

UTVIKLING AV VEIVSTANG I ALUMINIUM DEVELOPMENT OF ALUMINIUM CONNECTING ROD

HALLVARD ERIKSEN BUER

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITTENSKAP
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2011



FORORD

Denne masteroppgaven er en oppgave som avslutter et femårig studium ved Universitetet for Miljø- og Biovitenskap. Studiet er et ingeniørstudium innen studieretningen maskin, prosess og produktutvikling. Denne oppgaven retter seg mot emnet produktutvikling med alle de hensyn som må tas i en lik prosess. Valget av oppgaven er gjort med bakgrunn av et personlig ønske om å undersøke og utvikle et produkt til en applikasjon som krever kunnskaper om forbrenningsmotorer og konstruksjon av produkter.

Jeg vil takke førsteamanuensis og hovedveileder Johan Andersen, førsteamanuensis Jan Kåre Bøe og førsteamanuensis Geir Terjesen for veiledning underveis. Jeg vil takke de ansatte ved verkstedet ved UMB for innspill samt andre som har hjulpet meg underveis.

Ås, Mai 2011

Hallvard Eriksen Buer

SAMMENDRAG

Denne masteroppgaven har til hensikt å undersøke forholdene ved å benytte en aluminiumslegering som materiale ved konstruksjon av en veivstang til forbrenningsmotor produsert og benyttet av Volvo i personbiler. Hensiktet med å benytte dette materialet i stedet for tradisjonelle materialer som stål og støpejern, er å senke den massen som er i bevegelse i en forbrenningsmotor. Dette vil senke vibrasjoner som er nyttig. Utfordringen er å fremskaffe god informasjon om de egenskapene til materialet som er vesentlige for konstruksjonen, samt å produsere realistiske rammebetingelser som belastning av veivstangen, samt levetid og anvendelsesmønster. Videre er det en utfordring å bestemme formen på konstruksjonen slik at den er mest hensiktsmessig utformet i henhold til de egenskapene aluminium har.

Applikasjonen er rettet mot et marked som ønsker å ta ut mer effekt av motoren enn den i utgangspunktet yter, så rammevilkårene for konstruksjonen skiller seg fra de som gjelder for den originale veivstangen levert til motoren.

For å komme frem til en mulig konstruksjon anvendes det tilgjengelig informasjon om materialer og forbrenningsmønstre i en forbrenningsmotor for å tilpasse disse til den aktuelle motoren.

Mange elementer til utformingen av profilet har blitt diskutert og implementert, mens kravet er at konstruksjonen fortsatt skal benyttes med originale komponenter som sitter i tilknytning til veivstangen.

Resultatet av masteroppgaven er en veivstang som både er lettere, og har blitt konstruert for en høyere belastning enn original motoreffekt.

ABSTRACT

This master thesis has the purpose of investigating the conditions of using an aluminium alloy when constructing a connecting rod for use in an internal combustion engine produced by Volvo for use in their passenger cars. The purpose of using this material instead of the traditional materials used for connecting rods, like steel and cast iron, is to lower the mass of the components in movement in the engine. This will lower the vibrations which is useful. The challenge is to collect good information on the properties of aluminium alloys, which are essential for the construction, and to gather realistic information on to base the loads, longevity of the connection rod. The shape of the connecting rod itself is also a challenge to adapt to the material properties.

The application of the connection rod is aimed at those who want to increase the power of their engine, so the load differs from the application of the original connecting rod.

To achieve the goal of creating the connection rod, available information on materials is used. Also to create a realistic simulation of force exerted on the connection rod from the combustion, available information is adapted to the application.

Different elements regarding the possibilities of the design of the connecting rod has been discussed and chosen. A key element has been that the connection rod should fit the application engine without the need of different replacement parts.

The result of the master thesis is a connection rod that is designed for higher loads than the original one and which is lighter.

INNHold

| | | |
|--------|---------------------------|----|
| 1 | INNLEDNING | 1 |
| 1.1 | BAKGRUNN | 1 |
| 1.2 | PROBLEMSTILLING | 1 |
| 1.3 | MÅLSETNING | 1 |
| 1.3.1 | HOVEDMÅL | 2 |
| 1.3.2 | DELMÅL | 2 |
| 1.4 | BEGRENSNINGER | 3 |
| 1.5 | TIDSPLAN | 3 |
| 1.6 | TERMINOLOGI | 4 |
| 1.6.1 | NØKKELBEGREPER | 4 |
| 1.6.2 | FORMLER | 6 |
| 2 | BESKRIVELSER | 8 |
| 2.1 | FUNKSJONSPRINSIPPER | 8 |
| 2.1.1 | OTTOMOTOR | 8 |
| 2.1.2 | VOLVO B230 MOTOR | 8 |
| 2.1.3 | VEIVSTANG | 8 |
| 2.1.4 | STOREENDEN | 8 |
| 2.1.5 | LILLEENDEN | 9 |
| 2.1.6 | STEMPEL | 9 |
| 2.1.7 | VEIVAKSEL | 10 |
| 2.1.8 | DETONASJON | 10 |
| 2.1.9 | ØVRE DØDPUNKT | 11 |
| 2.1.10 | NEDRE DØDPUNKT | 11 |
| 2.2 | HOVEDKOMPONENTER | 12 |
| 2.3 | DIMENSJONER | 13 |
| 2.3.1 | VEKT | 15 |

| | | |
|-------|---|----|
| 2.4 | FORELØPIGE VURDERINGER..... | 16 |
| 2.4.1 | ALUMINIUM KONTRA STÅL | 17 |
| 2.4.2 | PRODUKSJON..... | 20 |
| 2.5 | KOSTNADSOVERSALG | 21 |
| 2.6 | PROSESS..... | 23 |
| 2.6.1 | ARBEIDSHYPOTESE | 23 |
| 2.6.2 | METODE OG HJELPEMIDLER..... | 24 |
| 2.7 | KONKURRENDE OG EKSISTERENDE LØSNINGER | 24 |
| 2.7.1 | I-PROFIL | 26 |
| 2.7.2 | H-PROFIL..... | 26 |
| 2.7.3 | REKTANGULÆRE PROFILER..... | 26 |
| 2.7.4 | ANDRE TYPER PROFILER | 26 |
| 3 | KONSEPTER OG KONSEPTVALG | 29 |
| 3.1 | KONSEPTUTVIKLING | 29 |
| 3.2 | FESTEMIDLER OG METODE | 31 |
| 3.2.1 | KONSEPT A FOR FESTEMIDLER | 31 |
| 3.2.2 | KONSPET B FOR FESTEMIDLER | 31 |
| 3.2.3 | KONSEPT C FOR FESTEMIDLER | 32 |
| 3.2.4 | KRITERIER FOR FESTE METODE | 33 |
| 3.3 | MATERIALE FOR LILLEENDEN | 34 |
| 3.3.1 | BRONSEMATERIALE | 35 |
| 3.3.2 | ALUMINIUMSLEGERING | 35 |
| 3.4 | SMØRING AV STEMPELBOLT | 36 |
| 3.4.1 | KONSEPT A FOR SMØRING AV STEMPELBOLT | 37 |
| 3.4.2 | KONSEPT B FOR SMØRING AV STEMPELBOLT..... | 37 |
| 3.5 | VEIVSTANGMATERIALE..... | 38 |
| 3.6 | PROFILVALG..... | 44 |
| 3.6.1 | DISKUSJON AV PROFILER..... | 46 |

| | | |
|-------|--|----|
| 3.6.2 | VURDERING AV PROFILER | 47 |
| 3.7 | PRODUKSJONSMETODE | 51 |
| 3.7.1 | SENKESMIING | 51 |
| 3.7.2 | FRESING | 52 |
| 4 | KONSTRUKSJON..... | 54 |
| 4.1 | GRUNNDIMENSJONER..... | 54 |
| 4.1.1 | LENGDE..... | 54 |
| 4.2 | DISKUSJON AV FORHOLD VEDRØRENDE KONSTRUKSJON..... | 54 |
| 4.2.1 | UTMATTING..... | 54 |
| 4.2.2 | STIVHET..... | 58 |
| 4.2.3 | DIMENSJONER OG TOLERANSER | 58 |
| 4.2.4 | KNEKKING | 58 |
| 4.3 | SKRUER | 60 |
| 4.4 | MOTORSPESIFIKASJON | 61 |
| 5 | GRUNNLAGSBEREGNINGER | 62 |
| 5.1 | KRAFT FRA STEMPEL..... | 62 |
| 5.1.1 | MAKSIMAL KRAFT BEREGNET ETTER MIDDELTRYKK..... | 63 |
| 5.2 | STEMPELAKSELERASJON..... | 66 |
| 5.2.1 | MASSEKREFTER..... | 68 |
| 5.2.2 | VEIVSTANGKRAFT | 70 |
| 5.3 | UTMATTINGSPÅKJENTE OMRÅDER..... | 72 |
| 5.4 | DIMENSJONERING FOR STATISK BELASTNING | 74 |
| 5.4.1 | STATISK TRYKKBELASTNING AV NEDRE SNITT | 74 |
| 5.4.2 | STATISTK BELASTNING AV LILLEENDE | 75 |
| 5.4.3 | STATISK BELASTNING FOR NEDRE SNITT VED STREKKING | 75 |
| 5.4.4 | DIMENSJONERING AV PROFIL MOT KNEKKING..... | 76 |
| 5.4.5 | FESTESKRUER..... | 77 |
| 5.4.6 | SKJÆRSPENNING I GJENGER..... | 82 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 5.4.7 | FLATETRYKK I GJENGER | 83 |
| 5.5 | KONSTRUKSJONSPRESENTASJON..... | 84 |
| 6 | KONTROLL AV KONSTRUKSJONEN | 87 |
| 6.1 | KONTROLL AV KNEKKING | 87 |
| 6.2 | UTMATTING..... | 90 |
| 6.2.1 | METODE..... | 92 |
| 6.2.2 | UTMATTING VED STREKKING AV LILLEENDEN VED STEMPEL I ØVRE DØDPUNKT..... | 92 |
| 6.2.3 | UTMATTING AV NEDRE SNITT PÅ PROFIL..... | 98 |
| 6.2.4 | TRYKKSPENNING I DELINGSFLATEN..... | 103 |
| 6.2.5 | KLEMSIKKERHET | 105 |
| 6.2.6 | TRYKKSPENNING UNDER SKRUEHODE | 105 |
| 6.2.7 | BELASTNING AV UNDERDELEN..... | 107 |
| 6.3 | RESONANS | 111 |
| 6.4 | VURDERING AV KONTROLL AV KONSTRUKSJON | 112 |
| 7 | PRODUKSJON..... | 113 |
| 7.1 | ARBEIDSTEGNINGER..... | 113 |
| 7.2 | PARALLELLITET..... | 113 |
| 7.3 | PASNINGER..... | 114 |
| 7.4 | OVERFLATEFINHET | 114 |
| 8 | FREMSTILINGSKOSTNADER | 115 |
| 9 | PROSESSVURDERING | 117 |
| 10 | KONKLUSJON | 118 |
| 10.1 | ANBEFALINGER..... | 118 |
| 10.2 | VIDERE ARBEID | 119 |
| 11 | REFERANSER | 120 |
| 12 | VEDLEGG..... | IX |
| 12.1 | VEDLEGG 1 Aluminium 7075-T6..... | IX |
| 12.2 | VEDLEGG 2 Kostnad aluminium 7075-T6 hos Astrup AS..... | IX |

