

8. SKRUER

I dette kapittelet gjennomgås hvilke typer skruer som finnes, og teorien som benyttes for beregning av skruer. Det vises også flere eksempler på dimensjonering av skruer.

8.1. TYPER SKRUER

I praktisk talt alle sammensatte maskinkonstruksjoner benyttes en eller annen form for skrueforbindelser. Det er vanlig å skille mellom følgende typer skruer avhengig av bruksområde:

- * Festeskruer, benyttes for å holde sammen to eller flere deler.
- * Bevegelsesskruer, benyttes for drift av en annen maskindel, for eksempel i presser og donkrafter (jekk) og som ledeskruer i dreiebenker.

Typiske eksempler på festeskruer og bevegelsesskruer er vist i fig. 8.1.

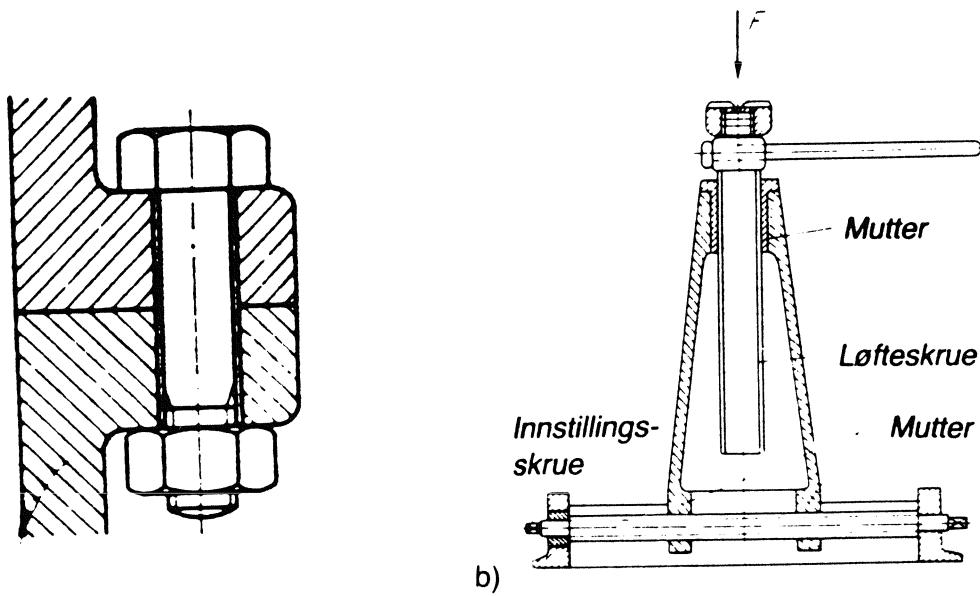


Fig. 8.1. Typer skruer. a) festeskruer (skrue med mutter), b) bevegelsesskruer (skruedonkraft).

8.2. SKRUELINJEN

Felles for alle festeskruer er at de har et gjenget parti som går sammen med en tilsvarende oppgjenget mutter eller boring i gods. Gjengen fremkommer ved at et gjengeprofil glir langs en skruelinje på en cylinderflate samtidig som profilets plan går gjennom sylinderaksen.

En cylinderlinje vil ved utfolding av cylinderflaten gå over til en rett linje, vist i fig. 8.2. Her er også vist forskjellen mellom høyregjenget skrue; skruelinjen på forsiden av en vertikal cylinder stiger fra venstre til høyre (fig. til høyre) og venstregjenget skrue; skruelinjen på forsiden av en vertikal cylinder stiger fra høyre til venstre (fig. til venstre).

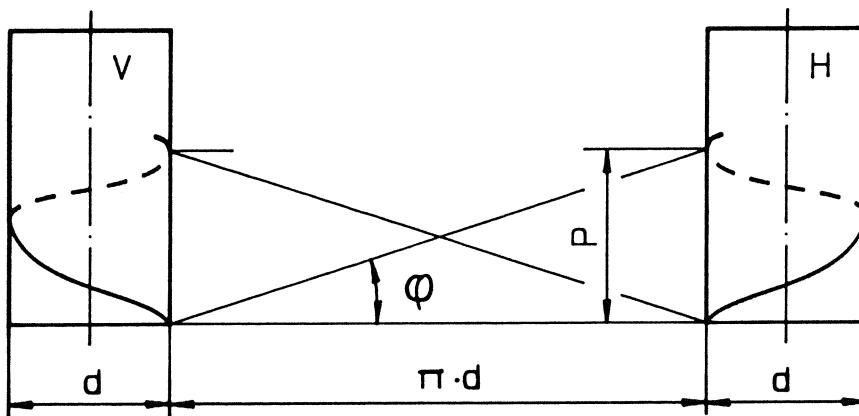


Fig. 8.2. Høyre- og venstregjenget skrue.

Fra fig. 8.2 fremkommer hvordan stigningsvinkelen φ for gjenger bestemmes fra formelen:

$$\tan \varphi = \frac{P}{\pi d} \quad (8.1)$$

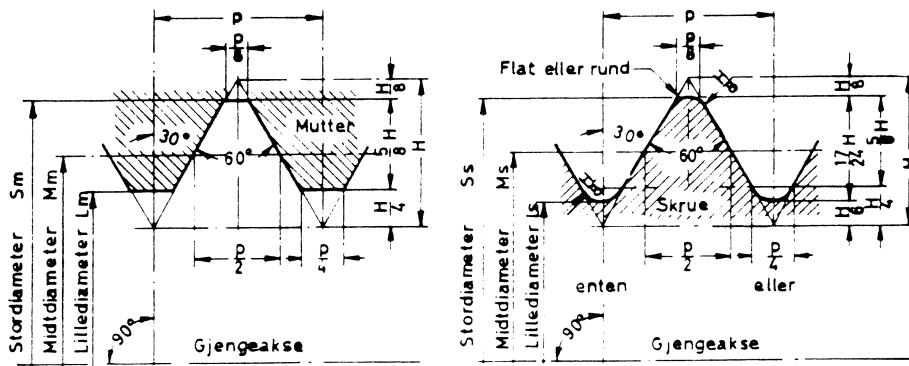
hvor

P : stigningen i gjengen.

d: diameteren, her skal midtdiameteren benyttes.

For beregning og klassifisering av skruer defineres følgende diametere; vist i fig. 8.3:

- d : stordiameter, angir skruens dimensjon. Dette er nominell gjengediameter.
- d_1 : basis lillediameter, benyttes ved beregning av basisavvik og toleranser. Denne diameter er lik innerdiameteren til mutteren.
- d_2 : midtdiameter, denne ligger mellom stordiameter og lillediameter, men er IKKE nødvendigvis gjennomsnittet av disse.
- d_3 : ny lillediameter, denne diameter benyttes i praksis og vil være mindre enn d_1 fordi det må være klaring mellom skrue og mutter.



a. Innvendige gjenger.

b. Utvendige gjenger.

Fig. 8.3. ISO - gjengeprofil.

8.3. GJENGESYSTEMER

De ulike gjengesystem kjent idag har sitt utspring i følgende historikk, og viktige årstall er:

- * Fra tidligere tider hadde hvert verksted eller hver fabrikk sine egne gjenger. Dette resulterte i utallige gjengesystemer.
- * 1841; Joseph Witworth konstruerte et gjengesystem som ble tatt i bruk i England, dette systemet kalles fortsatt idag for rørgjenger.
- * 1954; det ble dannet en internasjonal standardiseringsorganisasjon (først ISA, seinere ISO: International Organization for Standardization). Denne organisasjon er fortsatt operativ.

ISO skiller mellom forskjellige gjengesystem for festeskruer:

- * UN - GJINGER (i tommemål). Dette er de såkalte unified-gjenger. Disse gjengene deles i to grupper:
 - * UNC - GROVGJINGER.
EKS.: Skrue med betegnelsen: 1 1/2 - 6UNC. Dette betyr at stordiametren $d = 1 \frac{1}{2}''$ og det er 6 gjenger pr. tomme.
 - * UNF - FINGJINGER.
EKS.: Skrue med betegnelsen: 1 1/2 - 12UNF. Dette betyr at stordiametren $d = 1 \frac{1}{2}'' = 38,1\text{mm}$, og antall gjenger pr. tomme er 12.
- * METRISKE GJINGER (i mm.) Disse gjengene deles også i to grupper:
 - * GROVGJINGER (typisk for disse gjengene er at stigningen IKKE angis i betegnelsen, og må finnes fra tabell.
EKS.: M12.
 - * FINGJINGER (i motsetning til for grovgjenger angis her stigningen for gjengen).
EKS.: M12 x 1,25. Her er stigningen oppgitt til $P = 1,25$.
- * RØRGJINGER. Betegnelsen bestemmes av innvendig diameter på røret.
EKS.: R3/4". Dette betyr at innvendig diameter i røret er $3/4'' = 19,05\text{mm}$. Stordiametren (finnes fra tab. 60 i Smedby og Kobberstad) er lik $26,441\text{mm}$.

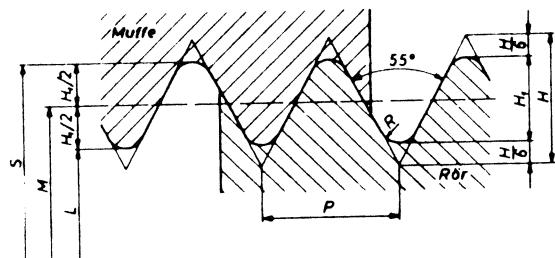


Fig. 8.4. Rørgjenger.

I praksis vil utvendig og innvendig mål på røret være forskjellig fra tidligere fordi nye

materialer og fremstillingsmetoder gir tynnere gods.

* ANDRE GJENGESYSTEM:

- * Trapesgjenger.
- * Firkantgjenger.
- * Saggjenger.

