: 97%). Eksempler på slike konstruksjoner er: Kulelager og hjuloppheng på motorkjøretøy

* Dimensjonering for "bruuddsikker konstruksjon" ('Fail safe') Konstruksjoner konstrueres med innebygde reserveelement; det vil ikke være umiddelbar fare for katastrofale følger ved brudd. Disse konstruksjonene krever regelmessig inspeksjon av sprekkvekst. Dette konstruksjonsprinsipp er gunstig ved flykonstruksjon både sikkerhetsmessig og økonomisk

Den videre behandling av emnet utmatting baserer seg på prinsippet: Dimensjonering for 'uendelig' levetid. I litteraturen finnes ulike metoder for dimensjonering med hensyn på utmatting, men felles for disse er at beregningene er basert på fysiske forsøk. Forsøkene gir gjerne forskjellige resultater og de ulike empiriske faktorer blir derfor usikre.

3.3. STANDARDISERTE FORSØK MED POLERT PRØVESTAV

Beregningsgrunnlaget for utmatting er basert på forsøksresultater. Utmatningsfastheten bestemmes ved standardiserte forsøk ved bruk av glatt, polert stav med diameter 10mm. Stavene utsettes for belastningsvariasjoner som bøyning, strekk-trykk, torsjon eller liknende. Spenningsene varierer da omkring en middelspenning σ_m og med amplitud σ_a , vist i fig. 3.2

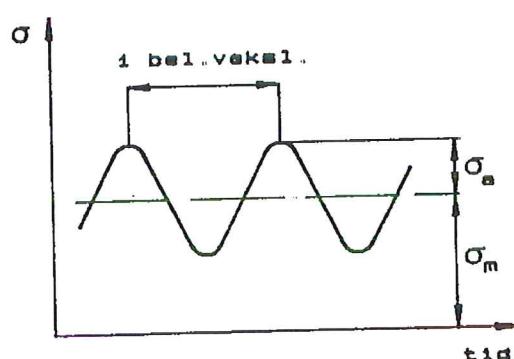


Fig. 3.2. Spenningsvariasjon i en stav utsatt for belastningsvariasjoner.

Avhengig av om absoluttverdien av $\sigma_m \geq \sigma_a$ eller $\sigma_m = 0$ skiller det mellom pulserende og vekslende spenningscykler, vist i fig. 3.3.

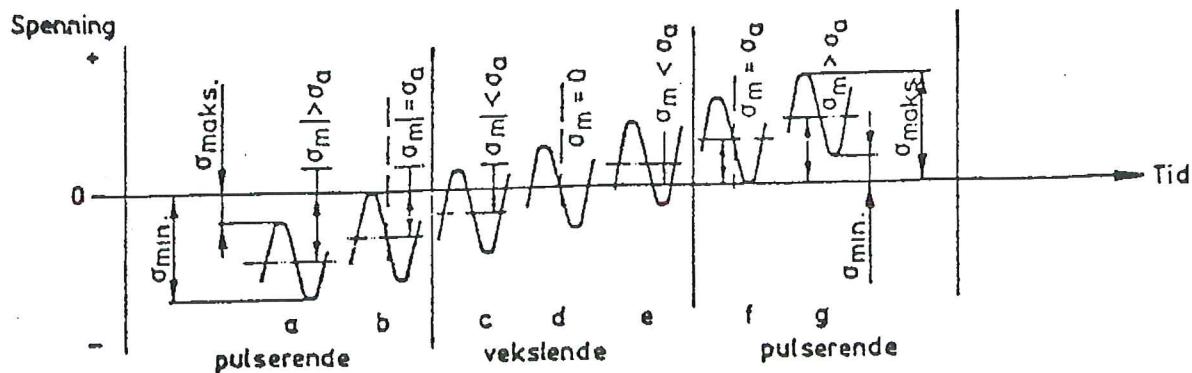


Fig. 3.3. Typer spenningscykler.

Ved å kjøre flere forsøk (25 - 30 staver) med samme σ_m og med variert σ_a til brudd oppnås sammenhengen mellom spenningsamplituden og antall belastningsvekslinger N . Ved σ_a til brudd gir N_1 belastningsvekslinger, osv. Ved å plotte disse verdiene inn i et diagram som vist i fig. 3.4, oppnås en såkalt Wöhlerkurve (Diagrammet er oppkalt etter tyskeren Wöhler som ca. 1850 utførte forsøk på jernbanevogn-aksler)

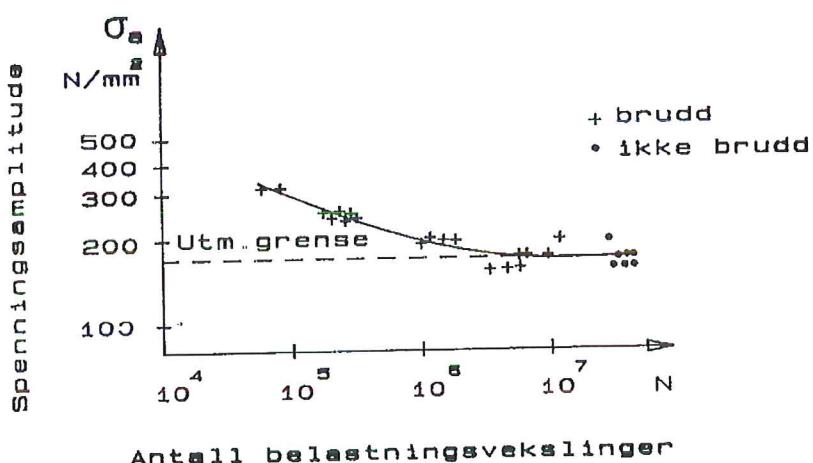


Fig. 3.4. Wöhlerkurve

Wöhlerkurven angir sammenhengen mellom spenningsamplituden eller utmatningsamplituden og antall belastningsvekslinger for et bestemt konstant antall belastningsvekslinger.

Ved å bestemme Wöhler-kurver for forskjellige σ_m , finnes utmatningsamplituden som en funksjon av σ_m . Dette er vist i det såkalt Smith-diagrammet, se fig. 3.5

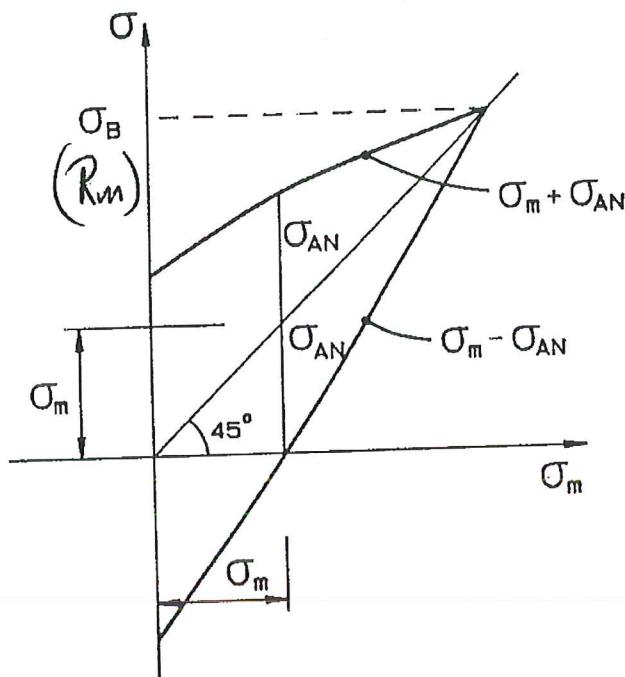


Fig. 3.5 Smith - diagram.

Grensekurvene ($\sigma_m + \sigma_{AN}$) og ($\sigma_m - \sigma_{AN}$) tilsvarer 50% bruddrisiko da σ_{AN} representerer et gjennomsnitt av antall staver kjørt til brudd ved vedkommende σ_m . Spenningsvariasjon innenfor grensekurvene gir mindre enn 50% bruddrisiko

Ved konstruksjon av Smith-diagrammet avsettes middelspanningen langs x-aksen, og utmattingsamplituden langs y-aksen. Legg merke til linjen som danner 45° med x-aksen, og toppunktet som angir σ_B (strekfastheten). Diagrammet viser at ved økende middelspanning σ_m avtar amplitudespenningen σ_a .

Ofte angis i litteraturen at middelspanningen ikke må bli større enn flytespenningen, men maksimalspanning opptrer i praksis lokalt og slike lokale spenninger kan overskride flytespenningen.

Utmattingsfasthet for de mest benyttede konstruksjonsstål finnes fra tabell 3.1. og er gitt på følgende form:

$$\sigma_B = \sigma_m \pm \sigma_{AN} \quad (31)$$

Type	Utmattingsfasthet [N /mm ²]		Merknad
	Strekk / trykk	Bøyning	
S235	0 ± 160 130 ± 130	0 ± 190 150 ± 150	Sveisbart
S275	0 ± 180 145 ± 145	0 ± 220 175 ± 175	Sveisbart
S355	0 ± 240 190 ± 190	0 ± 280 225 ± 225	Sveisbart
E295	0 ± 220 180 ± 180	0 ± 260 210 ± 210	Ikke sveisbart
E335	0 ± 250 200 ± 200	0 ± 300 240 ± 240	Ikke sveisbart
E360	0 ± 300 240 ± 240	0 ± 350 280 ± 280	Ikke sveisbart

Tabell 3.1 Utmattingsfasthet for utvalgte konstruksjonsstål.