| | | |
|-------|--|----|
| 12.3 | VEDLEGG 3 AISI 4340..... | IX |
| 12.4 | VEDLEGG 4 Arbeidstegning nr. 1, Overdel | IX |
| 12.5 | VEDLEGG 5 Arbeidstegning nr 2, Underdel | IX |
| 12.6 | VEDLEGG 6 Arbeidstegning nr 3, Hylse | IX |
| 12.7 | VEDLEGG 7 Arbeidstegning nr. 4, Skrue | IX |
| 12.8 | VEDLEGG 8 Arbeidstegning nr. 5, Sammensetningsoversikt..... | IX |
| 12.9 | VEDLEGG 9 Arbeidstegning nr. 6, Linjering av sammensatt veivstang..... | IX |
| 12.10 | VEDLEGG 10 DVD med CAD-filer | IX |

1 INNLEDNING

1.1 BAKGRUNN

Oppgaven tar utgangspunkt i å tilegne seg kunnskap om forbrenningsmotor for å adoptere lettmetall i konstruksjonen av en veivstang til en spesifikk motor.

Tradisjonelt sett har stål og støpejernslegeringer blitt benyttet som materiale for produksjon av veivstenger. God kjennskap til stål og dets egenskaper gjør dette et trygt valg da det finnes flere stållegeringer med ekstrem god styrke. Stål og støpejernslegeringer er i tillegg stivere sammenliknet med for eksempel aluminium.

Noen aluminiumslegeringer har meget gode styrkeegenskaper og kan i mange tilfeller erstatte stål som konstruksjonsmateriale. En av de viktigste egenskapene til aluminium sammenliknet med stål er lav tetthet, formbarhet og større evne til å oppta energi. Spesielt flyindustrien har lagt ned store ressurser i å utvikle aluminiumslegering og forståelse av disse for å gjøre fly lettere og sikrere. De gode forbarhetsegenskapene kommer av aluminiums lave smeltetemperatur og dens avtagende fasthet ved økende temperatur. Denne lavere fastheten kan med noen legeringer skje ved bare 100 grader over romtemperatur. Stål har også avtagnede fasthet ved høyere temperaturer, men har generelt enn høyere temperaturbestandig fasthet.

1.2 PROBLEMSTILLING

Problemstillingen er som følgende:

Stållegeringer er utbredt som veivstang materiale til den aktuelle motoren. Når det er ønskelig å gjøre den bevegelelige massen mindre og veivstangen sterkere, vil det undersøkes om aluminium kan erstatte et stålmateriale og samtidig inneha de nødvendige styrkemessige egenskapene.

1.3 MÅLSETNING

Målsetningen er viktig for en utviklingsoppgave da man måler graden av måloppnåelse ved endt utvikling. Det settes opp hovedmål som skisserer den generelle og det endelige målet og delmål for måling progresjon igjennom oppgaven.

1.3.1 HOVEDMÅL

Følgende hovedmål settes for arbeidet:

Hovedmålet for denne oppgaven er å gjennomføre analyser av belastninger på en veivstang i en motor og å konstruere et egnet forslag til veivstang for applikasjonen og bruksområdet. Veivstangen konstrueres i aluminium for å undersøke muligheten for vektbesparelse sammenliknet med eksisterende veivstenger i stål. Målsetningen ansees som oppnådd hvis veivstangen er lettere enn tilsvarende alternativ i stål og samtidig tåler de belastninger som er oppsatt for produktet som krav.

1.3.2 DELMÅL

Følgende delmålsetninger inngår i arbeidet med å nå hovedmålsetningen:

1. Gjøre en litteraturanalyse for å tilegne en bakgrunn for å ta konstruksjonsmessige valg med tanke på materialvalg og konstruksjonsbelastning.
2. Definere ytre rammer for og så finne de belastninger som blir dimensjonerende.
3. Undersøke allerede eksisterende produkter med deres individuelle løsninger og likheter.
4. Utarbeide utkast til egnede konstruksjoner.
5. Velge konstruksjon og utbedre designet både kostnadmessig, vektmessig og styrkemessig.
6. Teste den mest sannsynlige konstruksjonen med FEM-analyse.
7. Utarbeide produksjonsanvisninger.

1.4 BEGRENSNINGER

Konseptutviklingen av produktet i form av veivstangen vil utvikles inne noen rammer som gjør at den kan benyttes med standardiserte komponenter til motoren som veivlager og stempler. Metoder og løsninger for opplagring på veiv og stempelbolt vil beholdes. Løsninger for lagermateriale til stempelbolt og skruerinnfestning og utforming av veivstangen er oppe til vurdering og vil bli analysert. Dette gjelder så lenge disse løsningene har egenskaper som gjør veivstangen kompatibel med motoren generelt. Dette går for eksempel på utvendig mål.

Det vil ikke innhentes målinger fra den spesifikke motoren grunnet kostnader, tidsbruk og kompleksitet og det benyttes publiserte fremgangsmåter og betraktninger av geometri og kraftutvikling i en Ottomotor som adapteres teoretisk.

Det vil bli gjort generelle styrkemessige betraktninger for å undersøke materialets beskaffenhet med den informasjon som er tilgjengelig allment.

Det vil kun bli utført overslag på kostnad for prototypefremstilling og ikke gjort grundig sammenlikning på et masseproduksjonsgrunnlag med tilsvarende veivstang i stål.

1.5 TIDSPLAN

Tidsplanen er stipulert som i Figur 1.1. Oppgavens start er 3.1.2011 og oppgavens slutt er 15.5.2011



Figur 1.1 Tidsplan for oppgaven

1.6 TERMINOLOGI

1.6.1 NØKKELBEGREPER

Tabell 1.1 Nøkkelbegreper

| Symbol | Betydning | Enhet |
|---------------|---|------------------|
| $R_{p0,2}$ | Flytegrense | MPa |
| σ_k | Knekkfasthet | MPa |
| τ | Skjærspenning | MPa |
| σ_{jf} | Jevnførende spenning, von Mises | MPa |
| E | Elastitetsmodul | MPa |
| A | Areal | mm ² |
| F | Kraft, generelt med eventuell notasjon og retning | N |
| F_k | Knekkraft i lengderetning av profil | N |
| m | Masse | kg |
| l | Lengde | mm |
| h | Høyde | mm |
| b | Bredde | mm |
| t | Tykkelse | mm |
| d | Diameter, generell | mm |
| D | Diameter, ytre | mm |
| r | Radius | mm |
| a | Akselerasjon | m/s ² |

Tabellen fortsetter på neste side

| | | |
|-----------------|--|-------------------|
| M | Moment | Nm |
| i | Treghetsradius | mm |
| λ | Slankhetsforhold | |
| λ_v | Forhold mellom veivradius og veivstanglengde | |
| I | Arealmoment | mm ⁴ |
| sf | Sikkerhetsfaktor | |
| n | Antall | |
| ρ | Tetthet | g/cm ³ |
| α, β | Vinkel | |
| N | Antall levetidssyklus for aktuell belastning | |
| ε | Kompresjonsforhold | |
| ε_1 | Gjengens friksjonsvinkel | |
| φ | Gjengens stigningsvinkel | |
| γ_{mm} | Forhold mellom maksimalt trykk og middeltrykk i sylinder | |
| p | Trykk | MPa |
| μ | Friksjonskoeffisient | |
| k_t | Spenningskonsentrasjonsfaktor | |
| P | Effekt | W |

1.6.2 FORMLER

Tabell 1.2 Formler

| Beskrivelse | Likning | Referanse |
|--|---|-----------|
| Spenning, strekk/trykk | $\sigma = \frac{F}{A}$ | (2.4) |
| Jevnførende spenning, von Mises | $\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau^2}$ | (5.46) |
| Skjærspenning | $\tau = \frac{F}{A}$ | (5.47) |
| Trykk | $p = F \cdot A$ | (5.6) |
| Areal, sirkel | $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ | (5.7) |
| Slankhetsforhold | $\lambda = \frac{l_k}{i}$ | (5.30) |
| Treghetsradius | $i = \sqrt{\frac{I_0}{A}}$ | (5.29) |
| Arealmoment, rektangel, bøyeakse x. | $I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ | (3.2) |
| Tillatt skjærspenning | | (5.48) |
| Sikkerhetsfaktor mot varig deformasjon | $sf = \frac{R_{p0,2}}{\sigma}$ | (5.50) |
| Massekraft | $F = m \cdot a$ | (2.6) |
| Middeltrykk i stempelmotor | $p_m = \frac{P \cdot n_c}{V_s \cdot N}$ | (5.1) |
| Akselerasjon i øvre dødpunkt | $a_{\emptyset D} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$ | (5.9) |
| Akselerasjon i nedre dødpunkt | $a_{ND} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda)$ | (5.11) |
| Akselerasjon for gitt veivinkel | $a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$ | (5.18) |
| Spenningsforhold for S-N kurve | $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ | (3.1) |
| Kompresjonstrykk | $p_k = p_f \cdot \epsilon^n$ | (5.5) |

Tabellen forsetter på neste side

| | | |
|--------------------------|--|--------|
| Miner-Pålmgren summasjon | $\sum_{i=1}^{i=n} \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + (\dots) + \frac{n_{n+1}}{N_{n+1}} = 1$ | (6.13) |
| Gjengens stigningsvinkel | $\tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$ | (5.44) |
| Gjengens friksjonsvinkel | $\tan \varepsilon_1 = \frac{\mu}{\cos \alpha}$ | (5.43) |
| Likning for rett linje | $y = a \cdot x + b$ | (6.8) |

2 BESKRIVELSER

2.1 FUNKSJONSPRINSIPPER

2.1.1 OTTOMOTOR

En Ottomotor er en motorkonstruksjon som ble utviklet av Nikolaus Otto. Denne benytter fire takter og har kun en kraft takt for hver annenhver nedadgående stempelbevegelse. Disse taktene er:

1. Innsug av luft og drivstoff.
2. Kompresjon.
3. Forbrenning.
4. Utblåsning av avgasser.

Ulike drivstoff for denne type motor er bensin, naturgass, etanol og metanol. Figur 2.2 viser en skisse av en slik konstruksjon. Det er flere enn Ottomotoren som benytter en slik konstruksjon, for eksempel Dieselmotoren. Veivstangen som konstrueres skal benyttes i en Ottomotor.