Disse gjengeprofilene er vist i fig. 8.5.

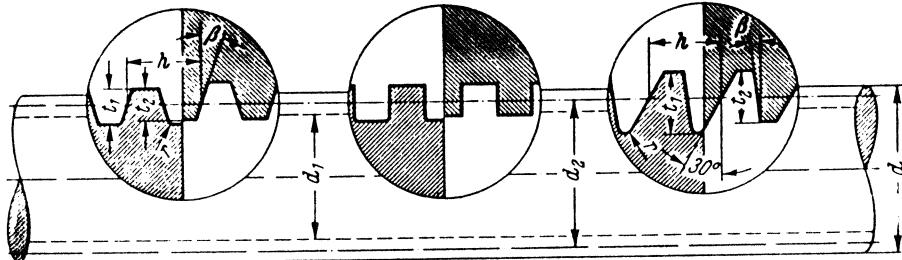


Fig. 8.5. Gjengeprofilet for Trapes-, Firkant- og Saggjenger.

I Norge har metriske gjenger første prioritet og skal velges hvis ikke spesielle forhold tilskier noe annet. Likeledes skal grovgjenger velges fremfor fingjenger.

8.4. FESTESKRUER

Felles og typisk for festeskruer er at de gjenges direkte i gods eller føres gjennom frihull i vedkommende deler og festes med mutter utenfor disse. Mest brukt er trekantgjenge da denne gir størst friksjon i forbindelsen skrue/mutter.

Ulike typer festeskruer er vist i fig. 8.6. I fig. 8.7. er vist ulike typer muttere. Underlagsskiver er vist i fig. 8.8.

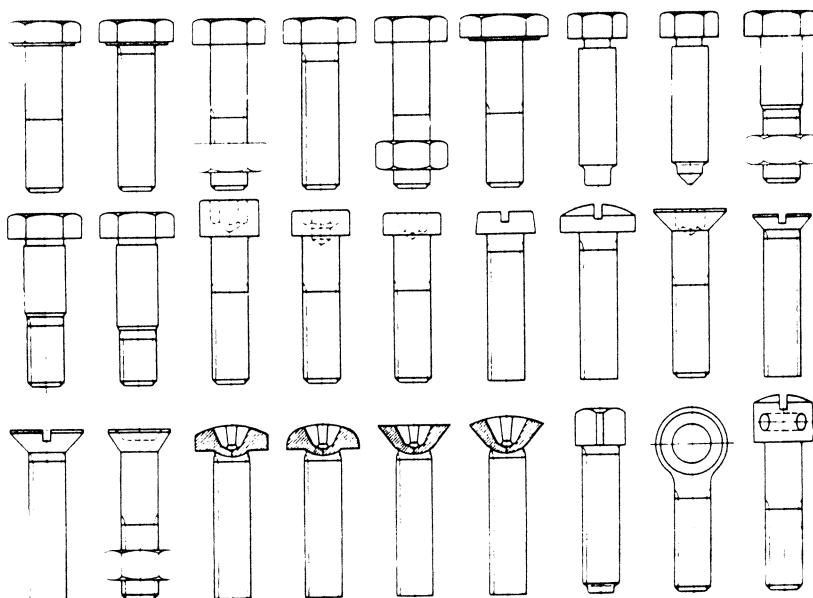


Fig. 8.6. Ulike typer av skruer.

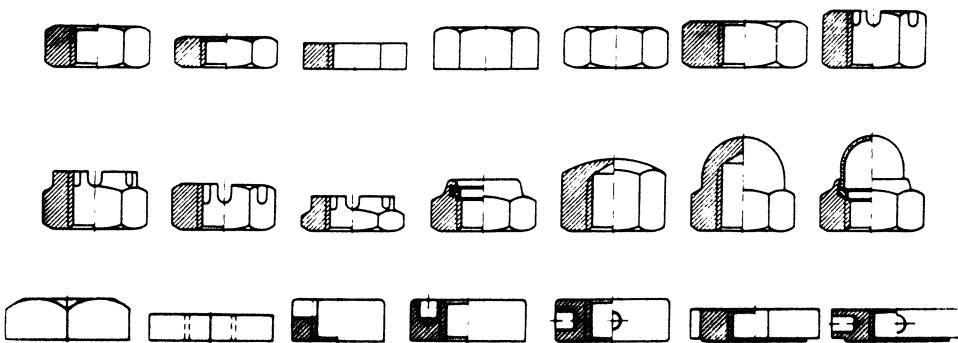


Fig. 8.7. Typer av muttere.

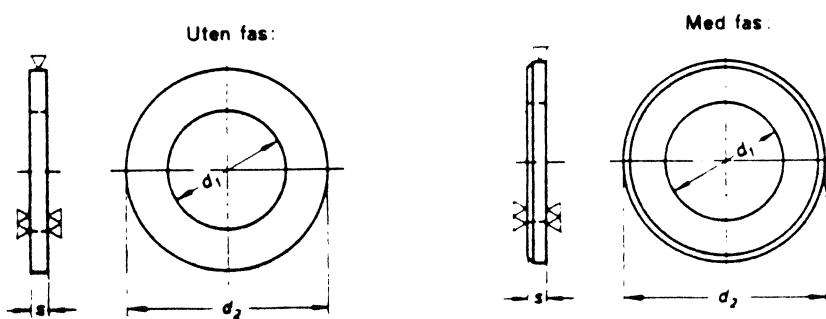


Fig. 8.8. Ulike underlagsskiver.

En del mulige metoder for sikring av skruer og muttere mot å løsne er vist i fig. 8.9.

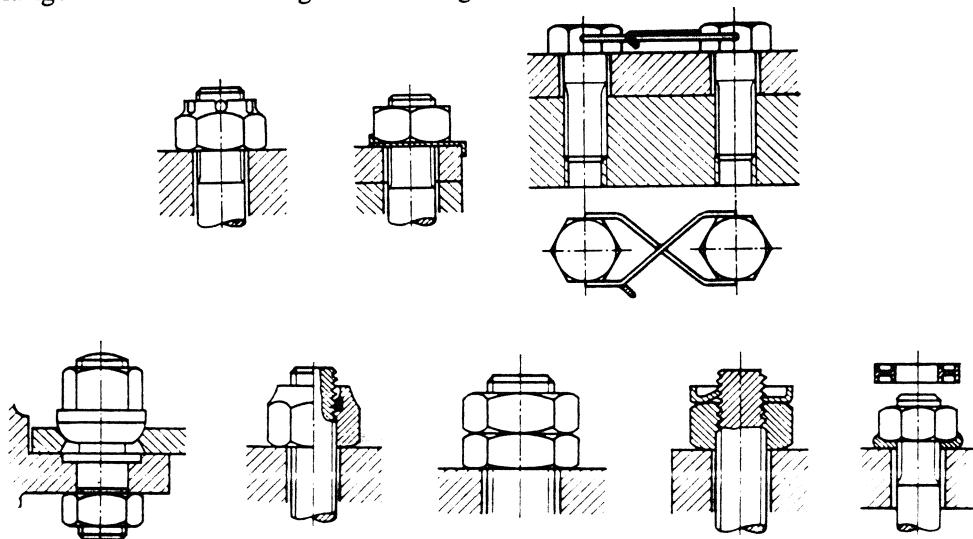


Fig. 8.9. Sikring av skruer og muttere.

8.5. FASTHETSKLASSER OG TILVIRKNINGSMETODER

De mest vanlige fasthetklasser for skruer er 4.6 og 8.8. Fasthetklassen er merket på toppen av skruens hode. Ved å se på fasthetklassen 8.8: så er det første 8-tallet lik 1/100 av $\sigma_{B\min}$ [N/mm²], altså blir $\sigma_{B\min} = 800 \text{ N/mm}^2$ og det siste 8-tallet betyr at $\sigma_F = 800 \cdot 0,8 = 640 \text{ N/mm}^2$. Øvrige klasser finnes i tabeller.

Gjengene blir i prinsippet enten valset eller skåret. For skruer blir gjengene valset ved at emnet rulles mellom to bakker eller ruller med utfreste spor. Ved større dimensjoner blir gjengene fremstilt ved dreiling eller fresing. Mutterens gjenger fremstilles ved bruk av gjengetapp. Valset gjenge får bedre overflatejevnhet og dermed større styrke enn skårne gjenger.

8.6. SKRUENS TILTREKKINGSMOMENT

Ved tiltrekking av en skru oppstår det friksjon i gjengen og mellom skruenhode og underlaget. For å trekke til skruen trengs et tiltrekkingsmoment. Det er verdt å merke seg at ca. 10% av tiltrekkingsmomentet blir overført til å gi forspenningskraft (strekk) i skruen. Ca. 40% går med til gjengefriksjon og ca. 50% til friksjon mellom mutter og underlag. Fig. 8.10. viser fordelingen av tiltrekkingsmomentet. Legg merke til at størsteparten av tiltrekkingsmomentet går med til å overvinne friksjonen mellom mutterhode og underlaget.

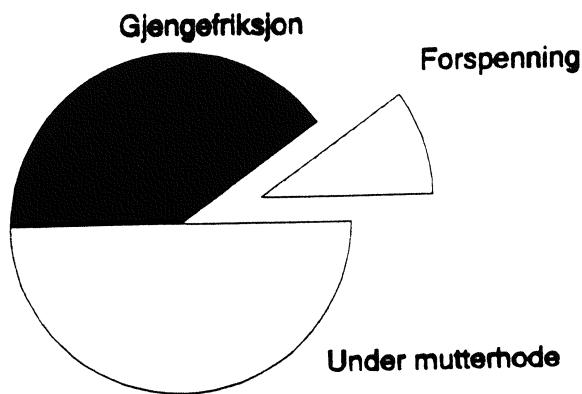


Fig. 8.10. Fordeling av tiltrekkingsmomentet.