Utmattingsfastheten er avhengig av type belastning og er lavest ved strekk / trykk.

For standard prøvestav i materiale S235 utsatt for strekk - trykk - belastning tegnes Smith-diagrammet på følgende måte:

For oppgitt materiale og belastning finnes :

$$\sigma_N = 0 \pm 160 \text{ og } 130 \pm 130 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

De første utmattingsdataene angir at middelspanning $\sigma_m = 0$ og utmattingsamplituden $\sigma_{AN} = \pm 160 \text{ N/mm}^2$; dvs. vi har symmetrisk vekslende belastning. Svingebildet og plassering i Smith - diagrammet er vist i fig. 3.6 a). De siste dataene angir at $\sigma_m = 130 \text{ N/mm}^2$ og at $\sigma_{AN} = 130 \text{ N/mm}^2$, mao. utsvingende belastning (varierer fra 0 til en max. verdi). Svingebildet og tilsvarende plassering i Smith - diagrammet er vist i fig. 3.6 b).

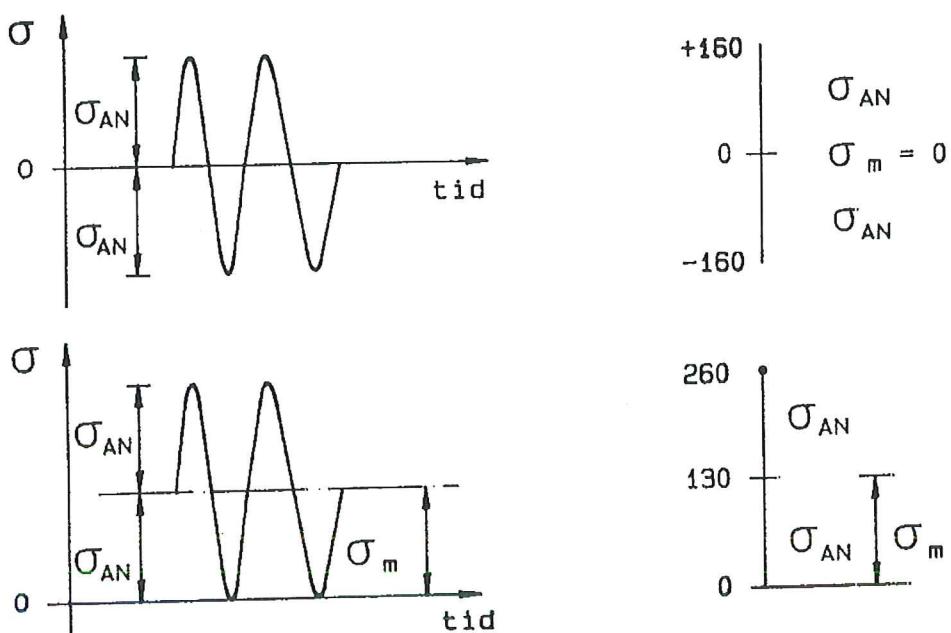


Fig. 3.6. Svingebilde og tilhørende plassering i Smith-diagram. a) for vekslende belastning, b) utsvingende belastning.

Ved å tegne fig. 3.6 a) og fig. 3.6 b) inn i samme figur fås fig. 3.7. Her er linjene mellom de gitte punkter trukket som rette linjer og dette er vanlig praksis.

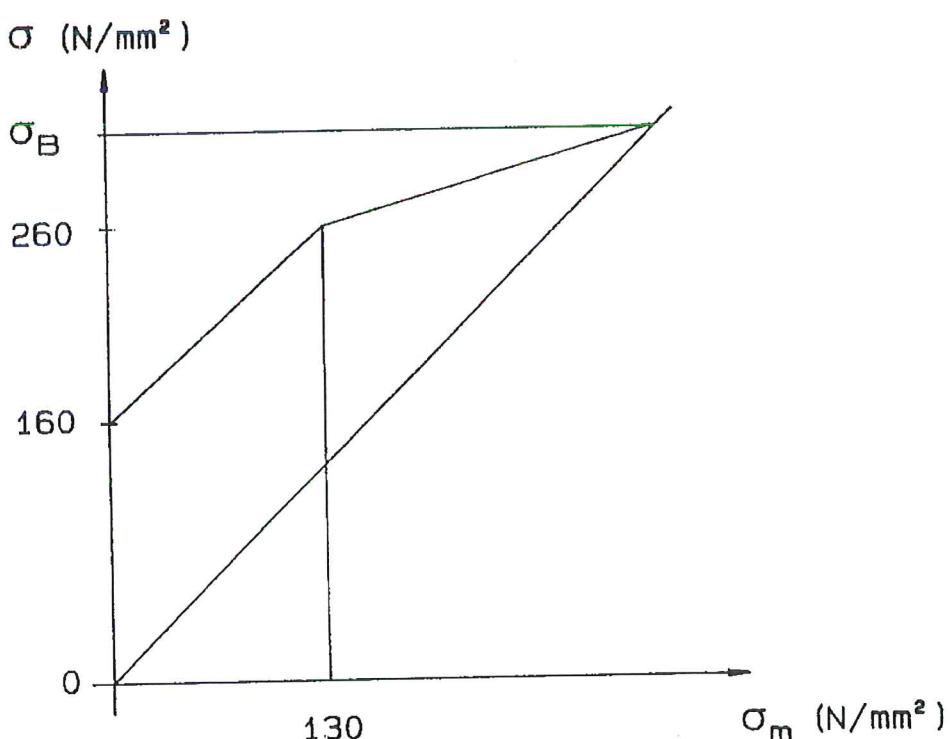


Fig. 3.7 Opptegning av Smith - diagram.

Forøvrig henvises til NS 10175 for flere benevnelser, symboler og definisjoner

3.4. REDUKSJON AV UTMATTINGSFASTHETEN

Smith - diagrammet tegnet i fig 3.7 gjelder kun for polert prøvestav med diameter lik 10mm (standardisert prøvestav). For prøvestaver med annen overflate og / eller annen diameter må utmattingsamplituden reduseres. Redusjonen skjer på følgende måte pga :

* DIMENSJONSEFFEKTEN.

Fig. 3.8 viser hvordan dimensjonsfaktor b_1 avtar med økende dimensjon.

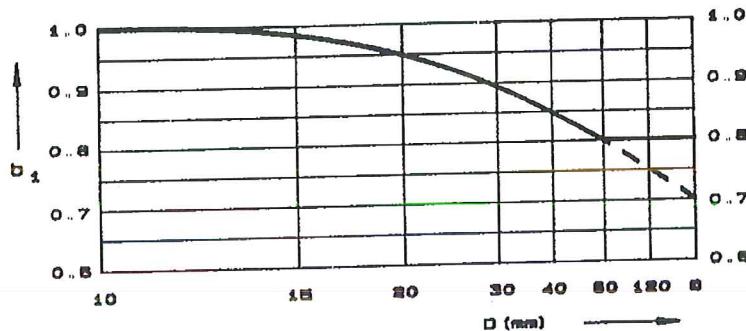


Fig. 3.8. Dimensjonsfaktor b_1 .

For dimensjoner over 60 mm benyttes den stiplete kurven kun for bøyning og torsjon ved lave spenningskonsentrasjoner

* OVERFLATENS BETYDNING.

Fig. 3.9 viser reduksjonsfaktor b_2 som funksjon av overflatefinhet og strekkfasthet σ_B . Legg merke til at b_2 avtar når σ_B øker, også for mindre bearbeidede overflater. Det kreves mao. større krav til fin overflate på materialer med høy fasthet.

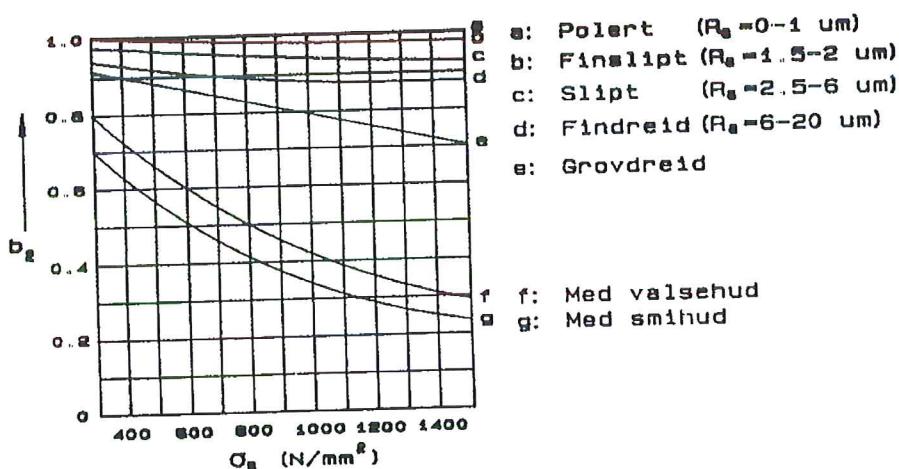


Fig. 3.9. Overflatefaktor b_2 .