2.1.2 VOLVO B230 MOTOR

Dette er en bensinmotor benyttet av Volvo fra 1987 til 1998. Den har et slagvolum på 2316 cm^3 og har fire sylindere. Benyttet til Volvos personbiler og båtmotorer. Dette er motoren veivstangen skal utvikles til. Effekten denne motoren produserer originalt er opp til 132 kW.

2.1.3 VEIVSTANG

Dette er en anretning som overfører kraften som trykket i sylinderen skaper når det virker mot stempelarealet. Veivstangen overfører denne kraften til en veivaksel som omdanner den rettlinjede bevegelsen til en rotasjonsbevegelse. Man får da det kraftmoment som kan benyttes til å rotere det som måtte ønskes.

2.1.4 STOREENDEN

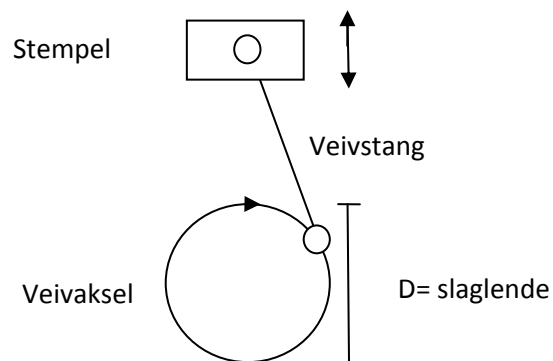
Storeenden på veivstangen sitter rundt veivakselen. Denne har en større diameter enn lilleenden, derav navnet. I Figur 2.1 er denne henvist med punkt 2.

2.1.5 LILLEENDEN

Den siden av veivstangen forbinder denne til stempellet. I Figur 2.1 er denne henvist med punkt 1.



Figur 2.1 Illustrasjon av storeenden og lilleenden



Figur 2.2 Skisse av bevegelser til stempel og veiv i en Ottomotor

2.1.6 STEMPEL

Stempellet følger en rettlinjert bevegelse i arbeidssylinderen. Lengden på denne bevegelsen er slaglengden og utgjør sammen med diameteren på arbeidssylinderen slagvolumet. Slagvolumet har innvirking på effekten motoren kan produsere. Et større slagvolum kan produsere større effekt.

2.1.7 VEIVAKSEL

Veivakselen omgjør den rettlinjede bevegelsen til stampelet til en rotasjonsbevegelse. Sammen med kraften fra stampelet og radiusen til veivakselen bestemmes hvor stort moment dette arbeidet kan utgjøre.



Figur 2.3 Veivaksel i B230 motor sett fra undersiden

2.1.8 DETONASJON

Ekstremt rask trykkøkning i forbrenningskammeret som et resultat av antenning av et begrenset område med blanding av drivstoff og luft et annet sted i forbrenningskammeret enn ved tennpluggen. Denne flammefronten møter flammefronten fra den kontrollerte forbrenningen startet av energitilførsel fra tennpluggen..

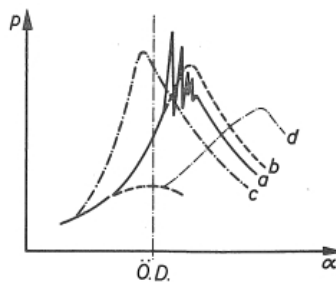


Fig. 5.4

Unormal forbrenning i ottomotor.
a = trykkforløp for detonerende forbrenning
b = normalt trykkforløp
c = trykkforløp ved overflatetennning (generelt bilde på for tidlig tenning)
d = for sein tenning.

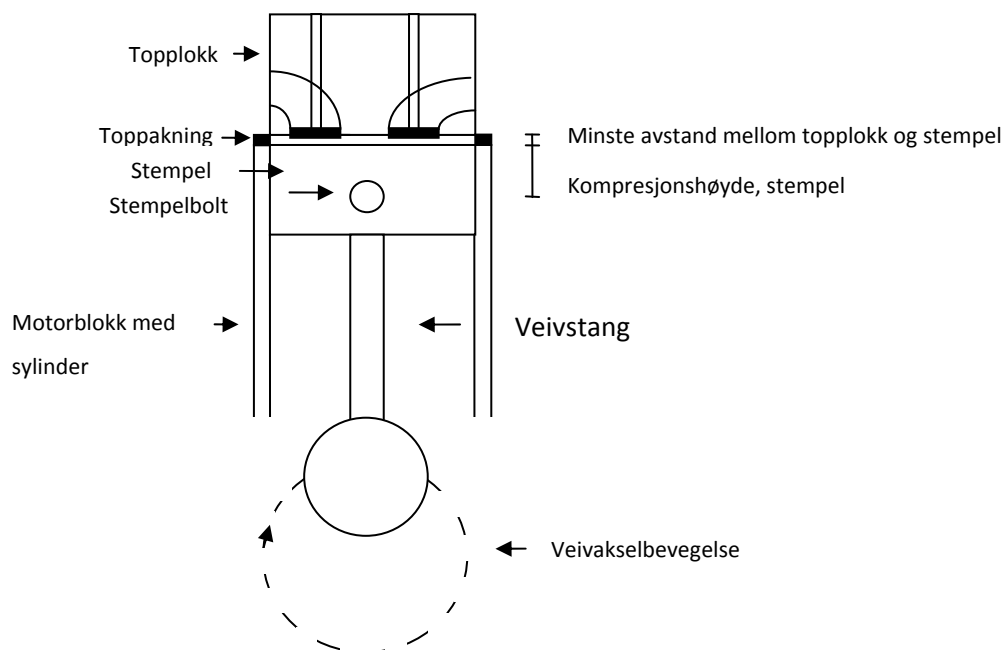
Figur 2.4 Forbrenningstrykk ved ulike forbrenningsforløp[1]

2.1.9 ØVRE DØDPUNKT

Øvre dødpunkt, forkortet, ØD, er en betegnelse på når stempelen er på sitt høyeste i sylinderen.

2.1.10 NEDRE DØDPUNKT

Nedre dødpunkt, forkortet, ND, er en betegnelse på når stempelen er i den laveste posisjonen i sylinderen.



Figur 2.5 Forklaring av komponenter og mål av Ottomotor

Figur 2.5 viser et snitt av en Ottomotor med en veivstang plassert sammen med tilhørende motorkomponenter. Nedre del av veivstangen roterer med veivakselen, mens øvre del beveger seg sammen med stempelen og forbundet med dette via en stempelbolt. Denne låses på plass med låseklips. Normal avstand fra topplokk til stempel pleier å være 2-3 mm. Det er viktig at veivstangen ikke deformeres mer enn dette ved strekking når stempelen snur i øvre dødpunkt

2.2 HOVEDKOMPONENTER

En veivstangkonstruksjon som den blir levert til kunden av fire hovedkomponenter. Disse er illustrert i Figur 2.6 og er:

1. Overdel.

Denne utgjør selve kroppen på veivstangen. Denne er nesten alltid laget i et stykke. Denne vises i Figur 2.6 ved punkt 2.

2. Underdel.

Underdelen er løs og festes til hoveddelen. Denne konstruksjonen gjør at veivstangen enkelt kan monteres på veivakselen da denne ikke kan deles opp og er laget i et stykke. Veivstang montert på veivaksel vises i Figur 2.3. Underdelen vises i Figur 2.6 ved punkt 3.

3. Foring i lilleende.

I lilleenden som er en del av hoveddelen sitter det en foring eller lager som er laget av et materiale med god bærestyrke samtidig som det har smørende egenskaper. Dette kan være forskjellige bronsetyper. Denne er presset inn og kan ikke demonteres enkelt. Denne vises i Figur 2.6 ved punkt 1.

4. Skruer.

Hver veivstang har to skruer. Hensikten med disse er å forbinde underdelen til hoveddelen. Disse leveres med veivstangen fordi dette er ofte spesielle skruer som er tilpasset konstruksjonen og som ofte ikke er en standard dimensjon som en tilfeldig leverandør kan levere. Disse vises i Figur 2.6 ved punkt 4.

5. Hylser til sentrering av overdel og underdel.

Disse kan ses montert på overdelen i Figur 2.6.



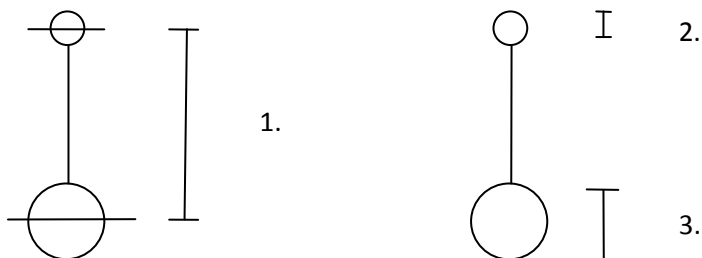
Figur 2.6 Oppbygning av en veivstang.