For å trekke til trekantgjenget skru kreves momentet T_t for å overvinne skruens stigningsmotstand og friksjon i gjengen:

$$T_t = F_a \tan(\varepsilon_1 + \varphi) (d_2 / 2) \quad (8.2)$$

hvor

F_a : aksiell kraft [N]

ε_1 : friksjonsvinkelen gitt av: $\tan \varepsilon_1 = \mu / \cos \alpha$

φ : gjengens stigningsvinkel gitt av: $\tan \varphi = P / \pi d_2$

P : gjengens stigning

μ : friksjonskoeffisienten i gjengen

d_2 : gjengens midtdiameter

2α : gjengens profilvinkel: for M- og UN-gjenger: $2\alpha = 60^\circ$.

Tilsvarende for å løsne skruen kreves momentet:

$$T_t = F_a \tan(\epsilon_1 - \varphi) (d_2 / 2) \quad (8.3)$$

I det øyeblikk aksialkraften F_a oppstår i skruen, oppstår også et moment pga. friksjon mellom skruenhode (evt. mutterhode) og underlaget som må overvinnes. Dette momentet er gitt av likningen:

$$T_u = \mu' F_a r_m' \quad (8.4)$$

hvor

μ' : friksjonskoeffisienten mellom hode og underlag

r_m' : antatt friksjonsradius

Den antatte friksjonsradius kan bestemmes utfra følgende likning:

$$r_m' = (N + d_h) / 4 \quad (8.5)$$

hvor

N : nøkkelvidden, fra tekniske tabeller.

d_h : hulldiameter, fra tabell 8.1.

Nominal genges- diameter	Skruhulldiameter			Nominal genges- diameter	Skruhulldiameter			
	Boring	fin	middels		Boring	fin	middels	grøv
1	1,1	1,2	1,3	39	40	42*	45	
1,2	1,3	1,4	1,5	42	43	45*	48	
1,4	1,5	1,6	1,8	45	46	48*	52	
1,6	1,7	1,8	2	48	50	52	56	
2	2,2	2,4	2,6	52	54	56	62	
2,5	2,7	2,9	3,1	56	58	62	66	
3	3,2	3,4	3,6	60	62	66	70	
3,5	3,7	3,9	4,1	64	66	70	74	
4	4,3	4,5	4,8	68	70	74	78	
5	5,3	5,5	5,8	72	74	78	82	
6	6,4	6,6	7	76	78	82	86	
7	7,4	7,6	8	80	82	86	91	
8	8,4	9	10	85	87	91	96	
10	10,5	11	12	90	93	96	101	
12	13	14	15	95	98	101	107	
14	15	16	17	100	104	107	112	
16	17	18	19	105	109	112	117	
18	19	20	21	110	114	117	122	
20	21	22	24	115	119	122	127	
22	23	24	26	120	124	127	132	
24	25	26*	28	125	129	132	137	
27	28	30*	32	130	134	137	144	
30	31	33*	35	140	144	147	155	
33	34	36*	38	150	155	158	165	
36	37	39*	42					

Ved bruk av hodesskrue må alle skruhull med fin boring og skruhull med middels boring markert * forsikret sikr at avrundningsgraden mellom hode og stamme ikke hindrer full kontakt mellom hode og goda

Tabell 8.1. Frihull for metriske gjenger.

Det totale tiltrekkingsmoment for en skrue:

$$T = T_t + T_u \quad (8.6)$$

Friksjonskoeffisientene μ og μ' kan variere mye, men dog innenfor disse grenser:

* For ubehandlede skruer:

- Usmurte flater: $\mu = 0.18 - 0.35$
- Smurte flater : $\mu = 0.14 - 0.26$

* Ved bruk av herdede underlagsskiver:

- Usmurte flater : $\mu' = 0.19 - 0.35$
- Smurte flater : $\mu' = 0.08 - 0.18$

8.7. DIMENSJONERING AV FESTESKRUER

For å kunne beregne en skrue utsatt for strekkbelastning, innføres begrepet spenningsarealet: A_s . For metriske gjenger gjelder:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (8.7)$$

hvor

d_2 : midtdiameter

d_3 : lillediameter gitt av $d_3 = d_1 - H/6$

d_1 : basis lillediameter

H : høyden i gjengens grunnprofil

Spenningsarealet er vist i fig. 8.11.

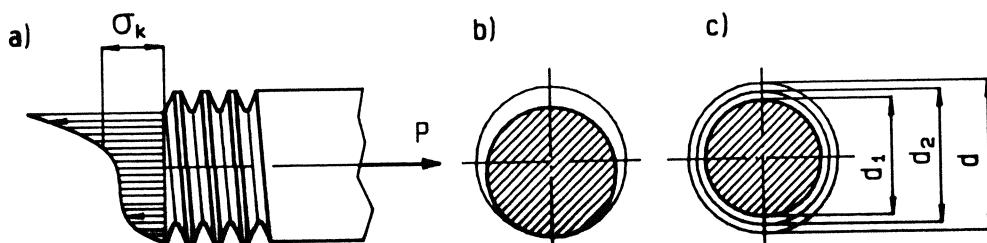


Fig. 8.11. Spenningsarealet vist skravert.

Legg merke til at spenningsarealet A_s er større enn kjernearealet A_k . Spenningsarealet kan også finnes fra tabell 8.2.

Diam.	d ₃ mm	A _k cm ²	A _s cm ²	A _{sk} cm ²	P 8.8 Prøvelast (N)	P 4 6 Prøvelast (N)
M 5	4,0	0,13	0,14	0,20	8.300	
M 6	4,8	0,18	0,20	0,28	11.700	4.550
M 8	6,5	0,33	0,37	0,50	21.000	8.300
M 10	8,2	0,53	0,58	0,79	34.000	13.100
M 12	9,9	0,77	0,84	1,13	49.000	19.000
M 14*)	11,5	1,04	1,15	1,54	67.000	
M 16	13,5	1,43	1,57	2,01	91.000	36.000
M 18*)	14,9	1,74	1,92	2,54	112.000	
M 20	16,9	2,24	2,45	3,14	143.000	56.000
M 22*)	18,9	2,80	3,03	3,80	176.000	
M 24	20,3	3,24	3,53	4,51	205.000	80.000
M 27*)	23,3	4,26	4,59	5,72	267.000	104.000
M 30	25,7	5,18	5,61	7,07	326.000	127.000
M 33	28,7	6,47	6,94	8,55	404.000	157.000
M 36	31,1	7,59	8,17	10,17	475.000	185.000
M 39	34,1	9,13	9,76	11,94	568.000	221 000

*) Disse diameterne bør unngås, begrenset lagerhold.

Tabell 8.2. Data for metriske skruer.

Spenningen i en strekkpåkjent skruer er gitt av formelen:

$$\sigma_a = F_a / A_s \quad (8.8)$$

hvor

F_a : aksialkraften

A_s : spenningsarealet

I tillegg til strekk i skruen vil også vridning oppstå ved tiltrekking av skruen. Momentet som medfører torsjonsspenning er T_t (momentet T_u tas opp av underlaget og vrir ikke skruen). Torsjonsspenningen beregnes fra likningen:

$$\tau_t = T_t / W_p \quad (8.9)$$

hvor

$$W_p = \pi d_3^3 / 16 \quad (8.10)$$

Ved kombinert strekk og vridning beregnes en sammensatt (jevnførende) spenning:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_t^2} \quad (8.11)$$

Ved å sette $\sigma_j = \sigma_{till}$ kan skruens dimensjon beregnes. Det kan også gjøres et overslag over skruedimensjon ved å løse likningen over med hensyn på:

$$F_a / \sigma_{till} = f(A_s, d_1, d_2, \phi, \epsilon_1) \quad (8.12)$$

I denne likningen er A_s, d₁, d₂ og φ avhengig av skruedimensjon, mens ε₁ varierer med friksjonskoeffisienten. Denne likningen er grafisk fremstilt i fig. 8.12.

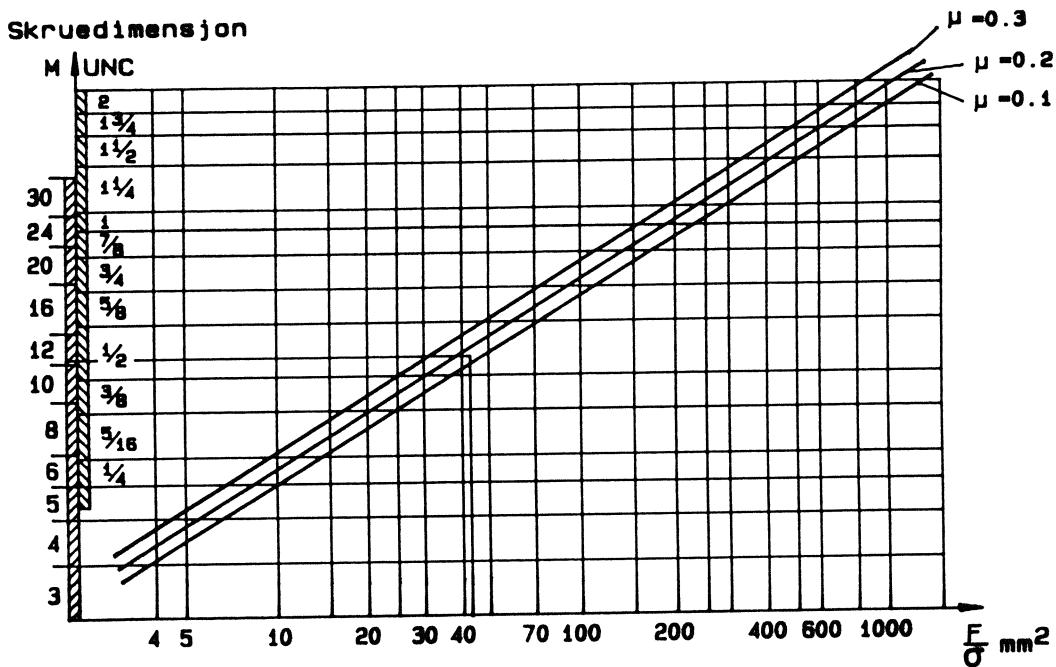


Fig. 8.12. Diagram for valg av skruedimensjon.