Overflaten på det kritiske stedet er avgjørende for utmattingsfastheten.

Belegg for korrosjonsbeskyttelse påvirker utmattingsfastheten, og følgende overflatefaktorer kan benyttes:

* Elektrolytisk pålegging (sink, kadmium, tinn, bly, kobber og sølv):	$b_2 = 1.0$
* Belegg av nikkel og krom:	$b_2 \sim 0.4$
* Varmforsinking:	$b_2 \sim 0.9$
* Metall-på-sprøyting, molybden:	$b_2 \sim 0.6$
* Metall-på-sprøyting, stål:	$b_2 \sim 0.5$

Utmattingsfastheten kan økes ved kaldbearbeiding (trykkrulling, hagleblåsing) og ved overflateherding (tre ganger ved nitrering).

* FIBERRETNINGEN.

Fasthetsverdier gjelder i akselens lengderetning. For spenninger som virker i tverretningen gjelder:

$$\begin{aligned} b_3 &= 0.9 : \text{bløtt stål} \\ b_3 &= 0.75 : \text{høyfaste stål} \end{aligned}$$

Stenger og plater med store inneslutninger utvalset i lengderetningen kan ha veldig lav fasthet i tverretningen

* TOTAL REDUKSJON.

Den resulterende reduksjonsfaktoren blir totalt:

$$b_{\text{tot}} = b_1 b_2 b_3 \quad (32)$$

I Smith - diagrammet vil den reduserte utmattingsamplituden bli

$$\sigma_{\text{AN(red)}} = \sigma_{\text{AN}} b_{\text{tot}} \quad (33)$$

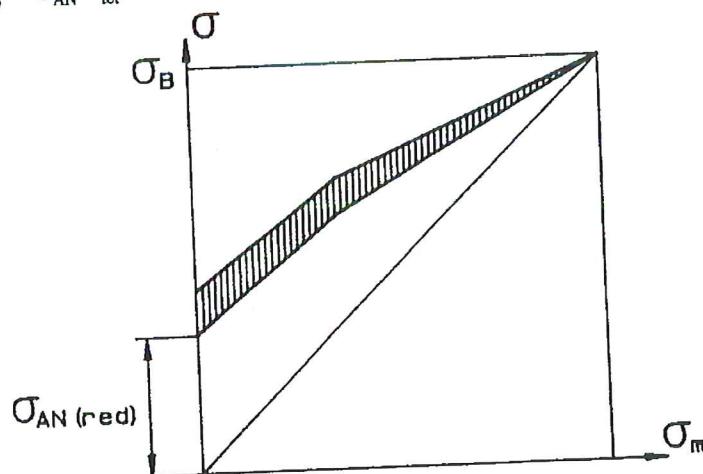


Fig. 3.10. Redusert SMITH- diagram.

Redusjonen utføres for $\sigma_m = 0$ og for $\sigma_{\min} = 0$. Dette er vist i fig. 3.10. Fra Smith-diagrammet finnes den reduserte utmattingsamplituden for vilkårlig opptrædende middelspenning.

3.5. KJERVVIRKNING

En kjerv på en maskindel (for eksempel en aksel) kan være tverrsnittsoverganger, spor, hull, m.m. og disse medfører spenningskonsentrasjoner i overflaten. De fleste (alle) utmattingsbrudd skyldes en utmattningssprekk som har hatt utgangspunkt i en eller annen form for kjerv

Forsøk utført med prøvestaver med og uten kjerv har vist at utmattingsfastheten nedsettes når en kjerv i forholdet gitt ved kjervfaktoren:

$$K_f = \sigma_{AN(\text{uten kjerv})} / \sigma_{AN(\text{med kjerv})} > 1 \quad (3.4)$$

Ved utføring av forsøk har man også fått frem følgende empiriske formel for kjervfaktoren:

$$K_f = 1 + \eta(K_t - 1) \quad (3.5)$$

hvor

η : kjervfølsomhetsfaktor avhengig av fasthet og kjervradius. Kjervfølsomhetsfaktoren er definert som og funnet mindre enn 1 etter forsøk:

$$\eta = (K_f - 1) / (K_t - 1) < 1 \quad (3.6)$$

Kjervfølsomhetsfaktoren finnes i fig. 3.11. og viser at en gitt kjerv gjør større skade jo høyere stålets fasthet er.

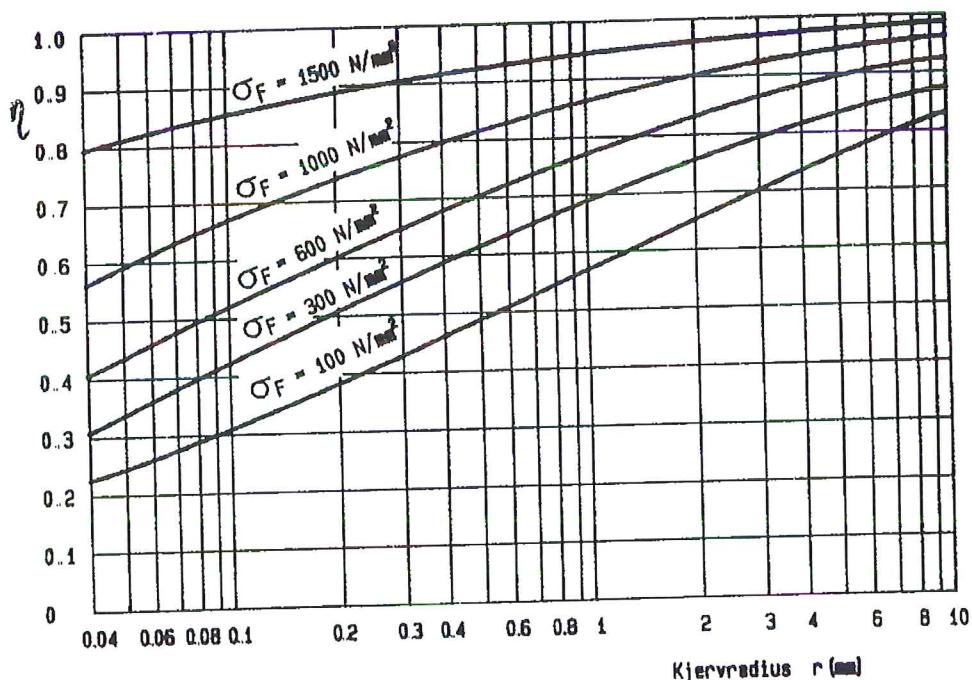


Fig. 3.11. Kjervfølsomhetsfaktor η for stål.

Som det fremgår av fig. 3.11. er kjervfølsomhetsfaktoren avhengig av både materialet og kjervradius.

For andre materialer settes kjervfølsomhetsfaktoren lik:

- * Grått støpejern: $\eta = 0.2$
- * Austenittisk stål: $\eta = 0.2 - 0.4$
- * Andre stål: $\eta < 0.2$
- * Sprø materialer: $\eta = 1.0$

K_t : formfaktor som uttrykker graden av spenningskonsentrasjon pga. kjerven. Formfaktoren er definert:

$$K_t = \sigma_{\text{maks}} / \sigma_n \quad (3.7)$$

hvor

σ_{maks} : maksimalt opptrædende spennin

σ_n : nominell spennin

Fig. 3.12. viser en aksel med ringspor utsatt for hhv. strekk, bøyning og torsjon Den nominelle og den maksimale spennin for disse belastningstilfeller er inntegnet

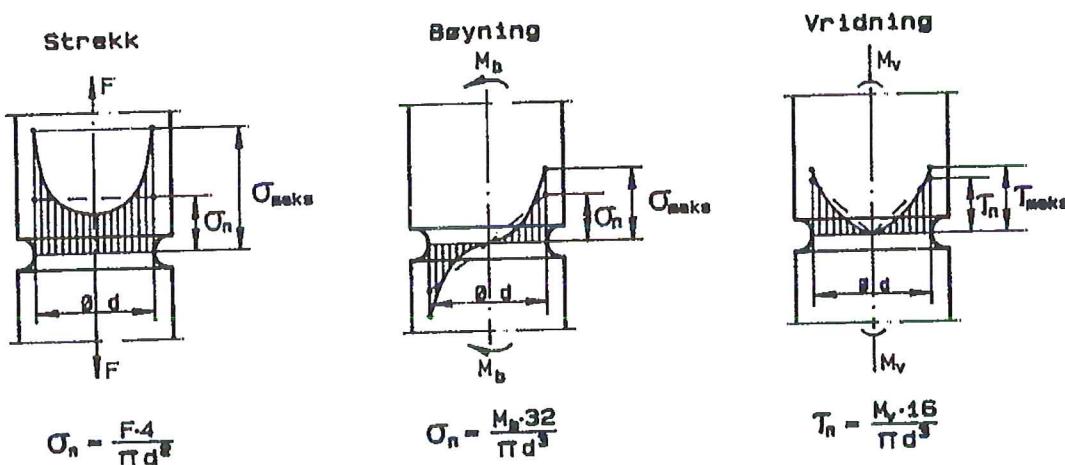


Fig. 3.12. Nominell spennin for belastningstilfellene strekk, bøyning og torsjon.