Lageret som sitter mellom veiv og veivstangen i storeenden har til hensikt å fordele og tilbakeholde en oljefilm som ligger mellom her. Denne oljefilmen hindrer at lagermaterialet kommer i kontakt med veiv. Om dette skjer vil den høye friksjonskraften som kommer av den høye kraften råden overfører, umiddelbart produsere så mye varme at lager og veiv deformeres og slutter å rotere. Lageret må derfor kunne holde en oljefilm og må dessuten ha den nødvendige styrken. Slik lager er ikke vanlig å tilby sammen med veivstangen til en kunde da diameter på veivtapp kan avvike fra det som blir levert fra fabrikk. Ved slitasje på denne blir den slipt ned til en underdimensjon som krever et lager som er tykkere slik at den indre diameter blir mindre. Den ytre diameter, den buen lageret ligger i storeenden er alltid lik. Så en veivstang vil passe alle veiver som er tilpasset en B230 motor.

Dette lageret består av to halvsirkler som legges i underdelen og i hoveddelen der disse to utgjør til sammen storeenden. Dette kan sees mellom punkt 2 og 3 i Figur 2.6.

2.3 DIMENSJONER

For konstruksjon av ny veivstang for samme applikasjon blir en eksisterende veivstang målt opp for å finne de nødvendige målene. Disse blir målt med 1/100 mm presisjons med egnet måleutstyr for måling av innvendig diameter. I veivhuset i motorblokken er det begrenset med plass. Sideveggene her må ikke berøres av veivstangkonstruksjonen når denne beveger seg i sammenheng med stempel og veivaksel.



Figur 2.7 Oversikt over generelle mål på en veivstang.

Tabell 2.1 Dimensjoner vist i Figur 2.7.

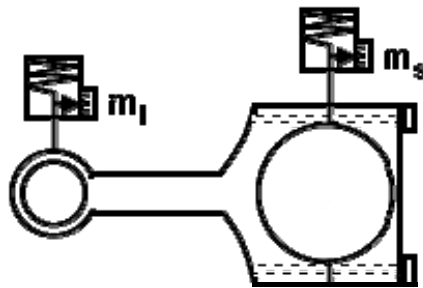
| Mål | Verdi [mm] |
|---|-------------|
| Lengde fra senter til senter av storeenden og lilleenden (1.) | 152 |
| Diameter lilleende (2.) | 23,04 |
| Diameter storeenden (3.) | 52,04 |
| Diameter storeenden med lager (3.) | 49,10 |
| Diameter veivtapp, standard dimensjon | 48,98-49[2] |
| Bredde, lilleenden | 25 |
| Bredde, storeenden | 25 |
| Bredde på storeenden på tvers av veivaksel | 90 |

Lageret er ca. 1,47 mm tykt. For klaring mellom lager og veiv angis det en toleranse[2]. For en B230 motor nyere enn 1988 er dette 0,02 – 0,07 mm. Denne klaringen må ligge innenfor et vist mål for at lageret skal kunne holde på en oljefilm og at oljepumpen til motoren skal få en viss struping som ikke må bli for stor slik at resten av smøresystemet til motoren ikke har tilstrekkelig oljetrykk til å utføre tenkte oppgaver.

Diameter på storeenden må da ligge mellom 52,06 for minste veivtappdiameter og største klaring og 51,98 for største veivtappdiameter og minst klaring. Dimensjon blir da 52,02 +/- 0,04 mm.

Uten å kjenne produksjonstoleranser til lager, spesifiseres diameter til storeenden etter en konstant lagertykkelse og hvilket mellomrom som må være mellom veiv og lager. Hvis det tillates for stor diameter på storeenden vil veivklaringen bli for stor og nødvendig oljetrykk kan ikke opprettholdes og stor slitasje og havari kan forekomme. Ved for liten diameter på storeenden etter hva spesifikasjonene tilsier vil motoren kunne låse seg ved ekspansjon av veiv grunnet varme.

2.3.1 VEKT



Figur 2.8 Vektfordeling, veivstang.

Tabell 2.2 Masse av original veivstang.

| Mål | Vekt [g] |
|------------------------------------|----------|
| Vekt uten lager og skruer | 667 |
| Vekt, lilleenden, m_1 | 220 |
| Vekt, storeenden, m_s | 447 |
| Vekt, total med skruer | 714 |
| Vekt, lilleende med skruer, m_1 | 207 |
| Vekt, storeenden med skruer, m_s | 507 |

Tabell 2.2 er utgangspunkt for målig av konstruksjonen etter målsetningen. Dette vil kontrolleres etter konstruksjonens ferdigstillelse.

2.4 FORELØPIGE VURDERINGER

Nedenfor illustreres de generelle egenskapene for egenskapene for stål og aluminium. Disse vil variere noe for legeringstyper.

Tabell 2.3 Generelle egenskaper for aluminium

| | |
|-----------------|------------------------|
| Tetthet | 2700 kg/m ³ |
| Elastitetsmodul | 70000 MPa |
| Smeltepunkt | 660 °C |

Tabell 2.4 Generelle egenskaper for stål

| | |
|-----------------|------------------------|
| Tetthet | 7800 kg/m ³ |
| Elastitetsmodul | 205000 MPa |
| Smeltepunkt | 1550 °C |

En veivstang vil oppleve ekstremt mange lastsykler i løpet av levetiden. Turtallet for en Ottomotor kan komme opp i 7000 o/min og i sjeldnere tilfeller mer enn dette. Utmattingsfastheten til materialet som skal benyttes må da være tilstrekkelig for at man skal unngå havari innenfor en rimelig levetid. Det må fastsettes hva som er en rimelig levetid og en sikkerhet. Å bestemme en rimelig levetid som dekker alle bruksområder for motoren og type kjøring er et omfattende arbeid. Antall lastsykler varierer med hvor mange kilometer det kjøres i løpet av en periode, den gjennomsnittlige hastigheten og hvilket turtall motoren i gjennomsnitt holder i denne perioden. Alt dette varierer med veistandarden med tanke på fartsgrenser, utveksling på transmisjonen til bilen, hjuldiameter og girvalg ved kjøring. Samtidig spiller også belastningen av motorytelsen inn.

En bil som kjøres 100 000 km med en gjennomsnittsfart på 70 km/t og et gjennomsnittlig turtall for motoren er 3500 o/min tilsvarer dette når man regner en lastsyklus per omdreining:

$$n = \frac{100000 \text{ km}}{70 \text{ km/t}} \cdot 3500 \cdot n / \text{min} \cdot 60 \quad (2.1)$$

$$n = 3 \cdot 10^8$$

Dette er et betydelig antall sykler i løpet av perioden og veivstangen vil oppleve varierende belastning i løpet av disse lastsyklene.

Det vil være hensiktsmessig å benytte et materiale der det er god dokumentasjon på hvordan det reagerer på gjentatte belastning. Det finnes mange aluminiumslegeringer og ikke alle har like god dokumentasjon på dette området da det er svært tidkrevende å utarbeide dette. Aluminiumslegeringer er brukt mye i fly da den relative styrken er høy, altså styrke i forhold til tetthet. Vedlikehold av fly er også nøye planlagt da man vil unngå ulykker som kan få meget tragiske konsekvenser. Det er da meget viktig med preventivt vedlikehold, altså at komponenter byttes før de havarerer. Man må da ha god kjennskap til utmatting av materialene som benyttes. Det vil derfor være hensiktsmessig å benytte en aluminiumslegering med høy styrke, men som også er et vanlig materiale i flyindustrien, da det er utarbeidet god dokumentasjon på utmattingsfastheten til dette materialet.

2.4.1 ALUMINIUM KONTRA STÅL

Aluminium som materiale kan vise seg å ha flere fordeler sammenliknet med samme applikasjon i stål. Aluminium har en lavere elastitetsmodul enn stål. Denne er ca. 1/3 av stål sin verdi. Elastitetsmodul forholder seg relativt konstant for materialet uansett herdig og legering. Dette gjør at ved økende styrke, øker også materialets evne til å absorbere tilført energi ved en ytre belastning. Dette forholdet er generelt lavere for stål sammenliknet med visse aluminiumslegeringer.

Denne energiabsorberende egenskapen for stål er ikke av samme kaliber, da stål har en høy elastitetsmodul. Elastitetsmodul beskriver stivheten til det aktuelle materialet. Dette vil si graden av defleksjon ved en gitt spenning i materialet i det elastiske spenningsområdet til materialet. En annen fordel er aluminiums fordelaktige forhold mellom styrke og vekt. For en 7075-T6 aluminiumslegering vil dette som et dimensjonsløst forhold være:

$$\frac{R_{p_{0,2}}}{\rho_{7075T6}} = \frac{495 \text{ MPa}}{2810 \text{ kg/m}^3} = 0,18 \quad (2.2)$$

Forholdet for en populær stål kvalitet brukt for alternative veivstenger i AISI 4340[3] i normalisert tilstand, er:

$$\frac{R_e}{\rho_{4340}} = \frac{710 \text{ MPa}}{7850 \text{ kg/m}^3} = 0,09 \quad (2.3)$$

Som det kommer av likning (2.2) og (2.3), sees det at vektbesparelsen kan bli så mye som halvparten av en veivstang laget i stål mot en laget i aluminium, da aluminiumslegeringen har nesten dobbelt så høy flytegrense per vektenhet. Dette vil ha positiv innvirkning på gangen til motoren med tanke på vibrasjoner og turtallsvillighet. Aluminium har som vist i Tabell 2.3 og Tabell 2.4 en tredjedel av elastitetsmodulen og er mer utsatt for deformasjon enn stål ved samme belastning. Dette kan bli et problem ved at veivstangen strekker seg slik at stempelet kan berøre topplokket når det benyttes en i utgangspunkt liten klaring mellom disse i øvre dødpunkt. Nedenfor vises et eksempel på hvordan det høyere forholdet mellom flytegrense og tetthet til aluminiumslegeringen 7075-T6 i forhold til stållegeringen 4340, kan utnyttes. Eksempelet nedenfor skisserer en ren strekkbelastning med en tilfeldig påsatt kraft for et element som tilsvarer veivstangens lengde og uten andre forhold som knekking og deformasjonsbegrensning. Det viser gitt at man har plass til et noe større profil, vil man ha nesten 50 % vektbesparelse ved å bruke aluminiumslegeringen kontra stållegeringen.