8.8. FLATETRYKK RUNDT SKRUEHULLET

Trykket mellom skruenhodet og underlaget forårsaker deformasjon i godset. Maksimalt tillatt deformasjon i godset er 0.1 mm. I tabell 8.3. er oppgitt maksimalt tillatt hullflatetrykk, p_{maks} for ulike materialer ved en hulldiameter lik 12 mm.

Materiale	$P_{\text{maks}} \text{ N/mm}^2$
Stål HB = 330	1600
Stål HB = 280	1400
Stål HB = 220	1100
Stål HB = 170	800
Støpejern HB = 200	1000
Støpejern HB = 150	700
Lettmetall	
Messing HB = 90	400
Lagerbronse	
Bløtt kobber HB = 60	250

Tabell 8.3. Maksimalt tillatt hullflatetrykk.

Ved mindre hull enn 12 mm tillates litt høyere verdier, og tilsvarende lavere verdier ved større hull.

Hullflatetrykket er gitt av formelen:

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_h^2)} \quad (8.13)$$

hvor

- F : skruenkraften
 D : trykkflatens ytterdiameter
 d_h : hulldiameter

Benytt underlagsskive hvis p overstiger verdiene i tabell 8.3.

8.9. SKRUEDIAGRAM

Skrueforbindelsen, vist i fig. 8.13., består av et stag A festet til en vegg B. På hver side av veggen er det montert hylser hhv. C og D. Veggen antas i dette tilfellet uendelig stiv.

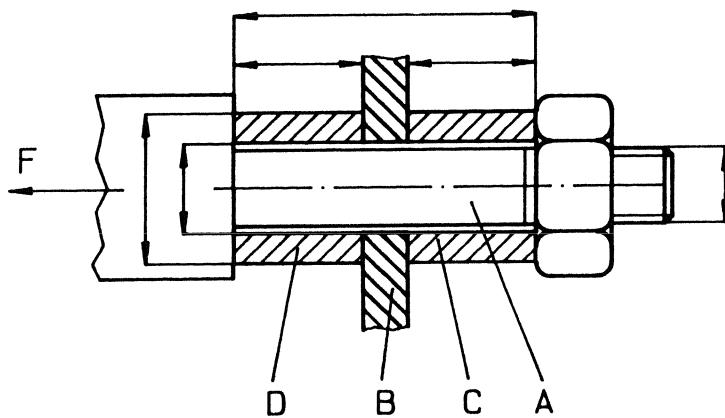


Fig. 8.13. Skrueforbindelse.

Skruen settes til med med et gitt moment T og det oppstår dermed en forspenningskraft F_0 i skruen. Denne kraften medfører at skruen forlenges Δl_A og hylsene C og D trykkes sammen hhv. Δl_C og Δl_D . Så lenge forspenningskraften F_0 er moderat vil sammenhengen mellom kraft og deformasjon være gitt av Hooke's lov (innen det elastiske området), og generelt gjelder da:

$$\sigma = \epsilon E \quad \Rightarrow \quad \frac{F_0}{A} = \frac{E \Delta l}{l} \quad \Rightarrow \quad \Delta l = \frac{F_0 l}{A E} \quad (8.14)$$

hvor

- σ : spenning [N/mm²]
 ϵ : relativ deformasjon
 Δl : deformasjon [mm]
 F_0 : forspenningskraften [N]
 A : tverrsnittsarealet av skrua eller hylse [mm²]
 E : E-modulen [N/mm²]
 l : lengden [mm]

For en gitt forspenningskraft F_0 er dermed deformasjonene avhengig av areal, lengde og E-modul til de deler som belastes, i dette tilfellet skrua (stag) og hylsene. For å vise sammenhengen mellom deformasjonen i skrua og hylsene ved en gitt forspenningskraft F_0 kan et såkalt skruediagram benyttes, dette er vist i fig. 8.14.

Likning (8.14) kan skrives som:

$$F_0 = \frac{A E}{l} \Delta l = k \Delta l \quad (8.15)$$

hvor

k : konstant, kalles for fjærkonstant

Dette relatert skruediagrammet gir dermed helningen på linjen som representerer forholdet mellom forspenningskraften og forlengelsen av skruen; k_1 , og forholdet mellom forspenningskraften F_0 og sammentrykking av hylsene; k_2 , gitt av likningen:

$$k_{1,2} = \frac{F_0}{\Delta l_{1,2}} \quad (8.16)$$

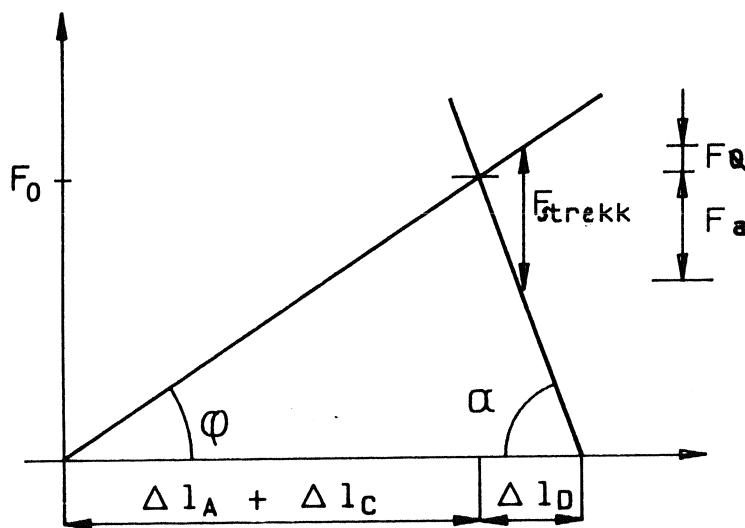


Fig. 8.14. Skruediagram når den eksterne kraft (fig. 8.13) er strekkraft.

Diagrammet konstrueres ved at forspenningskraften avsettes langs diagrammets y-akse. Deformasjonen av skruen avsettes langs x-aksen. Deretter avsettes sammentrykkingen av hylsene også langs x-aksen. Da skruen forlenges, mens hylsene sammentrykkes får linjene forskjellig helning som vist i fig. 8.14.

Normalt er de deler som forbinder mindre elastiske enn skruen, og da blir $\alpha > \theta$ som vist i fig. 8.14. Desto mindre elastisk et materiale er jo brattere blir kurven fordi det kreves en større kraft til en gitt deformasjon.

Når staget pålastes en ekstern kraft F blir skruen ytterligere forlenget, hylse C blir ytterligere sammentrykket, mens hylse D blir avlastet, får mindre sammentrykking enn tidligere. Det skiller derfor mellom:

- | | |
|-----------------|--------------------------------|
| a - deler: | Deler hvor belastningen avtar. |
| ϕ - deler: | Deler hvor belastningen øker. |

Krefter som belastes staget kan ikke summeres direkte med forspenningskraften, F_0 , men må tegnes inn i diagrammet som vist i fig. 8.14., for strekkraften F_{strek} . F_{strek} fordeler seg med F_ϕ og F_a på hhv. ϕ -deler og a-deler, vist i fig. 8.14.

Maksimal kraft på ø-deler blir dermed:

$$F_{\sigma(maks)} = F_0 + F_\sigma = F_0 + \left(\frac{k_\sigma}{k_\sigma + k_a} \right) F_{strek} \quad (8.17)$$

hvor

- F_0 : forspenningskraften [N]
- F_σ : andel av F_0 som belastes ø-deler [N]
- F_{strek} : ekstern kraft [N]
- k_σ : fjærkonstant av ø-deler [N/mm]
- k_a : fjærkonstant av a-deler [N/mm]

Når flere deler er karakterisert som a-deler eller ø-deler (eller de sammensatte delene består av to eller flere ulike materialer) må det beregnes en total fjærkonstant etter følgende likning:

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \quad (8.18)$$

hvor

- k_1 : fjærkonstant for del nr. 1
- k_2 : fjærkonstant for del nr. 2
- osv.

Fjærkonstantene beregnes etter likningen:

$$k_{1,2,\dots} = \frac{A_{1,2,\dots} E_{1,2,\dots}}{L_{1,2,\dots}} \quad (8.19)$$

hvor

- A : areal [mm²]
- E : E-modul [N/mm²]
- l : lengde [mm]
- $1,2,\dots$: del nr. 1, nr. 2, osv.

Tilsvarende blir kraften på a-deler, hvor belastningen avtar:

$$F_{a(min)} = F_0 - F_a = F_0 - \left(\frac{k_a}{k_\sigma + k_a} \right) F_{strek} \quad (8.20)$$

Blir F_c negativ er det ingen belastning på de sammenskrudde a-delene.

Hvis den eksterne kraften som belaster staget i fig. 8.13. er en trykkraft, blir skruediagrammet som vist i fig. 8.15.

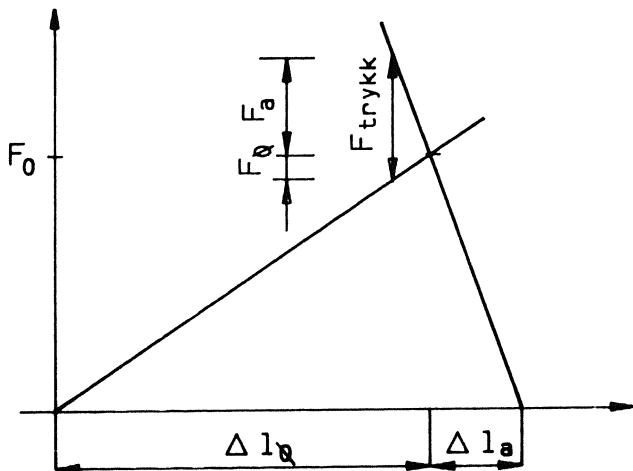


Fig. 8.15. Skruediagram når den eksterne kraft (fig. 8.13) er en trykkraft.