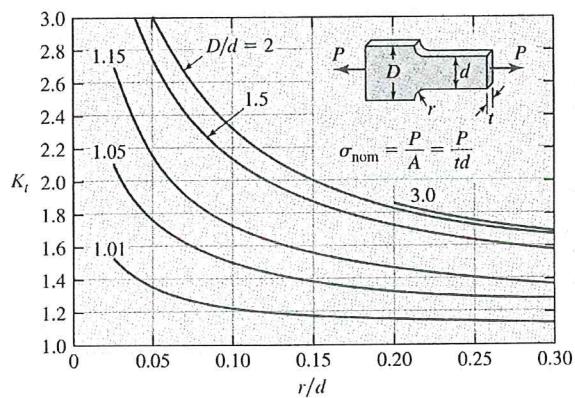
K_t finnes i figurene 3.13 - 3.18. avhengig av kjervform og belastningsart. Ved å beregne kjervdybde: r/d og kjervskarphet: r/d finnes formfaktor K_t ved avlesning i figurene. Diagrammene er gjengitt etter referanse / 19 /, og her kan en også finne informasjon om andre kjervformer.

Appendix C

STRESS CONCENTRATION FACTORS

In the following charts, the theoretical or geometric stress concentration factors K_t for some common cases are presented as an aid to the reader in the solution of practical problems. These graphs were selected from the extensive charts found in [8–13] of Chapter 3. Equations to estimate most of these curves have been included to allow automatic generation of the K_t during calculations. Figures C.1 through C.6 are for flat bars and C.7 through C.13 relate to cylindrical members. Note that the results pertain to an isotropic material and for use in Eqs. (3.40).

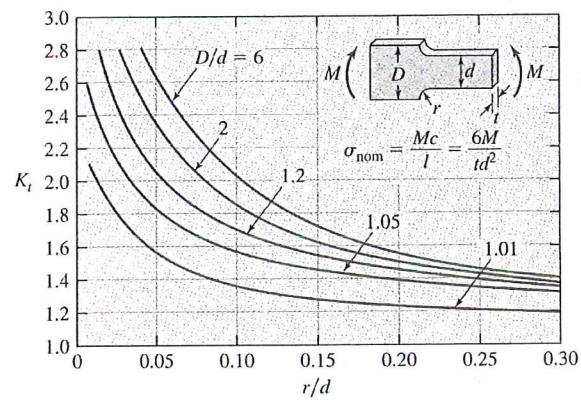
- C.1** Theoretical stress-concentration factor K_t for a filleted bar in axial tension.
- C.2** Theoretical stress-concentration factor K_t for a filleted bar in bending.
- C.3** Theoretical stress-concentration factor K_t for a notched bar in axial tension.
- C.4** Theoretical stress-concentration factor K_t for a notched bar in bending.
- C.5** Theoretical stress-concentration factor K_t ; *A*—for a flat bar loaded in tension by a pin through the transverse hole; *B*—for a flat bar with a transverse hole in axial tension.
- C.6** Theoretical stress-concentration factor K_t for a flat bar with a transverse hole in bending.
- C.7** Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in axial tension.
- C.8** Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in torsion.
- C.9** Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in bending.
- C.10** Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in axial tension.
- C.11** Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in torsion.
- C.12** Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in bending.
- C.13** Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a transverse hole in axial tension, bending, and torsion.



Approximate formula
 $K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$, where:

D/d	B	a
2.00	1.100	-0.321
1.50	1.077	-0.296
1.15	1.014	-0.239
1.05	0.998	-0.138
1.01	0.977	-0.107

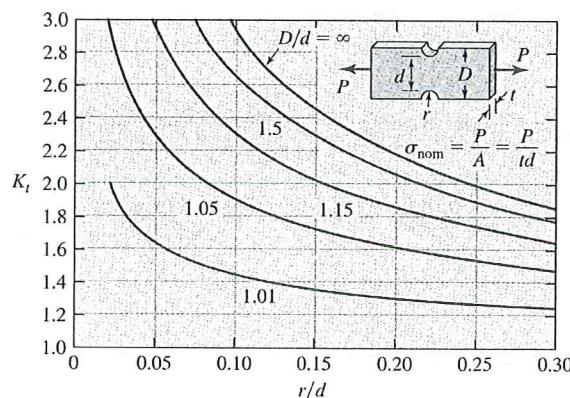
Figure C.1 Theoretical stress-concentration factor K_t for a filleted bar in axial tension [9 and 12, Chapter 3].



Approximate formula
 $K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$, where:

D/d	B	a
6.00	0.896	-0.358
2.00	0.932	-0.303
1.20	0.996	-0.238
1.05	1.023	-0.192
1.01	0.967	-0.154

Figure C.2 Theoretical stress-concentration factor K_t for a filleted bar in bending [9 and 12, Chapter 3].

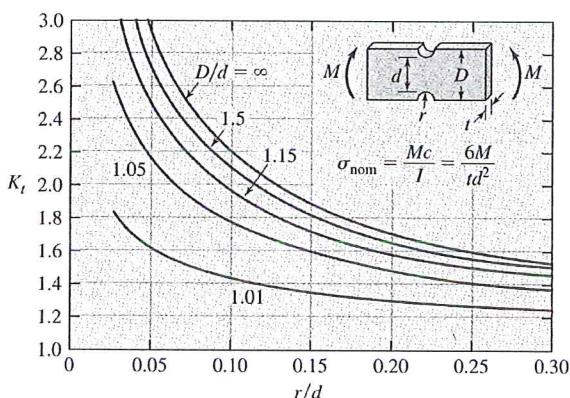


Approximate formula

$$K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$$
, where:

D/d	B	a
∞	1.110	-0.417
1.50	1.133	-0.366
1.15	1.095	-0.325
1.05	1.091	-0.242
1.01	1.043	-0.142

Figure C.3 Theoretical stress-concentration factor K_t for a notched bar in axial tension [9 and 12, Chapter 3].



Approximate formula

$$K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$$
, where:

D/d	B	a
∞	0.971	-0.357
1.50	0.983	-0.334
1.15	0.993	-0.303
1.05	1.025	-0.240
1.01	1.061	-0.134

Figure C.4 Theoretical stress-concentration factor K_t for a notched bar in bending [9 and 12, Chapter 3].

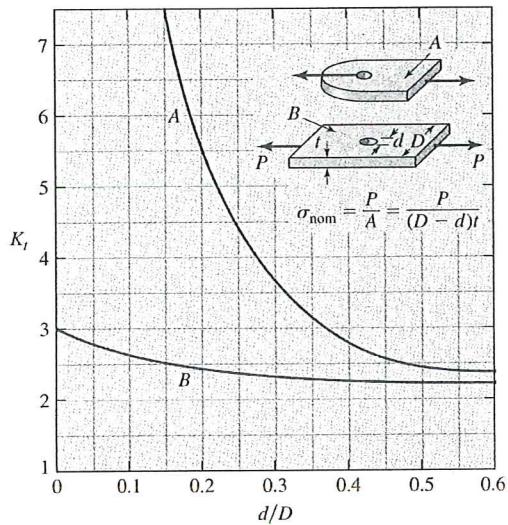


Figure C.5 Theoretical stress-concentration factor K_t : A—for a flat bar loaded in tension by a pin through the transverse hole; B—for a flat bar with a transverse hole in axial tension [13, Chapter 3].

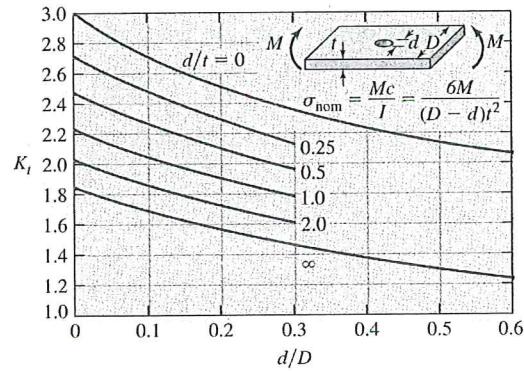


Figure C.6 Theoretical-stress concentration factor K_t for a flat bar with a transverse hole in bending [9, Chapter 3].