Aluminium:

$$R_{p_{0,2}} = \frac{F}{A_{7075-T6}} \rightarrow 495 \text{ Mpa} = \frac{100000 \text{ N}}{A_{7075-T6}} \rightarrow A_{7075T6} = \frac{100000 \text{ N}}{495 \text{ MPa}} = 202 \text{ mm}^2 \quad (2.4)$$

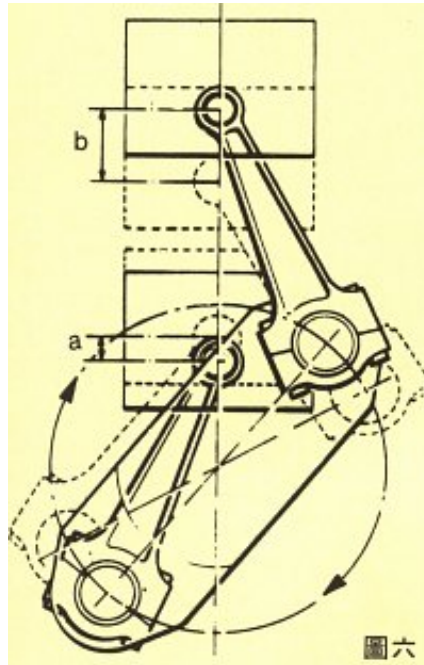
$$A_{7075T6} \cdot l \cdot \rho_{7075-T6} = 20,2 \text{ mm}^2 \cdot 152 \text{ mm} \cdot 2810 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1}{1000^3} = 0,09 \text{ kg}$$

Stål:

$$R_{0e} = \frac{F}{A_{4340}} \rightarrow 710 \text{ Mpa} = \frac{100000 \text{ N}}{A_{4340}} \rightarrow A_{4340} = \frac{100000 \text{ N}}{710 \text{ MPa}} = 141 \text{ mm}^2 \quad (2.5)$$

$$A_{4340} \cdot l \cdot \rho_{4340} = 141 \text{ mm}^2 \cdot 152 \text{ mm} \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1}{1000^3} = 0,168 \text{ kg}$$

Den høyere energiabsorberende egenskapen til aluminium kan vise seg å være nyttig da veivstangen kan oppta de belastninger som oppstår ved detonasjon i forbrenningskammeret. Denne raske trykkøkningen kan absorberes av veivstangen i stedet for å overføres til lageret på veivakselen og videre til veivaksel og drivverk. Dette kan bedre holdbarheten til disse komponentene.



Figur 2.9 Geometrisk forhold for opp- og nedgående masse i rekkemotor[4].

For vektmessige områder vil en lettere veivstang minimere kraftubalansen som den opp- og nedadgående massen utgjør. I Figur 2.9 vises bakgrunnen for kraftubalansen en firesyllindret rekkemotor har. Den nedadgående massen opplever større akselerasjon enn den oppadgående. Denne er ikke mulig å utbalansere annet enn med balanseaksler på motoren som beveger en masse sammen med oppadgående stempler. Disse øker konstruksjonens vekt.

Denne ubalansen springer ut av kraften som kommer av masseakselerasjon og summen av disse.

$$F = m \cdot a \tag{2.6}$$

$$\Delta F = ((m_1 + m_s) \cdot a)_{\text{oppadgående}} - ((m_1 + m_s) \cdot a)_{\text{nedadgående}} \tag{2.7}$$

Eksempel:

$$\begin{aligned}\Delta F &= ((0,22 \text{ kg} + 0,7 \text{ kg}) \cdot 31000 \text{ m/s}^2) - ((0,22 \text{ kg} + 0,7) \cdot 18200 \text{ m/s}^2 \cdot) \\ \Delta F &= 11776 \text{ N}\end{aligned}\tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}\Delta F &= ((0,17 \text{ kg} + 0,7 \text{ kg}) \cdot 31000 \text{ m/s}^2) - ((0,17 \text{ kg} + 0,7) \cdot 18200 \text{ m/s}^2 \cdot) \\ \Delta F &= 11136 \text{ N}\end{aligned}\tag{2.9}$$

Likning (2.7) viser kraftbalansen for en rekkemotor der m_l er massen av lilleenden til veivstangen, såkalt oscillerende masse og m_s er massen til stempelet og a er den respektive akselerasjonen for massene. Denne balansen er aldri utliknet, det vil si at oppadgående kraft og nedadgående kraft ikke er lik for en rekkemotor uten balanseaksler. Mange rekkemotorer er laget uten slike balanseaksler og det er tilfellet for motoren i denne applikasjonen. Ved å gjøre m_l mindre vil ΔF gjøres mindre og motoren vil gå med mindre vibrasjon. Dette er heldig for komforten som blir oppfattet av fører og passasjerer samtidig som mindre vibrasjoner har gunstige virkninger på levetiden til motorkomponenter.

2.4.2 PRODUKSJON

Det finnes flere måter å produsere stempelstenger på. Disse er ved støping, utfresing og ved senkesmiing. Støping er en prosess der materialet varmes opp til over smeltetemperaturen og videre helles det i en form som har et hulrom som tilsvarer formen til det ferdige produktet. Denne metoden begrenser bruk av materiale da dette må ha en viss evne til å flyte. Aluminiumslegeringer egnet for støping inneholder mye silisium som gjør de sprø og ikke har de samme styrkeegenskapene som legeringer laget for andre formål enn støpeproduksjon. Etter støping krever det noe maskinering for å oppnå de riktige toleranser på dimensjonene.

Et annet alternativ er utfresing av veivstang fra et emne med materialet man ønsker å benytte ved sponfraskillende metoder. Fordelen med dette er at man benytter et optimalt materiale som applikasjonen krever. Bakdelen er at man må benytte et emne som er en del større volummessig enn det ferdige produktet, noe som resulterer i svinn når det gjelder bruk av materiale.

Senkesmiing er en annen aktuell produksjonsmetode. Produksjonsmetoden er meget rask. Det må lages et verktøy eller flere som innehar den formen man ønsker at det ferdige produktet skal ha. Man

må ofte presse ut produktet fra et emne i flere steg, for og ikke påføre emnet for mye forming i et steg. Dette kan medføre at det oppstår sprekker. Aluminium har en sterk avtagende strekkfasthet ved temperaturer over ca. 125 °C. Ved 181 °C er strekkfastheten redusert til nesten en femtedel av strekkfastheten ved romtemperatur[5]. Dette er nyttig ved senkesmiing. Man trenger da ikke like stor kraft når emnet varmes opp som når det formes kaldt. Som ved støping krever produktet bearbeiding etter produksjon ved senkesmiing. Denne produksjonsprosessen i motsetning til utfresing gir ikke god nok nøyaktighet til at nødvendige toleranser på dimensjoner kan oppnås.

2.5 KOSTNADSOVERSALG

Ved å gjøre et overslag på kostnadene det kreves for å utvikle produktet og produsere en serie kan man på et tidlig stadium vurdere om det er økonomisk realiserbart og eventuelt avdekke områder der man bør forsøke å innskrenke kostnadene ved å legge opp arbeidsfokuset mot alternative løsninger på området. En serie her er fire stempelstenger som er nok til den aktuelle motoren

Tabell 2.5 Kostnadsoverslag ved fremstilling av en serie.

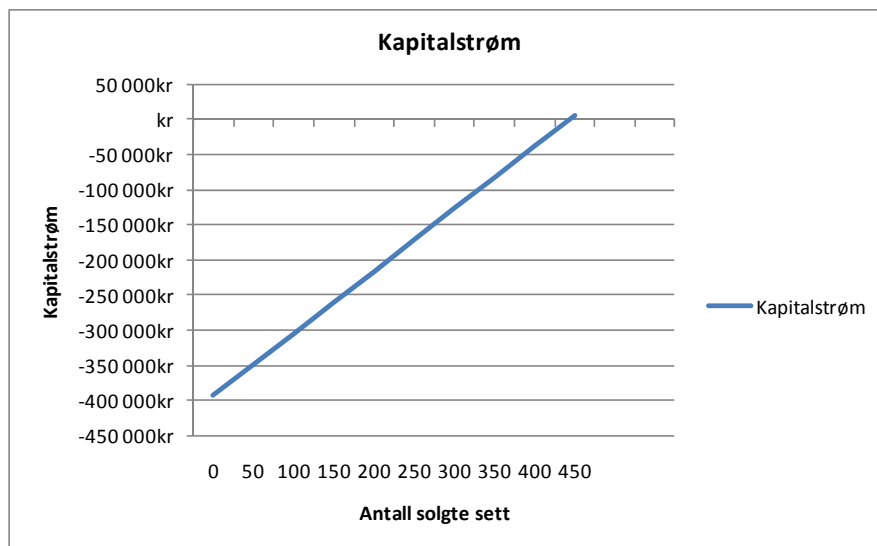
| Type | Antall | Sats | Total |
|------------------|----------------|---------------|-----------|
| Utvikling | 600 timer | 600 kr/time | 360000 kr |
| Produksjon | 60 timer | 500 kr/time | 30000 kr |
| 7075 T6 | 0,7 m (12,5kg) | 169 kr/kg [6] | 2112 kr |
| Skruer | 8 | 100 | 800 |
| Foring lilleende | 4 | 50 | 200 |
| Sum | | | 393122 kr |

Som det kommer frem av Tabell 2.5 er kostnadene til utvikling og produksjon en veldig stor del av det totale overslaget. For en serie på kun fire stempelstenger blir disse ekstremt dyre. Man er derfor avhengig av et marked som etterspør dette produktet for at utviklingen skal kunne retterferdiggjøres på en økonomisk bakgrunn. Prismessig kan man få gode stempelstenger i stål for ca. kr 4000kr inkl. Mva. Siden stempelstenger i aluminium vil ha unike egenskaper man legge seg noe høyere i pris. Hvis man antar en utsalgspris på 5000 kr inkl. Mva, vil dette gi en pris på 4000 kr. For at utvikling og materialpriser skal kunne dekke dette må man produsere og selge følgende antall sett hvis man trekker fra materialpriser fra utsalgsprisen som er direkte utgifter per sett:

$$\text{antall} = \frac{\text{Utviklingskostnader}}{\text{Bidrag til utviklingskost}} = \frac{393122 \text{ kr}}{888 \text{ kr}} = 423 \quad (2.10)$$

Dette er helt klart et betydelig antall og man bør gjøre et godt forarbeide skal man kunne interessere eventuelle investorer.