Fra fig. 8.15. følger:

$$F_{\phi(\min)} = F_0 - F_\phi = F_0 - \left(\frac{k_\phi}{k_\phi + k_a} \right) F_{trykk} \quad (8.21)$$

$$F_{\phi(\max)} = F_0 + F_\phi = F_0 + \left(\frac{k_\phi}{k_\phi + k_a} \right) F_{trykk} \quad (8.22)$$

Ved dynamisk belastning, den eksterne belastning F varierer (fig. 8.13), vil også kretene i ϕ -deler og a -deler variere.

Ved positiv pulserende belastning, eks. F_{strek} vist i fig. 8.13, vil middelbelastning og amplitudebelastning være gitt av :

$$F_{\text{middel}} = F_0 + F_\phi / 2 \quad (8.23)$$

$$F_{\text{ampl}} = F_\phi / 2 \quad (8.24)$$

Er det derimot vekslende belastning (belastningen veksler mellom en trykkraft og strekkraft) blir middelbelastning og amplitudebelastning for ϕ -delene:

$$F_{\text{middel}} = F_0 + \frac{F_{\phi(\max)} + F_{\phi(\min)}}{2} \quad (8.25)$$

$$F_{\text{ampl}} = \frac{F_{\phi(\max)} - F_{\phi(\min)}}{2} \quad (8.26)$$

$F_{\phi(\max)}$ og $F_{\phi(\min)}$ beregnes etter hhv. likning (8.17) og (8.21).

I praksis kan det være vanskelig å definere entydig hva som er ϕ -deler og a -deler. Dette skyldes at overgangen mellom ϕ -deler og a -deler skjer suksessivt. Beregningene utføres derfor så konservativt som mulig.

For to plater som er skrudd sammen arealet under mutter og skruenhode være gitt av estimatet:

$$A_{hylse} = \frac{\pi D_e^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4} \quad (8.26)$$

I likning (8.26) kan D_e beregnes:

$$D_e = \frac{N + d_h}{2} \quad (8.27)$$

hvor

- D_e : "ekvivalent" diameter [mm]
- d_h : nominell diameter for hull [mm]
- N : nøkkelvidden på bolten [mm]

Ved flenser og andre forbindelser som krever pakninger er det mest økonomisk med en så tynn pakning som mulig (aller best uten pakning).

For masseproduserte skruer med mutter kan det regnes med en utmattingsamplitude $\sigma_a = 40 \text{ N/mm}^2$.

8.10. BEREGNINGSEKSEMPLER

I dette kapittel gjennomgås flere eksempler vedrørende valg og dimensjonering av skruer.

* EKSEMPEL 1

For følgende gjenger: 1 1/2 - 6UNC, 1 1/2 - 12UNF, M12 og M12 x 1,25 skal stigningsvinkelen beregnes.

* LØSNING 1

1 1/2 - 6UNC; Stigningen på gjengen bestemmes: $P = 25,4 / 6 = 4,2333 \text{ mm}$. Stordiameter $d = 1,5 \cdot 25,4 = 38,1 \text{ mm}$. $d_m = 35,349 \text{ mm}$ (fra tab. i vedlegg 7.1). $\tan \varphi = P / (\pi d_m) = 4,2333 / (\pi \cdot 35,349) = 0,0381 \Rightarrow \varphi = 2,18^\circ$.

1 1/2 - 12UNF; Stigningen på gjengen er $P = 25,4 / 12 = 2,1167 \text{ mm}$. $\tan \varphi = 2,1167 / (\pi \cdot 36,726) = 0,01835 \Rightarrow \varphi = 1,05^\circ$.

M12; Fra tab. finnes $P = 1,75 \text{ mm}$, $d = 12 \text{ mm}$, $\tan \varphi = 1,25 / (\pi \cdot 10,863) = 0,0513 \Rightarrow \varphi = 2,94^\circ$.

M12 x 1.25; Stigningsvinkelen er gitt av $\tan \varphi = 1,25 / (\pi \cdot 11,188) = 0,03556 \Rightarrow \varphi = 2,04^\circ$.

* EKSEMPEL 2

En skrua M12 tilsettes med momentet $M = 50 \text{ Nm}$. Skruen har kvalitet 8.8. Friksjonskoeffisientene er $\mu = 0.15$ og $\mu' = 0.10$. Det er oppgitt middels frihull. Beregn sikkerheten mot flytning; n_F .

* LØSNING 2

For M12 gjelder følgende data: $d_2 = 10.86 \text{ mm}$, $d_3 = 9.85 \text{ mm}$, $P = 1.75$, $A_s = 84 \text{ mm}^2$.

Ved løsning av momentlikningen med hensyn på aksialkraften:

$$F = \frac{T}{\tan(\phi + \epsilon_1) \frac{d_2}{2} + \mu' r_m'}$$

Beregner følgende størrelser:

$$\tan\phi = \frac{1.75}{\pi * 10.86} \quad \therefore \phi = 2.3^\circ$$

$$\tan\epsilon_1 = \frac{0.15}{\cos 30^\circ} \quad \therefore \epsilon_1 = 9.8^\circ$$

$$N = s_{\text{maks}} = 19 \text{ mm}$$

$$d_h = 14 \text{ mm}$$

$$r_m' = \frac{N + d_h}{4} = 8.25 \text{ mm}$$

Innsatt gir dette aksialkraften: $F = 25137 \text{ N}$

Momentet: $T_t = 29262 \text{ Nmm}$

Spenninger:

$$\sigma_d = F / A_s = 299 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_v = T_t / W_p = 156 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau_v^2} = 403 \text{ N/mm}^2$$

Skruens flytespenning: $\sigma_F = 800 \cdot 0.8 = 640 \text{ N/mm}^2$

Sikkerhet mot flytning: $n_F = \sigma_F / \sigma_j = 1.6$

* EKSEMPEL 3

Et lokk skrues fast til en flens med fire metriske skruer, vist i fig. 8.16. Pakningen mellom lokk og flens skal etter tiltrekking av skruene ha et trykk $p = 3 \text{ MPa}$. Skruene skal være i kvalitet 8.8, og spenningen i skruene skal etter tiltrekking være inntil 50% av skruematerialets flytespenning. Friksjonskoeffisient for gjenger og mot underlag settes lik 0.15. For hull i lokk og flens regnes middels klaring.

- a) Beregn nødvendig strekkraft i skruene.
- b) Velg skruedimensjon og beregn tiltrekkingsmoment.

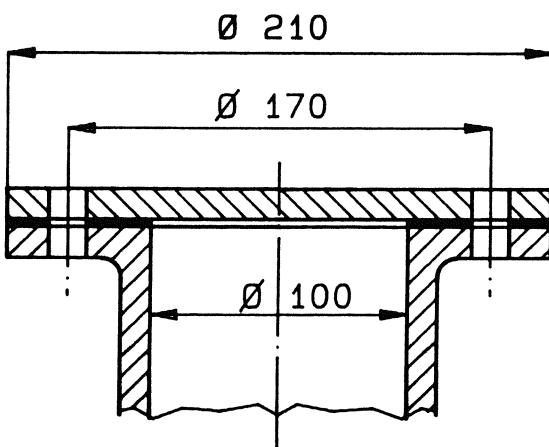


Fig. 8.16. Flens med lokk og pakning.

* LØSNING 3

a) $A_{pakn} = 26782 \text{ mm}^2$ (har sett bort fra 4 skruehull).

$$F_{pakn} = p A_{pakn} = 80346 \text{ N gir pr. skrue } F_a \text{ lik ca. } 20.000 \text{ N}$$

b) $\sigma_{till} = 320 \text{ N/mm}^2$

Forholdet: $F_a / \sigma_{till} = 62.5 \text{ mm}^2$ gir skruedimensjonen: M16.

For M16 benyttes: $P = 2\text{mm}$, $d_2 = 14.71\text{mm}$, $d_3 = 13.546\text{mm}$ som gir

$$T = T_t + T_u = 63.6 \text{ Nm}$$

* EKSEMPEL 4

Et rør med indre diameter $d = 50 \text{ mm}$ har på rørets flens påskrudd et lokk med pakning mellom. Loket er festet med 8 stk. M5 skruer og kan pga. konstruktiv utforming (avstivet med ribber i "rosett") betraktes som uendelig stiv. Flensen betraktes også uendelig stiv.

Tykkelsen på flens, pakning og lokk er totalt lik 8 mm. Innvendig trykk i røret varierer mellom 0 til 50 bar.

OPPGITT:

For pakningen gjelder: Fjærkonstant: $k_p = 5 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$

For hver skrue gjelder: Spenningsareal: $A_s = 14.2 \text{ mm}^2$

Utmattingsamplitude: $\sigma_a = 40 \text{ N/mm}^2$

Elastisitetsmodul: $E = 210 000 \text{ N/mm}^2$

- Forspenningskraften i hver skrue er lik 1000 N. Tegn skruediagram for skruedannelsen.
- Hva blir sikkerhet mot utmatting i skruene?
- Maksimaltrykket i røret økes nå ut over 50 bar. Hvor høyt kan trykket bli uten at den totale kraften mellom pakning og flens underskriver 1000 N?

*** LØSNING 4**

- a) Regner alle 8 skruer som en skrue.

$$k_b = \frac{8 A E}{L} = 4.132 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$$

$$A_s = 113.4 \text{ mm}^2$$

$$F_0 = 8000 \text{ N}$$

$$\delta_{0(\text{skrue})} = F_0 / k_b = 19.40 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\delta_{0(\text{pakning})} = F_0 / k_p = 16.00 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

Skruediagrammet er vist i fig. 8.17.