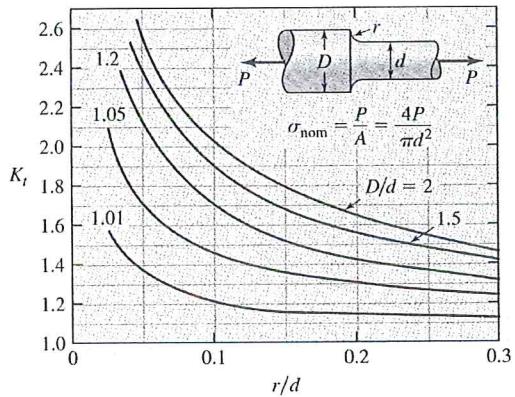


Figure C.7 Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in axial tension [9 and 12, Chapter 3].

Approximate formula
 $K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$, where:

D/d	B	a
2.00	1.015	-0.300
1.50	1.000	-0.282
1.20	0.963	-0.255
1.05	1.005	-0.171
1.01	0.984	-0.105

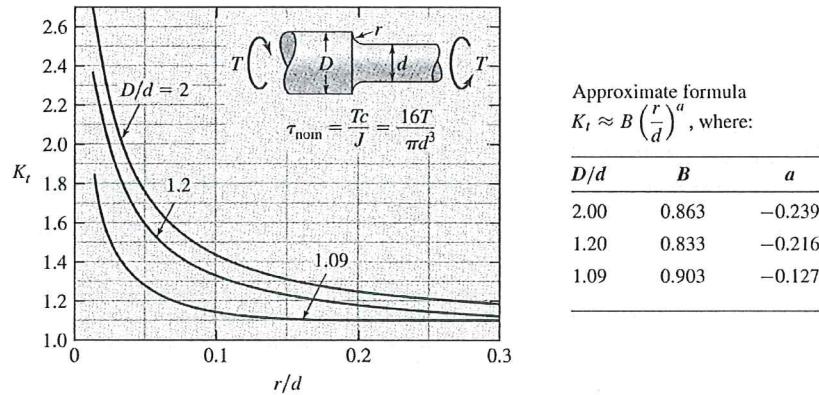


Figure C.8 Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in torsion [9 and 12, Chapter 3].

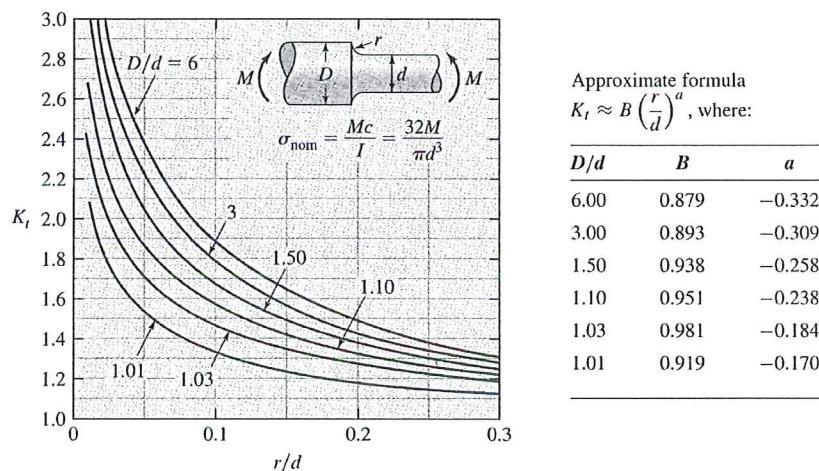


Figure C.9 Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a shoulder fillet in bending [9 and 12, Chapter 3].

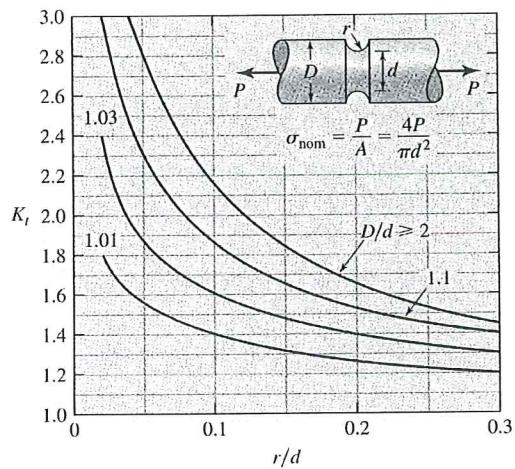


Figure C.10 Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in axial tension [9, Chapter 3].

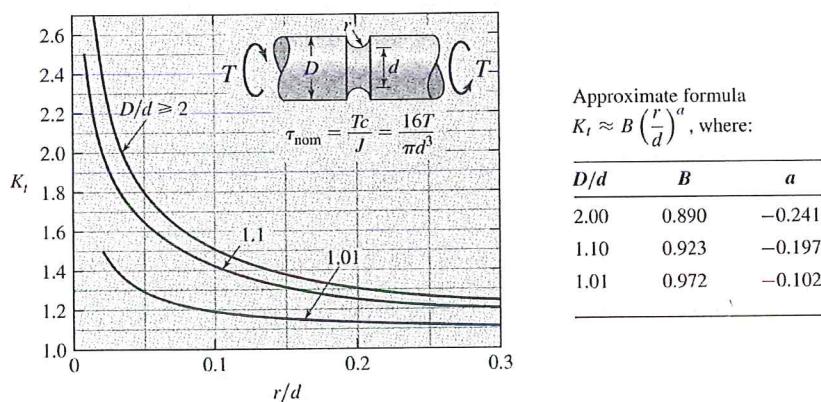


Figure C.11 Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in torsion [9 and 12, Chapter 3].

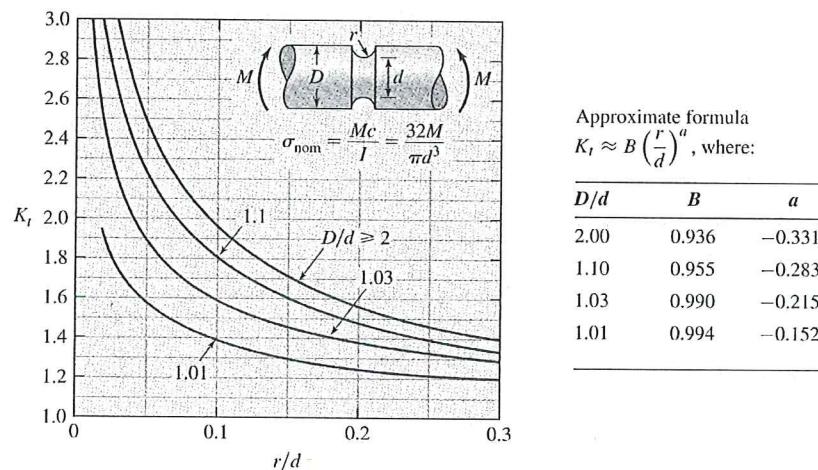


Figure C.12 Theoretical stress-concentration factor K_t for a grooved shaft in bending [9 and 12, Chapter 3].

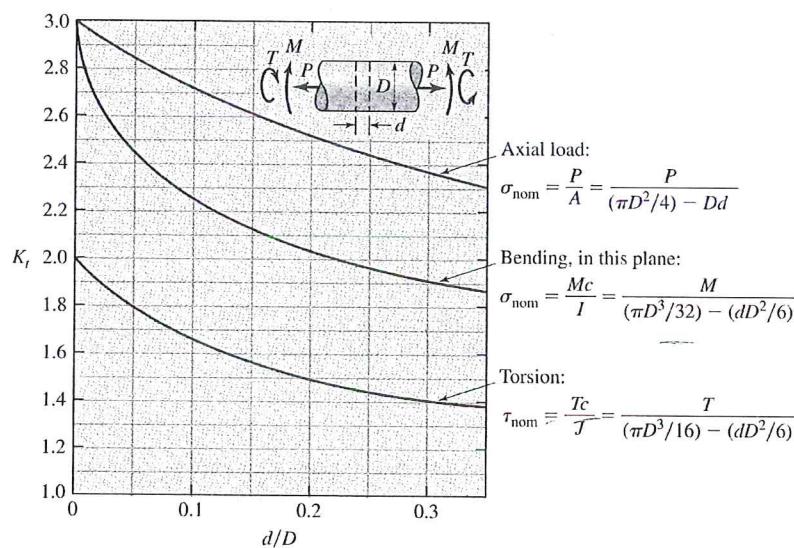


Figure C.13 Theoretical stress-concentration factor K_t for a shaft with a transverse hole in axial tension, bending, and torsion [9, Chapter 3].

For aksler uten tverrsnittsendring ved navkant, ved påkrympet eller påpresset nav eller annen innspenning settes kjervfaktoren til:

$$\begin{aligned} K_{fb} &= 2,0 - 2,6 \text{ ved bøyepåkjenning} \\ K_{fv} &= 1,7 \quad \text{ved torsjonspåkjenning} \end{aligned}$$

Dersom akselen er avtrappet ved navkant skal kjervfaktoren reduseres:

$$K_{fb(red)} = K_{fb(\text{uten tverrsnittsendring})} k \quad (38)$$

hvor

k: avlastningsfaktor, finnes i fig. 3.19.