Man vil selvfølgelig ved kommersiell produksjon ha noe overskudd for utvikling av nye produkter så man må enten sikte på å øke utsalgsprisen eller selge et større volum for å oppnå dette. Ved større produksjon vil man få rabatterte priser på materialer og produksjonskostnader. Prisene for materialer er urabatterte for et lavt volum.



Figur 2.10 Illustrasjon av kapitalstrøm ved inntjening av utviklingskostnader.

2.6 PROSESS

Delmålene skissert i kapittel 1.3.2 viser strukturen i prosessen for produktutviklingen. Nedenfor vises prosessen illustrert.



Figur 2.11 Oversikt over prosessen.

Noen forhold kan ikke endelig bestemmes og kontrolleres før konstruksjonen er ferdig da disse avhenger av den endelige konstruksjonens forhold med tanke på dimensjon og vekt. Allikevel prøves det å fastsette så mange parametere så tidlig som mulig i prosessen for at konstruksjonen skal bli så riktig som mulig tidlig i prosessen. Ved utvikling hos en større produsent ville de ulike delprosessene blitt kvalitetssikret i henhold til den individuelle produsentens rutiner. Det er derfor da viktig som eneste konstruktør å gjøre god litteratur analyse og søke veiledning av andre med kjennskap innen emnet.

2.6.1 ARBEIDSHYPOTESE

Ut ifra diskusjonene i gjort i kapittel 2.4 utarbeides det en arbeidshypotese for det videre arbeidet. Denne står som sentral når det veivstangen skal utvikles. Arbeidet gjennomføres som om arbeidshypotesen stemmer og eventuelle forhold som vil falsifisere denne hypotesen vil avdekkes.

”Aluminium kan benyttes som erstatning for tradisjonelt veivstang materiale som stål og støpejern med en riktig adaptasjon av designet i forhold de egenskapene som skiller aluminium og stål.”

2.6.2 METODE OG HJELPEMIDLER

Før den grunnleggende dimensjoneringen av veivstangen kan begynne, må belastningen på konstruksjonen og den nødvendige sikkerheten som gjør konstruksjonen holdbar innenfor de forutsette og uforutsette forhold som kan forkomme, kartlegges. Man kan da spesifisere materiale og en foreløpig dimensjon på veivstangen. Ved mer komplekse forhold i konstruksjonen benyttes et Finite Element Method- analyseprogram. Slike programmer er et hjelpemiddel som raskt kan avdekke forhold ved konstruksjonen som er komplisert å beregne ved tradisjonelle metoder. Allikevel må det før en slik analyse blir gjort, dannes en god forståelse for de belastninger veivstangen vil utsettes for, og de forhold med tanke på opplagring og andre ytre forhold som er reelle. Med denne forståelsen kan resultater tolkes dit hen at de er realistiske eller at de er urealistiske ved at analyseforholdene er feil oppsatt.

Programmene som brukes er:

CAD: Dassault Systems Solidworks

FEM: Ansys Workbench

2.7 KONKURRENDE OG EKSISTERENDE LØSNINGER

De originale stempelstengene til en B230 motor er 152 mm og er produsert ved en varmformings prosess, mest trolig senkesmiing. Stålkvaliteten på disse er ukjent. For denne motoren produseres det stempelstenger som kan kjøpes som en oppgradering. Et marked som stort sett består av produkter fra Kina uten noen klar identitet av produsent. Disse distribueres av ulike forhandlere av motordeler. Prisene varierer fra 4000 kr per stk til 8000kr per stk. Dette avhenger av om det er merkevare eller ikke. Stor sett benytter disse rådene seg av et profil som har brede flenser og kort steg.



Figur 2.12 Alternativt profil skissert med veivakselretning

Den originale veivstangen utnytter et profil som gir balansert forhold mellom motstand mot knekking om de forskjellige bøyeaksene i snittet til profilet og nødvendig motstand mot deformasjon ved strekking aksialt i veivstangen. Disse er konstruert slik at man oppnår et forhold mellom nødvendig styrke, lav nok vekt for rammevilkårene en standard motor vil ha og kostnad. Det kan anses at Volvo har en god konstruksjon med tanke på hvor utbredt denne motoren er.

Alternative veivstenger for erstatning av original veivstang er rettet mot en litt annen situasjon, da kostnad er mindre prioritert og rammevilkårene forskjellige. Her utnytter man ofte dyrere materiale som kan gi lav vekt kombinert med høy styrke. Profilet er også her maksimert for de gitte rammevilkår.



Figur 2.13 Original veivstang til venstre, alternativ til samme motor til høyre



Figur 2.14 Original veivstang til venstre og alternativ til samme motor med annet profil og materiale til høyre.

2.7.1 I-PROFIL

Dette er profiltypen den original veivstangen benytter og er vist til venstre i Figur 2.14

2.7.2 H-PROFIL

Veivstenger i H-profil, altså med bredflenset profil med kort steg er vanlige som erstatninger for de originale stempelstengene. Denne typen profil har blitt brukt mye i motorsport og deretter med stor sannsynlighet kopiert til alle slags formål. Av denne grunn er det ikke nødvendigvis et riktig profil for det aktuelle formålet. En slik veivstang vises i Figur 2.14, den høyre veivstangen. Disse er produsert i høylegert stål. Akkurat denne veier 690 gram med skruer.

2.7.3 REKTANGULÆRE PROFILER

Disse har et rektangulært profil og har maksimalt unyttet profilareal. Eksempel er vist i Figur 2.16.

2.7.4 ANDRE TYPER PROFILER

Dette er en samlebetegnelse for utradisjonelle profiler med spesialiserte utforminger vurdert som optimalt av de ulike produsentene. Eksempel på disse ses i Figur 2.17 og Figur 2.18.



Figur 2.15 I-profil[7].

Disse benytter seg av et liknende profil som de originale stempelstengene.



Figur 2.16 Rektangulært profil[8].

Disse stempelstengene benytter seg av rektangulære profiler. Generelt ved bruk av denne typen profil vil tilsa at det ikke er rom for å optimalisere profilet med tanke på vektbesparelse. Her må man utnytte det som er tilgjengelig av plass i området mellom den store og den lille enden av veivstangen.



Figur 2.17 Pauter x-beam[9].

Denne kategorien dekker profiler som ikke tradisjonelt er blitt brukt. Eksempler på dette er X-profil som benyttes av amerikanske Pauter Machine Company Inc. til sine stempelstenger, og andre optimaliserte profiler.



Figur 2.18 Kombinasjonsprofil produsert av Plankl for bruk i motorsport[10].

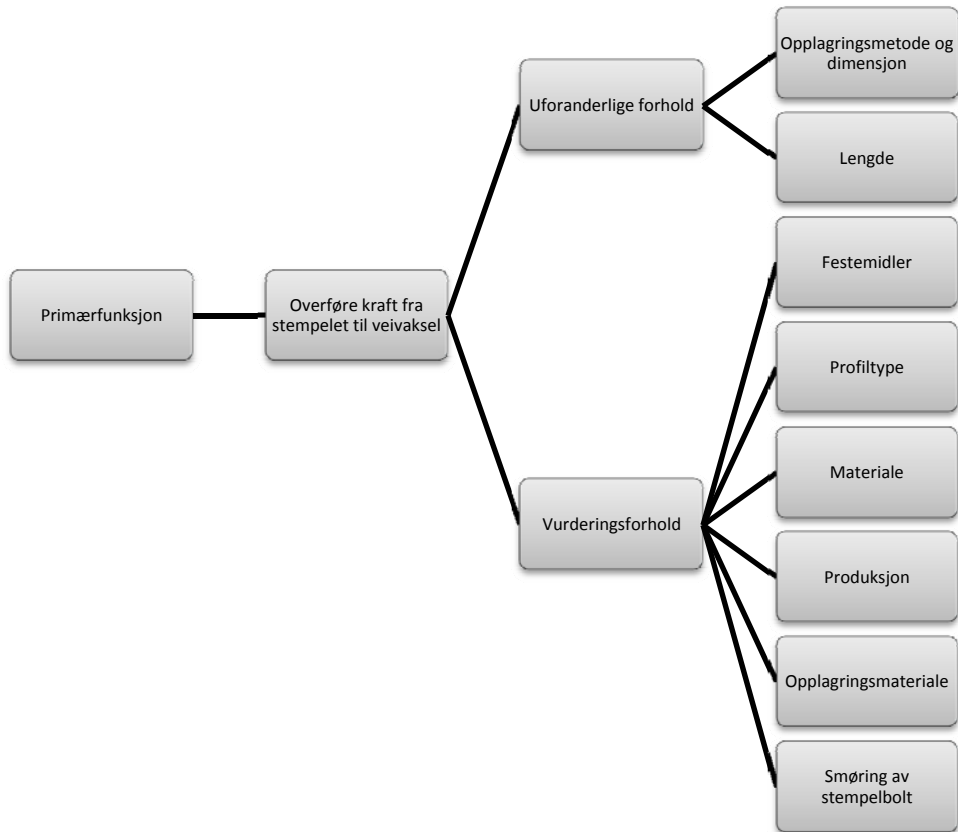
3 KONSEPTER OG KONSEPTVALG

3.1 KONSEPTUTVIKLING

Før man konstruerer veivstangen, er det flere valg som må vurderes før man kan ta det mest riktige valg for konstruksjonen. Dette gjelder ikke bare styrkemessige valg, men også utformingen rent praktisk sett. Emner her er hvordan skruene plasseres, hvordan profilet til veivstangen skal se ut og hva slags materiale som bør benyttes.