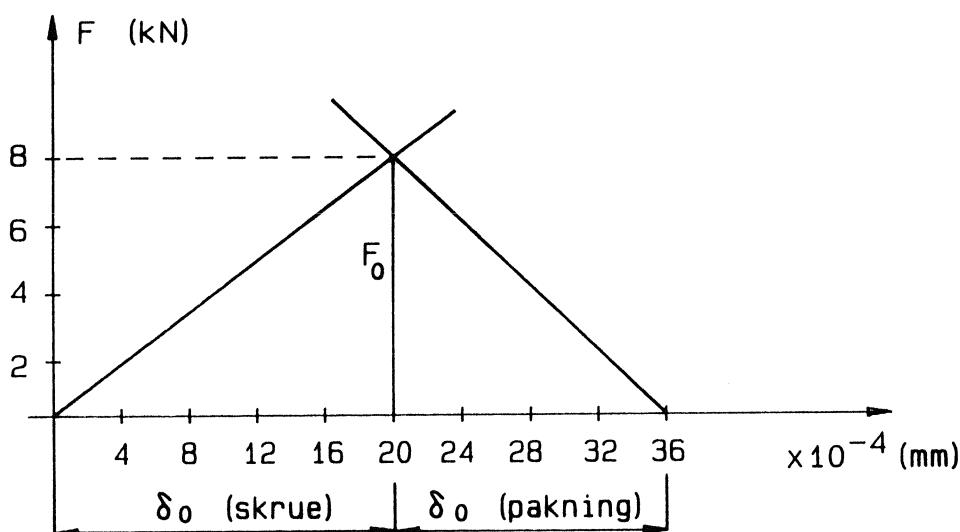


Fig. 8.17. Skruediagram.

b) $F = 5.0 \pi 25^2 = 9817 \text{ N}$

$$F_{\text{skrue}} = \left(\frac{k_b}{k_b + k_p} \right) F = 4437 \text{ N}$$

$$F_{\text{amplitude}} = 2219 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{amplitude}} = 2219 / 113.6 = 19.53 \text{ N/mm}^2$$

$$n_u = 40 / 19.53 = 2.05$$

- c) Kraft i pakning avtatt: $8000 - 1000 = 7000 \text{ N}$

$$\text{Forlengelse: } \delta_p' = 14.00 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

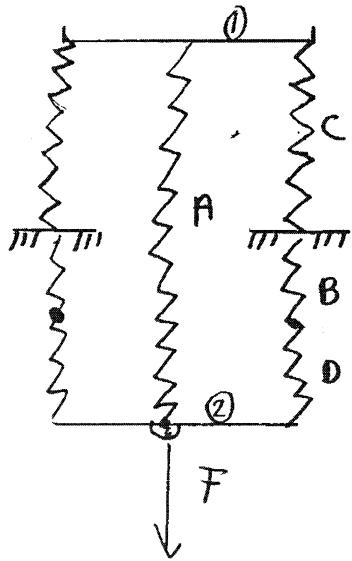
$$\text{Kraftøkning i skrue: } \delta_p' k_b = 5772 \text{ N}$$

$$\text{Maks. trykkraft mot lokk: } F_{\text{maks}} = 5772 + 7000 = 12772 \text{ N}$$

$$p_{\text{maks}} = F_{\text{maks}} / (\pi 25^2) = 6.50 \text{ N/mm}^2 = 65 \text{ bar}$$

Kap 8.9 Strenndiagram utledning

Strengforsyndelse vist i fig 8.13. Rør betraktes som fjerr
(OBS: FOR DEMO E HYLSEN D DELT I TO DELER)



Moment T gir forspenningskraft i strengen
→ strengen forlenges
→ Hylsene C og D trykkes sammen

$$\text{Vet at } \sigma = \epsilon \cdot E \Rightarrow \frac{F}{A} = \frac{\Delta L}{L} E$$

$$\Rightarrow F = \frac{EA}{L} \cdot \Delta L$$

Krav: likevekt av rotting ②.

Bare forspennings:

$$\underline{\frac{1}{2}F_0 \downarrow \quad \uparrow F_T \quad \downarrow \frac{1}{2}F_0}$$

Settes på Kraft F som vist og krever likevekt av rotting ②

$$\underline{\frac{1}{2}F_0 \uparrow \quad \uparrow F_T \quad \uparrow \frac{1}{2}F_A \\ \frac{1}{2}F_0 \downarrow \quad \uparrow F_0 \quad \downarrow \frac{1}{2}F_D}$$

$$\sum F = 0 \Rightarrow F + F_0 - F_0 - F_T - F_A = 0 \Rightarrow \underline{F = F_T + F_A}$$

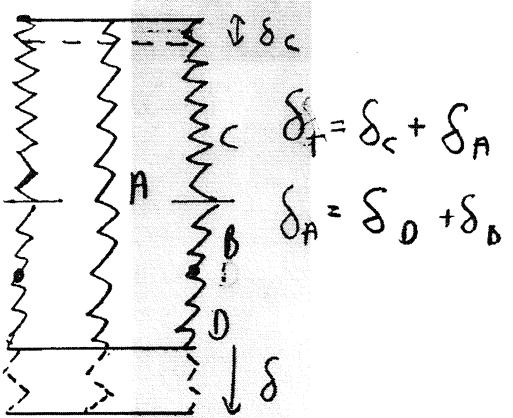
$$\downarrow F$$

Ser på deformasjon

Likevekt av rotting ①
Se på forskygning

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}F_0 \uparrow &= \underline{\downarrow F_A \quad \uparrow \frac{1}{2}F_0} \\ \frac{1}{2}F_x \uparrow &= \underline{\downarrow F_T \quad \uparrow \frac{1}{2}F_x} \\ F_T - F_x - F_0 + F_0 &= 0 \\ F_x &= F_T \end{aligned}$$

Kraften F_T er lik
og virker på alle deler
med tilstøtende kraft.
Likeledes er F_A lik i
alle deler med avgående
kraft.



Delene A og C er T-deler (teltagende kraft) ②

Delene D/B er A-deler (avtagende kraft)

$$\sum \delta_T = \frac{F_T}{R_C} + \frac{F_T}{R_A} = F_T \left(\frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_A} \right) = \frac{F_T}{R_T} \Rightarrow \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_A}$$

$$\sum \delta_n = \frac{F_n}{R_D} = F \left(\frac{1}{R_D} \right) \Rightarrow \frac{1}{R_A} = \frac{1}{R_D} + \frac{1}{R_B}$$

$$F = F_T + F_n \Rightarrow F = S R_T + S R_A$$

$$\Rightarrow S = \frac{F}{R_T + R_A}, \quad S = \frac{F_T}{R_T}$$

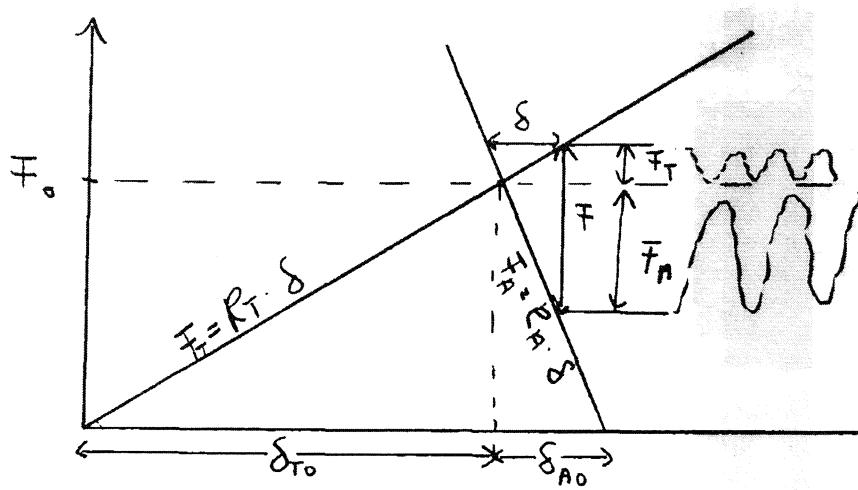
$$\frac{F_T}{F_A} = \frac{R_T}{R_A}$$



$$F_T = \frac{R_T}{R_T + R_A} \cdot F \quad \text{og likeledes}$$

$$F_n = \frac{R_A}{R_T + R_A} \cdot F$$

Dette kan illustreres i skjedagram



Kraften F
fordeler seg
på T-deler
og A-deler
etter stivhets-
forholdet.

(3)

Skiven har lav utmatn. just het grunnet gjeneparti

\Rightarrow Kraftvermøringen \bar{F}_T må være så lav som mulig.

\Rightarrow Tdelen må ha lav stivhet

A-delen har høy stivhet (Unngå paringsos etc som A-del)

Fra skrediagrammet utledes følgende ligning:

$$\frac{\bar{F}_o + \bar{F}_T}{\bar{F}_o} = \frac{\delta_{TO} + S}{\delta_{TO}} \quad \wedge \quad \frac{\bar{F}_o + \bar{F}_T - F}{\bar{F}_o} = \frac{\delta_{AO} - S}{\delta_{AO}}$$

$$\bar{F}_o + \bar{F}_T = F_{\text{max}} \quad \Downarrow \quad \text{Eliminere } S$$

$$\underline{\underline{F_{\text{max}} = \bar{F}_o + \frac{F}{\frac{\delta_{TO}}{\delta_{AO}} + 1}}}$$

Gjenge-diameter	Spenningsareal A_s (mm ²)	Spenningsareal A_s (mm ²)	Gjenge-diameter	Spenningsareal A_s (mm ²)
UNC	UNF	UNC	UNF	UNC
1/4"	20,5	23,5	M 4	8.78
5/16"	33,8	37,5	M 5	14.2
3/8"	50	56,7	M 6	20.1
1/2"	91,5	103	M 8	36.6
5/8"	146	165	M 10	58.0
3/4"	216	241	M 12	84.3
7/8"	298	329	M 16	157
1"	391	428	M 20	245
1 1/4"	625	692	M 24	353
1 1/2"	907	1020	M 30	561
			M 36	817
			M 39	976

Tabell 6.8. Spenningsareal.