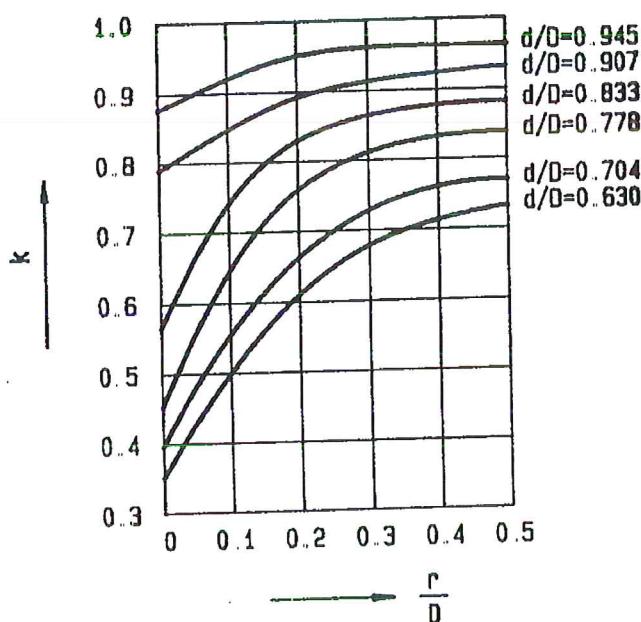


Fig. 3.19 Avlastningsfaktor k.

k finnes ved først å beregne d/D og r/D , for så å lese av avlastningsfaktoren.

3.6. KONTROLL AV UTMATTINGSFASTHET

En maskindel har lavere utmattingsfasthet enn en prøvestav av samme materiale Redusert utmattingsamplitude:

$$\sigma_{AN(red)} = \sigma_{AN} b_1 b_2 b_3 \quad (3.9)$$

hvor

b_1 , b_2 og b_3 er reduksjonsfaktorer for hhv. dimensjon, overflate og fiberretning. Disse faktorene gjelder kun på et bestemt sted på maskindelen.

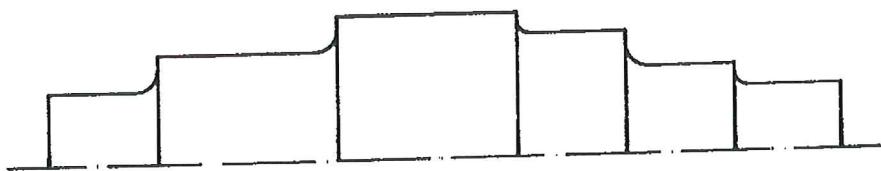


Fig 3.20. Aksel med flere avtrapninger.

I tilfeller hvor man skal kontrollere utmattingsfastheten på en aksel med flere avtrapninger, må utmattingsfastheten kontrolleres ved hver avtrapning. Ettersom hvert sted kan ha ulike reduksjonsfaktorer: b_1 , b_2 og b_3 , må reduksjon i Smith-diagrammet skje for hver avtrapning.

Ved flerakset spenningstilstand deles de nominelle spenningskomponentene opp i middel- og amplitudespenning:

$$\sigma_x = \sigma_{xm} \pm \sigma_{xa} \quad (3.10)$$

$$\sigma_y = \sigma_{ym} \pm \sigma_{ya} \quad (3.11)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{xym} \pm \tau_{xya} \quad (3.12)$$

Den ekvivalente middelspenning blir summen av middelverdien av alle normalspenningskomponentene (overenstemmende med forsøk tar man ikke med torsjonsspenningens middelverdi og beregningene er konservative):

$$\sigma_{em} = \sigma_{xm} + \sigma_{ym} \quad (3.13)$$

Den ekvivalente amplitudespenning beregnes etter deviasjonsarbeidshypotesen:

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(K_{fx}\sigma_{xa})^2 + (K_{fy}\sigma_{ya})^2 - (K_{fx}\sigma_{xa})(K_{fy}\sigma_{ya}) + 3(K_{fv}\tau_{xya})^2} \quad (3.14)$$

Ved to-akset spenningstilstand (kombinasjon av bøye- og torsjonsspenning er mest vanlig i praksis) må dermed følgende formelverk anvendes for beregning av ekvivalent middelspenning og ekvivalent amplitudespenning:

$$\sigma_{me} = \sigma_m \quad (3.15)$$

og

$$\sigma_{ae} = \sqrt{(K_{fb}\sigma_a)^2 + 3(K_{fv}\tau_a)^2} \quad (3.16)$$

hvor

σ_m : middelspenning pga. bøyning.

σ_a : amplitudespenning pga. bøyning (evt. strekk-trykk)

τ_a : amplitudespenning pga. torsjon

K_{fb} : kjervfaktor pga. bøyning (evt. strekk-trykk).

K_{fv} : kjervfaktor pga. torsjon.

For å kontrollere at maskindelen har tilstrekkelig kapasitet mot utmatting benyttes:

$$\sigma_{ea} \leq \sigma_{AN(red)} \quad (3.17)$$

hvor

σ_{ea} : ekvivalent amplitudespenning
 $\sigma_{AN(red)}$: avleses i Smith-diagrammet for opptrædende middelspenning σ_m

Kontrollen kan også utføres ved å benytte den såkalte utnyttelsesgraden:

$$\alpha = \sigma_{ea} / \sigma_{AN(red)} \leq 1 \quad (3.18)$$

Grensene tilsvarer 50% bruddrisiko, altså minst 50% av et større antall like maskindeler vil overleve N belastningsvekslinger (for stål er $N = 10^7$).

En alternativ kontroll er å benytte den såkalte sikkerhetsgraden mot utmatting:

$$n_u = \sigma_{AN(red)} / \sigma_{ea} \quad (3.19)$$

Sammenhengen mellom utnyttelsesgraden og sikkerhetsgraden er da som følger:

$$\alpha = 1 / n_u$$

Sikkerhet mot utmatting: (3.20)

$$n_u = \frac{\sigma_{AN(red)}}{\sigma_{ea}} \geq 1$$

3.7. BEREGNINGSEKSEMPLER

I dette kapittelet gjennomgås flere eksempler, både for enakset spenningstilstand og for toakset spenningstilstand.

* EKSEMPEL 1

En strekpkjøkt aksel med diameter $\Phi 50$ mm og materiale S355 har et findreid ringspor med radius R5 og innerdiameter $\Phi 35$ mm. Strekklasten er aksialt pulserende og varierer mellom $F_{min} = 100$ kN og $F_{max} = 200$ kN. Oppgaven går ut på å kontrollere om maskindelen har tilstrekkelig kapasitet mhp. utmatting.

* LØSNING 1

For å kontrollere at maskindelens kapasitet mot utmatting er tilstrekkelig kan utnyttelsesgraden beregnes:

$$\alpha = \sigma_{ea} / \sigma_{AN(red)} \leq 1$$

Ved enakset spenningstilstand blir:

$$\sigma_{ea} / K_f * \sigma_a$$

hvor

$$\begin{aligned} K_f &: \text{kjervfaktor for strekk} \\ \sigma_a &: \text{fysisk opptrædende amplitudespenning} \end{aligned}$$

For å sjekke utnyttelsesgraden må kjervfaktor K_f bestemmes:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

hvor formfaktor K_t finnes fra fig. 3.16:

$$\left. \begin{aligned} r/d &= 5 / 35 = 0,143 \\ D/d &= 50 / 35 = 1,43 \end{aligned} \right\} \Rightarrow K_t = 2,03$$

og kjervfølsomhetsfaktoren finnes fra fig 3.11:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_F &= 355 \text{ N/mm}^2 \\ r &= 5 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \Rightarrow q = 0,84$$

Kjervfaktor: $K_f = 1,87$

Så analyseres systemet og opptrædende amplitudespenning σ_a beregnes:

$$* \text{ Akselens tverrsnittsareal i kjernen: } A = \pi/4 * 35^2 = 962 \text{ mm}^2$$

* Nominelle spenninger:

$$\sigma_{n \text{ maks}} = F_{\text{maks}} / A = 200\,000 / 962 = 208 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{n \text{ min}} = F_{\text{min}} / A = 100\,000 / 962 = 104 \text{ N/mm}^2$$

De nominelle spenningene (gitt som maksimal og minimal spenning) må gis på formen σ_m (middlespenning) og σ_a (amplitudespenning):

$$\sigma_m = (\sigma_{n \text{ maks}} + \sigma_{n \text{ min}}) / 2 = (208 + 104) / 2 = 156 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = (\sigma_{n \text{ maks}} - \sigma_{n \text{ min}}) / 2 = (208 - 104) / 2 = 52 \text{ N/mm}^2$$

Da gjenstår å finne den reduserte utmattingsamplituden, $\sigma_{AN(\text{red})}$:

Fra tabell 3.1 for S355 og strekk finnes utmattingsfastheten:

$$\sigma_N = \sigma_m \pm \sigma_{AN} = 0 \pm 240 \text{ N/mm}^2 \text{ og } 190 \pm 190 \text{ N/mm}^2$$

Total reduksjonsfaktor: $b_{\text{tot}} = b_1 b_2 b_3$

$$\begin{aligned} d &= 35 \text{ mm} & \Rightarrow b_1 &= 0,86 \\ \sigma_B &= 510 \text{ N/mm}^2, \text{ findreid} & \Rightarrow b_2 &= 0,92 \\ \text{Strekk langs fiberretningen} & & \Rightarrow b_3 &= 1,00 \end{aligned}$$

$$b_{\text{tot}} = 0,86 \cdot 0,92 \cdot 1,00 = 0,79$$

Amplitudene redusert:

$$240 \cdot 0,79 = 190 \text{ N/mm}^2 \text{ og } 190 \cdot 0,79 = 150 \text{ N/mm}^2$$

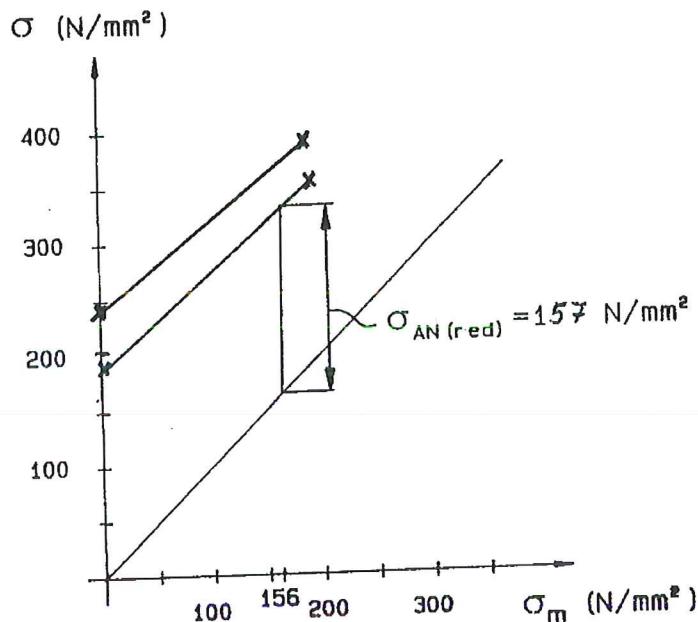


Fig. 3.21. Smith-diagram.

For den opptredende middlespenningen $\sigma_m = 156 \text{ N/mm}^2$ finnes avlest i diagrammet i fig 3.21:

$$\sigma_{AN(red)} = 157 \text{ N/mm}^2$$

Utnytelsesgraden:

$$\alpha = (K_f \cdot \sigma_a) / \sigma_{AN(red)} = (1,84 \cdot 52) / 157 = 0,61 < 1$$

$$\eta_u = 1,64$$

Akselens kapasitet mot utmattning i ringsporet er OK!

*** EKSEMPEL 4**

Fig. 3.25 viser en valse fremstilt av konstruksjonsstål St50-2. Valsen er på det tykkeste partiet findreid og på endepartiene (med lengde 200 mm) slipt.

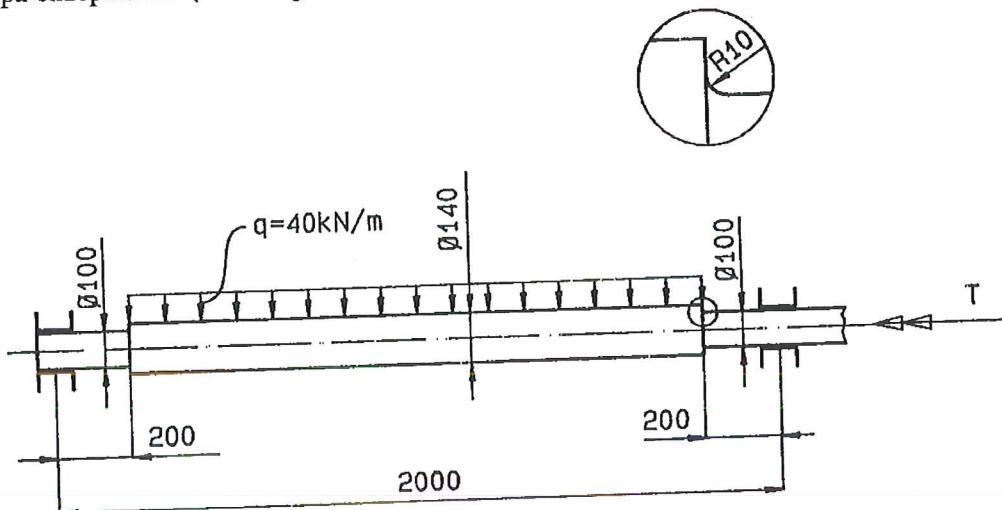


Fig. 3.25. Valse.

Valsen er fritt opplagret i begge ender, og antas belastet med en jevnt fordelt last $q = 40 \text{ kN/m}$.

I tillegg påkjennes valsen av et pulserende torsjonsmoment, T , som varierer fra null til 10^7 Nmm . Torsjonsmomentet antas konstant over hele lengden.

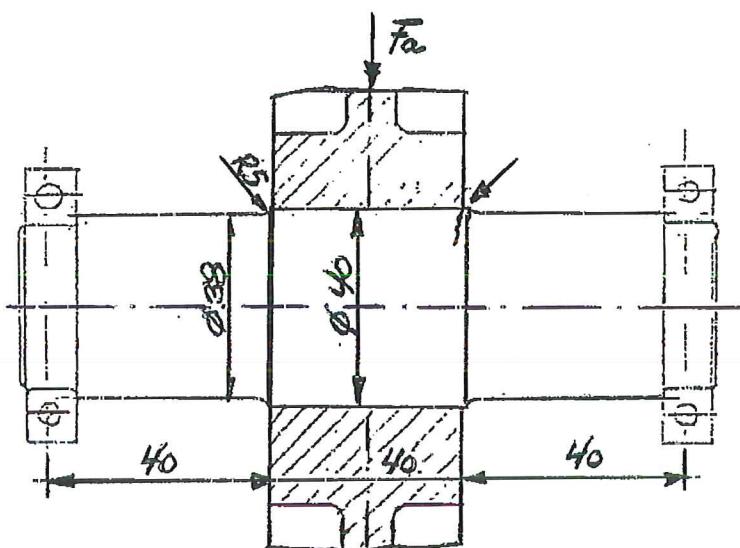
Det antas at bøyemoment og torsjonsmoment varierer med samme frekvens og har maksimal-verdier samtidig.

- Tegn momentdiagram for akselen og beregn jevnføringsspenninger i de snitt som kan bli utmattingskritiske.
- Vis hvilket snitt som er kritisk, og beregn utnyttelsesgraden med hensyn på utmattning.

Oppgave 1.

Et nav er krympt på en findreid aksel av St 50, se fig. 1. Akselen roterer og påkjennes av en konstant F_a .

Presset under navkanten fører til utmattingssprekker, og regnes for å være det kritiske punkt for levetida til akselen.



Figur 1 Nav krymptet på aksel

- a) Hvor stor kan F_a gjøres når sikkerhetsfaktoren nu = 1,7?

Svar: $F_a \sim 16\ 000\ N$

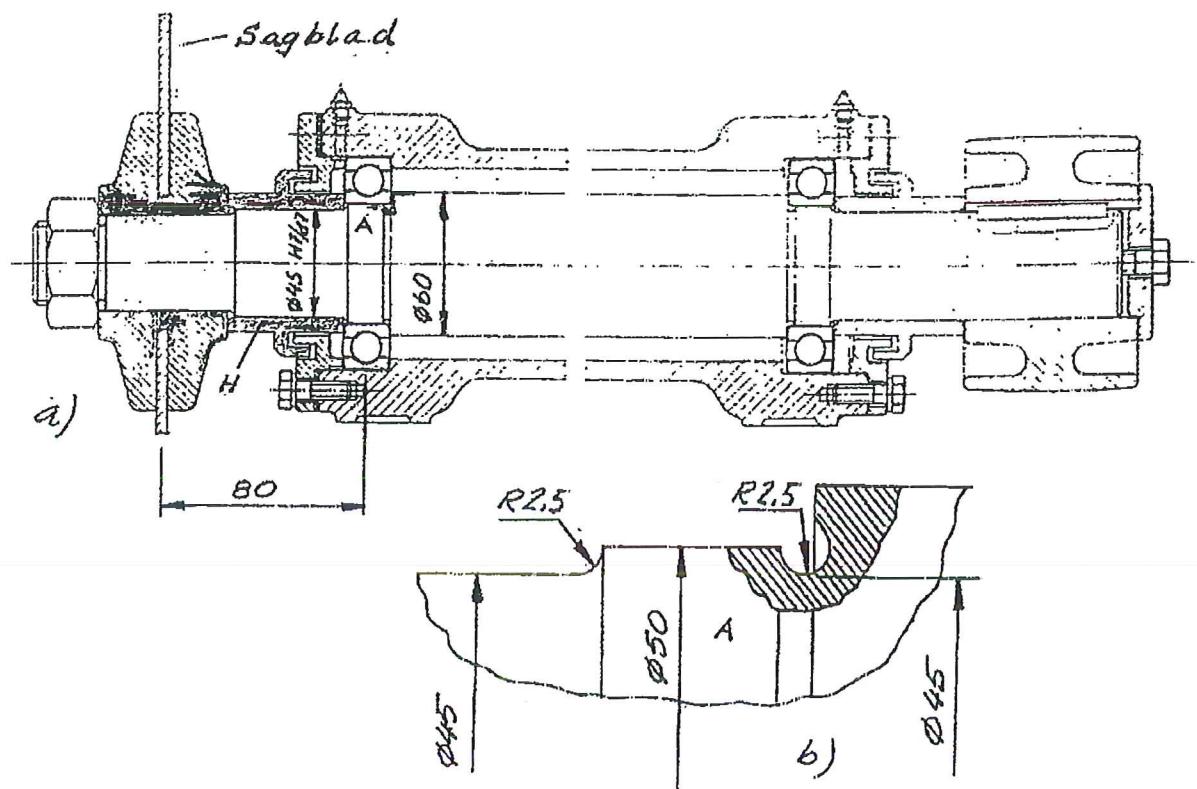
Oppgave 2.