Utvalgsriterier velges ut, og forskjellige konsepter testes og vurderes etter disse. Disse er vektlagt fra 1 til 10 etter hvor viktig rolle de har totalt sett på veivstangens funksjon. Disse er fremvist i en tabell som er navngitt *seleksjonskriterier*.

Videre listes seleksjonskriteriene i en ny tabell navngitt *seleksjonsmatrise*. Her blir utvalget systematisert ved at de ulike konseptene blir gitt en poengsum fra 1-10 på hvor godt de samsvarer med beskrivelsen og kravene som er beskrevet i seleksjonskriteriene. På denne måten kan man få en oversikt over de ulike konseptenes egenskaper i forhold til hverandre og kan enklere komme frem til et riktig konsept som skal utvikles videre.



Figur 3.1 Illustrasjon av bakgrunn for konseptutvikling.

Tabell 3.1 Kravspesifikasjoner.

| Nummer | Metriske mål | Viktighet | Enhet |
|--------|-------------------|-----------|-------|
| 1 | Vekt | 6 | kg |
| 2 | Passform | 8 | mm |
| 3 | Pris | 4 | kr |
| 7 | Monteringstid | 2 | min |
| 8 | Maksimalt turtall | 6 | o/min |
| 10 | Maksimal effekt | 8 | kW |

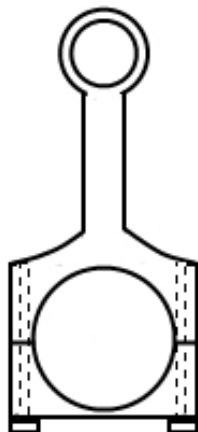
Tabell 3.1 viser de egenskapene veivstangen har som er viktig for eventuelle kjøpere og er vektet fra 1-10. For effekt settes et effektmål på 368 kW og maksimalt turtall på 7000 o/min for å møte det antatte markedets krav.

3.2 FESTEMIDLER OG METODE

Veivstangen monteres på veiv ved at storeenden kan deles. Veivstangen kan da monteres rundt veivakselen og låses i posisjon ved at skruer holder disse to delene sammen. Dette kompliserer konstruksjonen og skaper geometriforandringer som kan gi svekkede styrkemessige egenskaper. Allikevel er dette helt nødvendig for at veivstangen skal benyttes med en standard veivaksel. Det finnes ulike måter å plassere skruene på og det er nødvendig å vurdere ulike løsninger før man kan ta et valg som vil gi den beste løsningen.

3.2.1 KONSEPT A FOR FESTEMIDLER

Skruene kan feste underdelen til overdelen slik som løsningen er på den originale veivstangen. Skruene er da parallelle med profilet på veivstangen, det som forbinder storeenden og lilleenden.

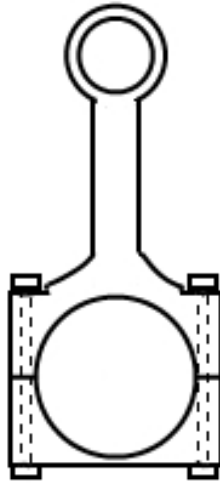


Figur 3.2 Konsept A for festemidler.

3.2.2 KONSEPT B FOR FESTEMIDLER

Man kan også benytte mutter på toppen eller bunnen av storeenden i stedet for å gjenge opp veivstangmaterialet. Dette kan ha en fordel ved at man ikke har spenningskonsentrasjon i de kjervene som gjenger utgjør. Samtidig er det en ulempe fordi man er avhengig av å ha et flatt parti på toppen av storeenden som mutteren ligger mot. Man får da en skarp overgang til radiusen ved overgang til profilet mellom store og lilleenden. Dette virker negativt på levetiden da det virker som en spenningskonsentrasjon. Denne konstruksjonen krever god tilgang mellom nederste del av

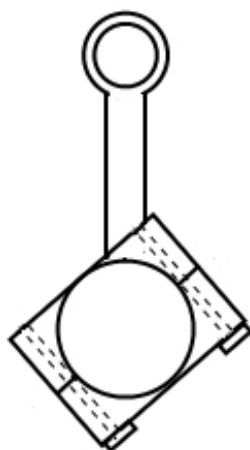
sylinder og veivstangen i sin nederste posisjon montert på veivaksel. Belastningsmessig er de utsatt likt som konsept A.



Figur 3.3 Konsept B for festemidler.

3.2.3 KONSEPT C FOR FESTEMIDLER

For motorer med liten boring, som er diameter til sylinderen, kan det være hensiktsmessig å vri storendekonstruksjonen slik at skruene ikke lenger sitter parallelt med veivstangprofilet. Dette gjør bredden på storenden mindre slik at stempel og veivstang kan trekkes opp igjennom sylinderen. Dette er hendig ved vedlikehold av motoren hvis underdelen av motoren er svært utilgjengelig. Belastningsmessig kan dette gi en blanding mellom strekk og skjærkrefter.



Figur 3.4 Konsept C for festemidler.

3.2.4 KRITERIER FOR FESTEMETODE

Tabell 3.2 Seleksjonskriterier festemidler.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|-----------|---|-------------|
| Enkelhet | Sier noe om hvor kompleks løsningen er ved produksjon og generell utvikling | 4 |
| Montering | Forteller om hvilke ulemper løsningen har ved montering på veiv | 6 |
| Styrke | Et overslag over de styrkemessige fordelene | 10 |

Tabell 3.3 Seleksjonsmatrise festemidler.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | Konsept A | Konsept B | Konsept C |
|---------------------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| Enkelthet | 4 | 8 | 8 | 4 |
| Montering | 6 | 9 | 5 | 8 |
| Styrke | 10 | 6 | 6 | 7 |
| Sum | | 146 | 122 | 134 |

Tabell 3.3 viser at den mest aktuelle metoden for å knytte storeenden sammen er med konsept A. Dette er også slik metoden er for den originale veivstangen.

3.3 MATERIALE FOR LILLEENDEN

Dette materialet skal ikke bare bære og fordele kraften som stempellet blir påvirket med, men det skal påse at friksjonen er lavest mulig da veivstangen roterer om stempelbolten til en viss grad. Vanlige materialer å benytte her er ulike bronsematerialer. Et slikt materiale i denne situasjonen må kunne ha gode lastbærende evner, kunne holde på smørefilm og ha god temperaturstabilitet. Lilleenden har en del mindre diameter enn lageret ved storeenden og dette sammen med at kraften er den samme på begge stedene gir en høyere hulltrykkspenning ved lilleenden.

Hvis en oljefilm alltid lå i mellom stempelbolten og lilleenden, overflatene var helt glatte, det ikke var noen urenheter i oljen og det ikke var noen elastisk deformasjon eller termiskdeformasjon, det vil si at forholdene var ideelle, så ville det ikke vært nødvendig med et lager i lilleenden. Alle typer materialer, så lenge de er adskilt av en oljefilm, enger seg da som lagermateriale. Det eneste man måtte ta hensyn til var at materialene hadde tilstrekkelig styrke.

Forholdene er ikke ideelle. Stempelbolten deformeres slik at man får høyere trykk på utsatte steder i lageret og det samme kan resten av veivstangen gjøre. Dette kan gjøre at oljefilmen penetreres og man får direkte kontakt.

Det er også mulig og ikke å benytte noe lagermateriale mellom grunnmaterialet og stempelbolten i stål, men grunnet et fenomen som kalles *fretting corrosion*[11]. Dette er en type korrosjon der partikler fra de to materialene i kontakt med hverandre avløser partikler. Disse partiklene og området de løsnet fra kan så oksidere og danne et hardere materiale enn utgangspunktet. Disse partiklene vil virke som slipende elementer og kan forårsake sprekker i overflaten som kan vokse og forårsake fatale brudd i konstruksjonen.

Følgende egenskaper må vurderes når man skal velge lagermateriale[12]:

1. Ripemotstand

Et lagermateriale skal ikke skade stempelbolten hvis oljefilmen ikke kan holde de fra hverandre. I ekstreme tilfeller kan et feil materiale for applikasjonen sette stempelbolten fast ved at de to sveises sammen. Lagermateriale skal motstå dette.

2. Trykkfasthet

Lagermaterialet skal ikke presses ut av posisjon ved trykkbelastning fra stempelbolten

3. Utmattingsfasthet

Ved gjentatte belastningssyklus skal det ikke oppstå sprekker som gjør at lageret havarerer.

4. Duktilitet

Det er viktig at lagermaterialet kan strekke seg uten at det oppstår sprekker i materialet

5. Korrosjonsmotstand

Om korrosjon oppstår kan overflaten lageret bli skadet og friksjonen øke. Dette vil man unngå.

6. Struktur

Oppbygningen av lageret påvirker hvordan egenskapene til lageret blir.

7. Kostnad

Kostnaden er et viktig vurderingskriterium da høy pris og dårlig tilgjengelighet kan betraktelig øke prisen på konstruksjon. Billigere materiale kan være tilstrekkelig.

For å forenkle seleksjonsprosessen slås flere kategorier sammen. Det gjøres en helhetlig vurdering av de fysiske egenskapene som styrke, duktilitet, utmatting og så videre. Kostnad tas med som eget kriterium.

3.3.1 BRONSEMATERIALE

Disse er de lagermaterialene er svært utbredte og har størst tilgjengelighet. Disse har ikke flere lag med lagermateriale med et gjennomgående materiale. Disse har høy styrke.

3.3.2 ALUMINIUMSLEGERING

Disse lagermaterialene har lav vekt, men lavere bæreevne. Bæreevnen er noe lavere bæreevne enn det et bronnelager kan bære. Ved å benytte grunnmaterialet som opplagring kan det spares penger ved produksjon.

Tabell 3.4 Seleksjonskriterier for lager i lilleende.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|--------------------------|--|-------------|
| Styrkemessige egenskaper | Dette beskriver lagermaterialets egenskaper på styrke, lastbærende egenskaper, utmatting og friksjon | 8 |
| Kostnad | Et mål på de kostnadmessige forhold tilknyttet til valg av materialet | 6 |

Tabell 3.5 Seleksjonsmatrise for lager i lilleende.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | Bronse | Aluminiumslegering |
|---------------------|-------------|--------|--------------------|
| Styrkemessig | 8 | 8 | 5 |
| Kostnad | 6 | 4 | 9 |
| Sum | | 88 | 94 |

Etter resultatet som fremkommer Tabell 3.5 velges grunnmaterialet som lager for stempelbolten. I bakgrunnsanalysen er det blitt observert at det er vanlig og ikke å benytte spesielt lagermateriale her ved bruk av aluminium som veivstangmateriale, noe som styrker valget.