Utmattingsfastheten for en skruer er forholdsvis lav.
For skruer med mutter kan man regne en utmattingsamplitude

$$\sigma_a \approx 40 \text{ N/mm}^2$$

uavhengig av middelspenningen σ_m . Denne verdi gjelder for de fleste masseproduserte skruetyper, med unntak for kaldformede skruer uten etterfølgende varmebehandling, som har noe høyere utmattingsamplitude ($\sigma_a = 50-60 \text{ N/mm}^2$)

Gjenge-diameter	Spenningsareal A_s (mm ²)	Skruer			Mutter
		Fasthets-klasse	Strekkest-fasthet ¹⁾	Flyte-grense ¹⁾	
M 4	8.78	σ_B min N/mm ²	σ_F min N/mm ²	δ_5 min %	Fasthets-klasse
M 5	14.2	340	200	25	
M 6	20.1	400	240	25	
M 8	36.6	400	320	14	
M 10	58.0	500	300	20	
M 12	84.3	500	400	10	
M 16	157	500	360	16	
M 20	245	500	480	8	
M 24	353	600	540	12	
M 30	561	600	600	6	
M 36	817	600	480		
M 39	976	600	540		
		8.8	640	12	8
		10.9	1000	9	10
		12.9	1200	8	12
		14.9	1400	7	14

1) NS 1867 benytter kp/mm². Ved omregning er benyttet 1 kp ≈ 10 N.

Tabell 6.7. Fasthetsklasser for skruer og muttere.

Nr.	Gjenger	Underlag	Snøring	Størreproduksent	Tilsetting 1) moment	Forspenning Middelverdi 2)
1a	M ubehandlet	Brikke 3)	Ingen 4)	A	87 M_T/d_S^3 (N/mm ²)	Min.verdi 0 min 0 m (N/mm ²)
1b	UNC "	"	"	A	104 95	500 580 560
1c	"	"	"	B	420	
2a	M ubehandlet	Brikke 3)	Olje	A	84 99 97	510 560 510
2b	UNC "	"	"	A	410 440	
2c	"	"	"	B	520 620	
3a	M ubehandlet	Brikke 3)	Molykote	A	62 86 87	540 620 610
3b	UNC "	"	"	A	460	
3c	"	"	"	B	520 620	
4a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =2,5 µm	Ingen 4)	A	121 101	440 400
4b	"	"	"	B	101	570 550
5a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =2,5 µm	Olje	A	113 104	440 440
5b	"	"	"	B	104 107	570 570
6a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =2,5 µm	Molykote	A	93 38	480 520
6b	"	"	"	B	38	730 630
7a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =12,5 µm	Ingen 4)	A	113 107	410 390
7b	"	"	"	B	107	560 550
8a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =12,5 µm	Olje	A	120 120	470 470
8b	"	"	"	B	107 107	490 490
9a	UNC ubehandlet	Stål, R _a =12,5 µm	Molykote	A	98 90	500 510
9b	"	"	"	B	90	620 630
10a	UNC ubehandlet	Stoppejern	Ingen 4)	A	113 103	460 470
10b	"	"	"	B	103	580 580
11a	UNC ubehandlet	Stoppejern	Olje	A	106 93	480 440
11b	"	"	"	B	93	590 580
12a	UNC ubehandlet	Stoppejern	Molykote	A	91 76	500 420
12b	"	"	"	B	76	610 580
13a	M el.forsinket	Brikke 3)	Ingen	A	78 90 89	300 410 350
13b	UNC "	"	"	A	90	490 560
13c	"	"	"	B	89	540
14	M el.forsinket	Brikke 3)	Olje	A	74 74	410 410
15.	M el.forsinket	Brikke 3)	Molykote	A	60 79	380 200
16a	UNC varmforsinket	Brikke 3)	Ingen	A	107 79	410 200
16b	"	"	"	B	79	610 510

I stedet kan man sette

$$M_T = k \cdot F_0 \cdot d_s \quad (29)$$

der M_T = tilsettingsmoment

k = eksperimentelt bestemt faktor

F_0 = forspenningskraften

$$d_s = \sqrt{\frac{4A_S}{\pi}} = \text{diameter som tilsvarer spenningsarealet}$$

(side 6.42)

Faktoren k er ca. 0,2 for de vanligste tilfelle. Den er først og fremst avhengig av friksjonsforholdene mellom gjengene og mot underlaget: materiale, overflatebehandling, smøring m.m.

Tilsettingsmomentet fordeler seg omtrent slik på de forskjellige flatene:

Delen $M_S \approx 0,1 M_T$ skyldes gjengestigningen (gjenger)

$$\begin{aligned} & M_G \approx 0,5 M_T && \text{skyldes gjengefriksjon} \\ & M_U \approx 0,4 M_T && \text{skyldes friksjon mellom mutter} \end{aligned}$$

og underlag.

Momentdelene M_S og M_G , dvs. ca. 60 % av tilsettingsmomentet, overføres til skruen og gir torsjon i denne.

- 1) Tilsettingsmomentet M_T tilsvarer 0,1 bruddrisiko ved tilsetting av 8.8-skruer.
- 2) Angitt min.verdi understrekkes statistisk 1 2,3 % av alle tilfelle (0 min = 0 m⁻² std. avv.).
- 3) Brikken har samme overflatebehandling som gjengene.
- 4) Skruer og muttere i leveransetilstand (lett ansløjt).

Tabel 6.9. Tilsettingsmoment og forspennning for 8.8-skruer, basert på (14).

enn M16 - M20 er imidlertid tungt å tilsette for hånd og bør derfor unngås.

Vi velger 4 stk. M12-skruer, klasse 8.8 og underlagsbrikker med min. hardhet HB 200 under muttere og skruehoder. Spenningsarealet $A_S = 84,3 \text{ mm}^2$ tilsvarer $d_s = 10,3 \text{ mm}$. Ifølge tabell 6.9 blir tilsettingsmomentet

$$M_T = 87 \cdot d_s^3 = 87 \cdot 10,3^3 = 95\ 000 \text{ Nmm} = 95 \text{ Nm}$$

I denne sammenheng kan nevnes at friksjonsforbindelser i de senere år har fått stor betydning for store stålkonstruksjoner: broer, høyhus m.m. Ved å flammerense eller sandblåse kontaktflatene kan man oppnå friksjonskoeffisienter $\mu = 0,45-0,60$. Det er utarbeidet europeiske retningslinjer for slike forbindelser (16).

Eksempel 1. Strekkbelastet friksjonsforbindelse.

Vi velger 4 stk. M12-skruer, klasse 8.8 og underlagsbrikker med min. hardhet HB 200 under muttere og skruehoder. Spenningsarealet $A_S = 84,3 \text{ mm}^2$ tilsvarer $d_s = 10,3 \text{ mm}$. Ifølge tabell 6.9 blir tilsettingsmomentet

Vi velger 4 stk. M12-skruer, klasse 8.8 og underlagsbrikker med min. hardhet HB 200 under muttere og skruehoder. Spenningsarealet $A_S = 84,3 \text{ mm}^2$ tilsvarer $d_s = 10,3 \text{ mm}$. Ifølge tabell 6.9 blir tilsettingsmomentet

$$M_T = 87 \cdot d_s^3 = 87 \cdot 10,3^3 = 95\ 000 \text{ Nmm} = 95 \text{ Nm}$$

I denne sammenheng kan nevnes at friksjonsforbindelser i de senere år har fått stor betydning for store stålkonstruksjoner: broer, høyhus m.m. Ved å flamme- rense eller sandblåse kontaktflatene kan man oppnå friksjonskoeffisienter $\mu = 0,45-0,60$. Det er utarbeidet europeiske retningslinjer for slike forbindelser (16).

Eksempel 1. Strekkbelastet friksjonsforbindelse.

Friksjonsforbindelsen i fig. 6.50 skal overføre kraften $F = 15\ 000 \text{ N}$. Hvilke skruer behøves?