En aksel for en sirkelsag er vist i figur 2. Materialet er St 50 og findreid.

Saging krever 22 kW ved 6000 r/min, og gir radiallast $F = 1,5\ kN$ fra sagbladet mot akselen. Sagbladet er fastspent med $F_i = 34\ kN$ ved hjelp av mutteren på akselenden.

I figuren er vist et utsnitt av akselen ved lager A. Begge tverrsnittsovergangene ved lageret er utmattingspåkjent. Litt forenklet kan en regne med samme bøyemoment begge steder.

HINT. Se bort fra det bidraget til bøyestivhet som akselen får fra hylsa H. Og den inndreide kjerven beregnes som ved en vanlig tverrsnittsovergang.



Figur 2 Aksel for sirkelsag.

- a) Kontrollberegn akseltvernsnittet på høyre side av lager a mot utmatting. Vis i Smith-diagrammet med de aktuelle spenningsverdiene påført

SVAR : nu = 7,9

Måleenheter

Det Internasjonale Enhetsystemet, det såkalte SI-systemet, bygger på 7 internasjonalt vedtatte metriske grunnenheter:

For lengde	1 meter	[m]
For masse	1 kilogram	[kg]
For tid	1 sekund	[s]
For elektrisk strøm	1 ampere	[A]
For temperatur	1 kelvin	[K]
For stoffmengde	1 mol	[mol]
For lysstyrke	1 candela	[cd]

For temperatur kan også Celsiusskalaen benyttes. Denne har samme enhet som kelvinskalaen, men nullpunktet er forskjøvet 273,15 enheter

Avledede enheter i SI-systemet:

For kraft	1 newton (N)	= 1 kg m/s^2
For trykk, spennin	1 pascal (Pa)	= 1 N/m^2
For energi	1 joule (J)	= 1 Nm
For effekt	1 watt (W)	= $1 \text{ J/s} = 1 \text{ Nm/s}$
For frekvens	1 hertz (Hz)	= 1 svingn./s

Prefiksbetegnelser:

10^{18}	exa	E
10^{15}	peta	P
10^{12}	tera	T
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hektø	h
10^{-1}	deka	da
10^{-2}	desi	d
10^{-3}	centi	c
10^{-6}	milli	m
10^{-9}	mikro	μ
10^{-12}	nano	n
10^{-15}	piko	p
10^{-18}	femto	f
10^{-21}	atto	a

Eksempler:

$$\begin{aligned} 1 \text{ as} &= 1 \text{ attosekund} &= 10^{-18} \text{ s} \\ 1 \text{ GWh} &= 1 \text{ gigawatt-time} &= 10^9 \text{ Wh} \\ 1 \mu\text{m} &= 1 \text{ mikrometer} &= 10^{-6} \text{ m} \end{aligned}$$

(Tidligere ble ofte benyttet betegnelsen $1 \mu = 10^{-6} \text{ m}$)

Materialdata

Vänlig inndeling av ståltyper i følgende kvaliteter: sveisbare stål, høyfaste konstruksjonsstål og ikke sveisbare konstruksjonsstål. Karakteristiske parametere er gitt i tabellene på neste side.

Kvalitet	Standard	Desoksydasjon 1)	Strekkestabilitet R_m MPa	Flytegrense ²⁾ R_{ph} MPa					Utmattings- grense ³⁾		Pris kr/kg
				$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t \leq 63$	$63 < t \leq 80$	$80 < t \leq 100$	Strekkttrykk σ_p MPa	Bøyning σ_{pb} MPa	
S137-2	NS 12120	U	340-510	235	225	215	205	195	0 ± 160	0 ± 190	4,00
US137-2	NS 12122	R	340-510	235	225	215	215	215	130 ± 130	160 ± 160	
RS137-2	NS 12123	R	340-510	235	225	215	215	215	0 ± 160	0 ± 190	4,00
S137-3	NS 12124	RR	340-510	235	225	215	215	215	130 ± 130	160 ± 160	
S144-2	NS 12142	R	410-580	275	285	265	245	235	0 ± 180	0 ± 220	4,00
S144-3	NS 12143	RR	410-580	275	285	265	245	235	145 ± 145	175 ± 175	
S152-3	NS 12153	RR	480-680	355	345	335	325	315	0 ± 240	0 ± 280	4,80
									180 ± 180	225 ± 225	

1) U = Utlettet
R = Halvlettet eller lettet
RR = Tettet og finkornbehandlet

2) Flytegrensen er avhengig av godstykkeksen t
3) Basert på Hütte I, 28 oppf s 1005

Tabell 1. Sveisbare konstruksjonsstål (NS 12101)

Kvalitet	Standard	Leveranse- tilstand 1)	Strekkestabilitet R_m MPa	Flytegrense ²⁾ R_{ph} eller $R_{p0.2}$ MPa				Forteng- gelse A5 %	Utmattings- grense		Pris kr/kg
				$t \leq 16$	$16 < t \leq 35$	$35 < t \leq 50$	$50 < t \leq 70$		Strekkttrykk σ_p MPa	Bøyning σ_{pb} MPa	
E 355	NS 12536	01,03,04	470-630	355	355	345	325	22(20)	0 ± 215 170 ± 170	0 ± 250 200 ± 200	
E 420	NS 12542	01,03,04 05	520-680 530-680	420 420	410 420	400 420	380 400	18	0 ± 240	0 ± 280	
E 460	NS 12546	01,03,04 05	550-720 570-720	480 480	450 460	440 460	420 440	17	0 ± 255	0 ± 300	
E 550	NS 12555	05	670-830	550	550	550	530	18	0 ± 305 245 ± 245	0 ± 360 280 ± 280	
E 690	NS 12589	05	770-940	680	690	690	670	14	0 ± 350 260 ± 260	0 ± 410 330 ± 330	

1) 01 = normalisert
03 = normalisert og anløpt
04 = kontrollert valsat
05 = selgherdet

2) avhengig av tykkelsen t

Tabell 2. Høyfaste konstruksjonsstål (NS 12501)

Kvalitet	Standard	Desoksydasjon 1)	Strekkestabilitet R_m MPa	Flytegrense					Utmattings- grense ³⁾		Pris kr/kg
				$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t \leq 63$	$63 < t \leq 80$	$80 < t \leq 100$	Strekkttrykk σ_p MPa	Bøyning σ_{pb} MPa	
SI50-2	NS 13234	R	470-680	285	285	275	285	255	0 ± 220 180 ± 180	0 ± 260 210 ± 210	
SI60-2	NS 13244	R	570-770	335	325	315	305	295	0 ± 250 200 ± 200	0 ± 300 240 ± 240	
SI70-2	NS 13254	R	670-900	385	355	345	335	325	0 ± 300 240 ± 240	0 ± 350 280 ± 280	

1) U = Utlettet
R = Halvlettet eller lettet
RR = Tettet og finkornbehandlet

2) Flytegrensen er avhengig av godstykkeksen t
3) Basert på Hütte I, 28 oppf s 1005

Tabell 3. Ikke sveisbare konstruksjonsstål ("akselstål") NS 13205.

For samtlige stålkvaliteter kan man sette elastisitetsmodulen $E = 200\ 000 \text{ MPa}$ og Poissons tall $\nu = 0,3$. Kan dermed ikke minske den elastiske nedbøyning ved å velge bedre stålkvalitet

Et materiale med større fasthet er samtidig med følsomt for kjerver, og drat derfor sjeldent full nytte av de høyere utmattingsverdiene