Vi forutsetter at platene og skruene er ubehandlete. Friksjonskoeffisienten mellom platene kan da settes $\mu = 0,2$. Med sikkerhetsfaktor $n = 1,5$ blir nødvendig klemkraft

$$\Sigma F_0 \geq \frac{n \cdot F}{\mu} = \frac{1,5 \cdot 15\ 000}{0,2} = 112\ 500 \text{ N}$$

Ifølge tabell 6.9 gruppe 1 kan man for ubehandlete skruer med brikker regne med minste forspenning $\sigma_0 = 380 \text{ N/mm}^2$. Dette gir nødvendig samlet spenningsareal på alle skruer

$$\Sigma A_S = \frac{\Sigma F_0}{\sigma_0 \text{ min}} \geq \frac{112\ 500}{380} = 296 \text{ mm}^2$$

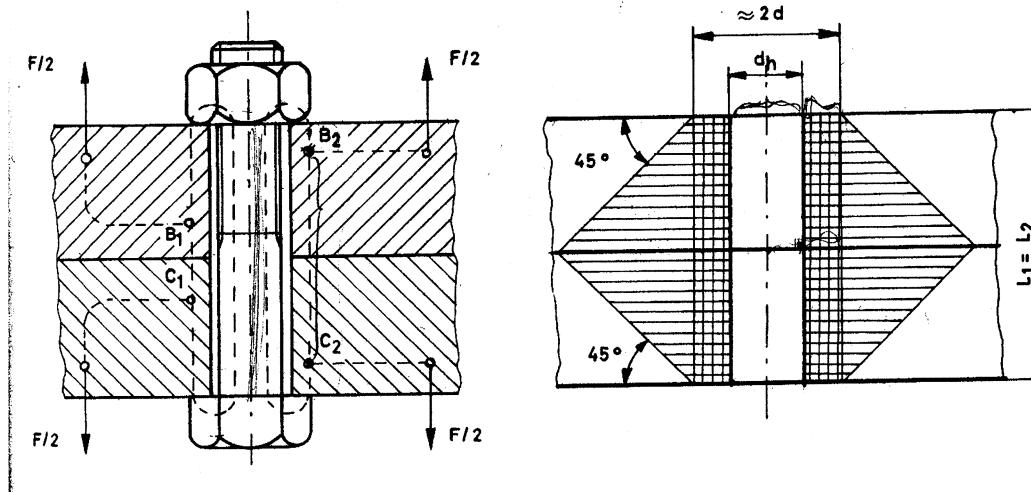
Med hjelp av tabell 6.8 side 6.44 ser man at dette kan oppnås f.eks. ved følgende alternativ:

- 1) 9 stk. M8-skruer ($9 \cdot 36,6 \text{ mm}^2$)
- 2) 6 stk. M10-skruer ($6 \cdot 58,0 \text{ mm}^2$)
- 3) 4 stk. M12-skruer ($4 \cdot 84,3 \text{ mm}^2$)
- 4) 2 stk. M16-skruer ($2 \cdot 157 \text{ mm}^2$)
- 5) 1 stk. M24-skruer ($1 \cdot 353 \text{ mm}^2$)

Konstruksjonens form og dimensjoner - i dette tilfellet platebredder og tykkelse - vil som regel bli avgjørende for hvilket alternativ som passer best. Større skruer

Eksempel 1: Flensforbindelse

De aller fleste skrueforbindelser har en form slik at de kan være usikkert hva som er Ø-deler og hva som er a-deler. Flensforbindelse er et eksempel på dette. Figuren nedenfor viser en skrueforbindelse mellom to jevntykke plateformede deler.



Deleflaten mellom ø-deler og a-deler angitt ved punktene B og C kan enten ligge nær platenes anleggsflate eller nær skruhode og mutter. Overgangen mellom ø og a-deler skjer suksessivt og det kreves mye beregningsarbeid og fastlegge deformasjonsbildet nøyaktig. Betrakter da konservativt to tilfeller.

- Maksimal F_ϕ . Punktene B og C ligger så langt fra hverandre som mulig.
- Maksimal F_a . Punktene B og C ligger så nærmere hverandre som mulig.

Man er primært interessert i skruen da denne er spesielt utmatningssensitiv. For beregning av fjærkonstanten C_a betrakter man konservativt en hylse med ytterdiameter lik bolthodets/mutterens nøkkelvidde og innerdiameter lik bolthullet.

Antar følgende verdier:

- | | |
|---|--------|
| • Skruediameter | d |
| • Hulldiameter $d_h =$ | $1.1d$ |
| • Diameter for mutterens anleggsflate $D =$ | $2d$ |
| • Elastisitetsmodul for skruemateriale | E_1 |
| • Elastisitetsmodul for flensmateriale | E_2 |

$$C_\phi = \frac{\pi d^2 E_1}{4L_1}$$

$$C_a = \frac{\pi E_2}{4L_2} (D^2 - d_h^2)$$

Dersom $E_1 = E_2$ får vi følgende:

$$\frac{C_\phi}{C_a} = \frac{\frac{\pi d^2 E}{4L}}{\frac{\pi E(4d^2 - (1.1d)^2)}{4L}} = 0.36$$

$$F_\phi = \frac{C_\phi}{C_\phi + C_a} F = \frac{0.36}{1 + 0.36} F = 0.26F$$

Kraftøkningen i skruen blir ca. en fjerdedel av ytre last.

Eksempel 2: Strekkbelastet friksjonsforbindelse

En friksjonsforbindelse skal overføre en strekklast på 15 000 N. **Hvilke skruer behøves?** Forutsett at platene og skruene er ubehandlet. Friksjonskoeffisienten mellom de to platene kan da settes til 0.2. Anta forspenning lik 70 % av flytespenning og materialvalg i skruen lik 8.8 . **Beregn også nødvendig tiltrekningsmoment for å oppnå angitte forspenning dersom man regner at 40% av tilsettingsmomentet går tapt på grunn av friksjon mellom skruen og underlag. Regn med smurte ubehandlete skruer. Friksjonskoeffisienten kan settes til 0.15.**

Beregner nødvendig klemkraft:

$$F_0 = \frac{15000N}{0.2} = 75000N$$

Kvalitet 8.8 har flytespenning lik 640 MPa. 70 % av flytespenning gir en spenning på 448 MPa.

Beregner nødvendig spenningsareal for alle skruer:

$$A_s = \frac{75000N}{448MPa} = 167mm^2$$

Anvender tekniske tabeller som gir spenningsareal for metriske skruer. Eksempelvis tabell 8.2 i kompendium.

Skruediameter	Spenningsareal [mm ²]
M6	20
M8	37

Kan da anvende 9 stk M6 eller 5 stk M8.

M6 grovgjenget har midt diameter lik 5.35 mm og stigning lik 1 mm.

Tilsettingsmomentet beregnes som følger for M6.

$$T_t = 0.6 \cdot T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\varepsilon_l + \varphi)$$

$$\varepsilon_1 = \tan^{-1}\left(\frac{\mu}{\cos \alpha}\right), \alpha = 30^\circ \Rightarrow \tan^{-1}\left(\frac{0.15}{\cos 30}\right) = 9.82^\circ$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi \cdot 5.35mm}\right) = 3.4^\circ$$

$$T = \frac{75000N}{9} \cdot \frac{5.35mm}{2} \tan(9.82 + 3.4) \cdot \frac{1}{0.6} = 8728Nm$$

Oppgave 2

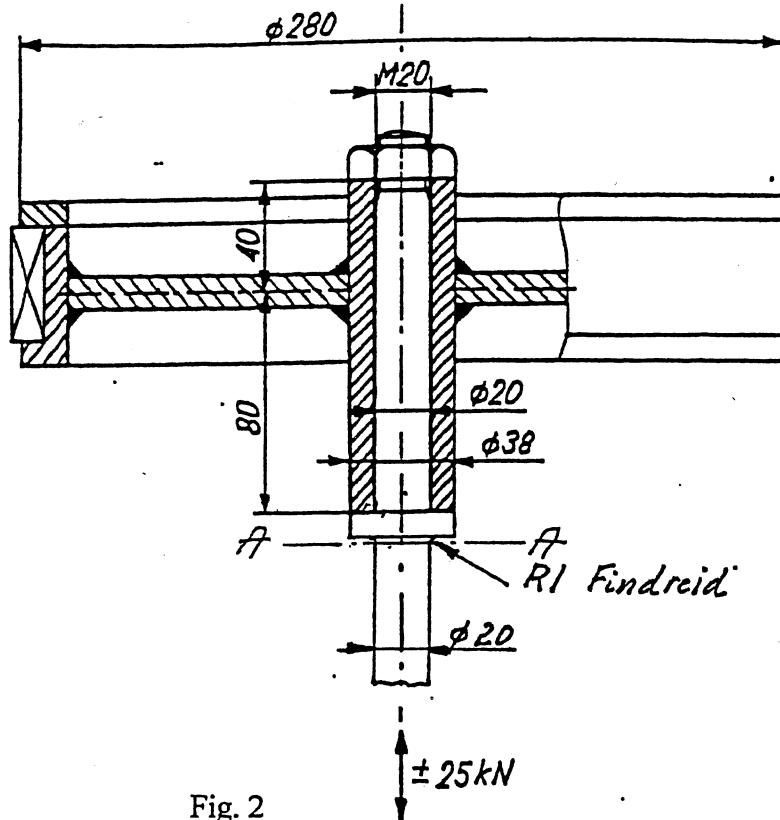


Fig. 2

Figur 2 viser stempel og stempelstang for en pumpe. Stemplet er i sveist utførelse av stål type St37-2, mens stempelstangen er laget av St60-2. Øvre del av stempelstangen er utført med gjenger M20. Gjengene slutter like under mutteren.

Det er radiell klarlighet mellom den innspente delen av stempelstangen og navboringen i stempellet.

Skrueforbindelsen er tilsatt med en forspenningskraft $F_0 = 60 \text{ kN}$.

Trykket i pumpesylinger forårsaker en kraft $F = 25 \text{ kN}$ i stempelstangen. Kraften virker oppover og nedover som vist på figuren avhengig av stempelstangens bevegelsesretning.

$$E_{\text{stål}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

- a) Under forutsetning av at kraften F virker nedover på figuren, angi hva som blir A og T deler i forbindelsen. Beregn δ_{A0} og δ_{T0} og tegn skruediagram i målestokk. Les av største skruekraft fra diagram.
 $\delta_{T0} = 0,1231 \text{ mm}$, $\delta_{A0} = 0,0279 \text{ mm}$
- b) Beregn største skruekraft analytisk. $F_{\text{skruue max}} = 64,617 \text{ N}$
- c) Når kraften F virker oppover på figuren, angi hva som blir A og T deler og beregn analytisk skruekraftens størrelse. $F_{\text{skruue}} = 55,383 \text{ N}$
- d) Under drift når F veksler retning, beregn sikkerheten mot utmatningsbrudd i stempelstangens gjenger. $\gamma_B \approx 2,1$
- e) Ved samme betingelser som i pkt. d, beregn sikkerheten mot utmatningsbrudd i snitt A - A. $\gamma_B \approx 1,3$