3.4 SMØRING AV STEMPELBOLT

En funksjon for tilførsel av smøreolje fra motorens smøresystem må implementeres i veivstangen. Det kan være mulig å benytte andre former for smøring enn med olje, men den originale veivstangen har dette og oppgavens begrensninger tilsier at det ikke skal utvikles noe ny løsning av dette annet enn det som er tilgjengelig i motorapplikasjonen. Olje er et svært effektivt smøremiddel, men det må utarbeides en løsning som gjør denne oljen tilgjengelig for stempelbolten.

3.4.1 KONSEPT A FOR SMØRING AV STEMPELBOLT

Slik som den originale veivstangen, kan det lages et hull i lilleenden slki at oljen som sprutes opp fra veiv og dyse for kjøling av stempler renner ned fra undersiden av stempelkronen og ned i hullet i lilleenden. Stempelbolten har da tilgjengelig smøreolje. Dette er en relativt enkel prosess ved produksjon da det kun dreier seg om og borre et hull i lilleenden.

3.4.2 KONSEPT B FOR SMØRING AV STEMPELBOLT

En annen metode å smøre stempelbolten er ved å borre et langt hull fra storeenden og opp igjennom profilet som strekker seg mellom storeenden og lilleenden. Samtidig må det borres et hull lageret som ligger mellom storeenden og veivakselen. Når smørehullet på veivakselen roterer forbi dette hullet vil trykksatt olje gå til det lavere trykket som er ved stempelbolten. Slik olje fra motorens smøresystem smører stempelbolten. Dette gir en periodisk og sikker smøring av stempelbolten da man ikke er avhengig av kaotisk oljesprut slik som i konsept A for smøring av stempelbolt. På en annen side har denne løsningen den store ulempen ved at det må borres et hull i de standardiserte lagerskålene for denne motoren av montøren. Dette strider mot begrensningene og rammebetingelsene som sier at veivstangen skal kunne benyttes med standardiserte komponenter ellers i motoren.

Tabell 3.6 Seleksjonskriterier for smøring av stempelbolt.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|----------------|---|-------------|
| Enkelhet | Sier noe om hvor kompleks løsningen er ved produksjon og generell utvikling | 5 |
| Smørekapasitet | En vurdering av kapasiteten til å smøre | 8 |

Tabell 3.7 Seleksjonsmatrise for smøring av stempelbolt.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | Konsept A | Konsept B |
|---------------------|-------------|-----------|-----------|
| Enkelthet | 5 | 8 | 1 |
| Smørekapasitet | 8 | 5 | 8 |
| Sum | | 80 | 69 |

Av Tabell 3.7 er konsept B gitt lav poengsum hva det gjelder av enkelheten ved montering. Dette skyldes at montøren må modifisere de originale lagerskålene som er vist i Figur 2.6 mellom punkt 2. og 3. I original utførelse hindrer disse olje å strømme igjennom og opp igjennom profilet vist i samme figur, punkt 2. Ifølge Tabell 3.7 er det klart at metoden for smøring av stempelbolten blir slik den originale veivstangen implementerer. Smørekapasiteten er vurdert god nok da veivstangen ble konstruert og den vil også være god nok ved konstruksjon av ny veivstang

3.5 VEIVSTANGMATERIALE

Som diskutert tidligere skal det gode forholdet mellom styrke og tetthet til aluminium prøves for konstruksjon av veivstangen. Rent aluminium har ikke gode styrkeegenskaper, men det finnes mange gode aluminiumslegeringer som har høy styrke. Utvalget er stort og det må derfor gjøres et valg.

Som utgangspunkt ble aluminiumslegeringen 7075-T6 sammenliknet med en vanlig brukt stål kvalitet for alternative veivstenger. Denne legeringen er en mulighet for veivstangen. Stivhet for alle aluminiumslegeringer, uansett legeringselementer, er tilnærmet lik.

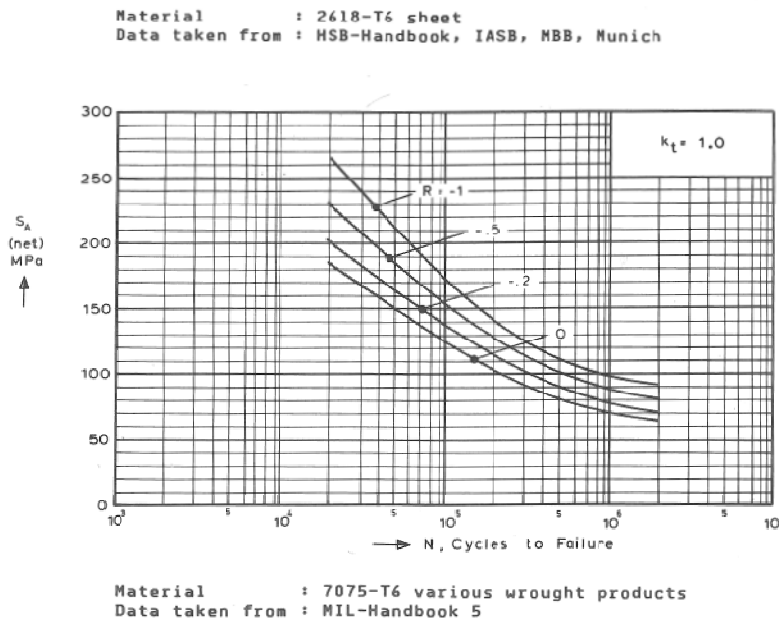
Tabell 3.8 Oversikt over navnsetting og legeringselementer for aluminiumslegeringer[13].

| Navn | Legeringselementer |
|------------|-----------------------------|
| 1000-serie | Ingen |
| 2000-serie | Kobber |
| 3000-serie | Silisium, kobber, magnesium |
| 4000-serie | Silisium |
| 5000-serie | Magnesium |
| 6000-serie | Magnesium, silisium |
| 7000-serie | Sink |

Ved valg av aluminiumslegering er det viktig å velge ut et uvalgt som har høy styrke. Av disse er det 2000- og 7000-serien som er de mest fremtredene. Disse har gode styrkeegenskaper.

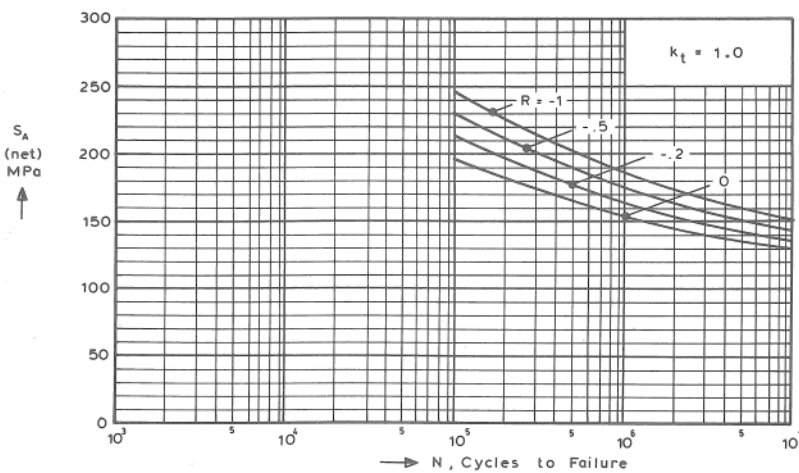
De påståtte egenskapene til legeringene varierer med kilden og kildene oppgir ofte ikke like verdier. Allikevel er det verdiene ganske like for en bestemt legering når man sammenlikner ulike kilder. Dette er nok fordi kildene baseres seg på tall fra ulike produsenter og de verdiene som de garanterer. Får å få et overblikk over ulike legeringer og egenskaper er det brukt oppslagsverk som *Light Metals*

Handbook[13] og Matweb[14]. Slike omtrentlige verdier er tilstrekkelig for en grovsortering og et foreløpig valg av legering, men ved konstruksjon bør en mer nøyaktig beskrivelse anskaffes av eventuell leverandør om mulig.



Figur 3.5 S-N kurve for 2618-T6 $K_t=1$ [15].

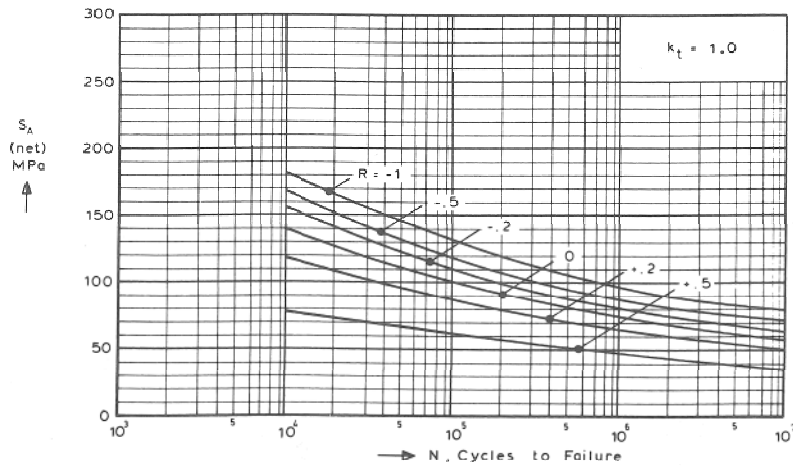
Her vises den gjennomsnittlige S-N kurven til en aluminium og kobberlegering i 2000-serien. Denne har sterkt avtagende utmattingsfasthet.



Figur 3.6 S-N kurve for 7075-T6 $K_t=1$ [15].

Denne legeringen har sink som hovedelementet og har en del bedre utmattingsfasthet ved økt spenningsamplitude sammenliknet med legering 2618-T6

Material : A357-T6 sand casting
 Data taken from : Programme WSTM, VFW, Bremen



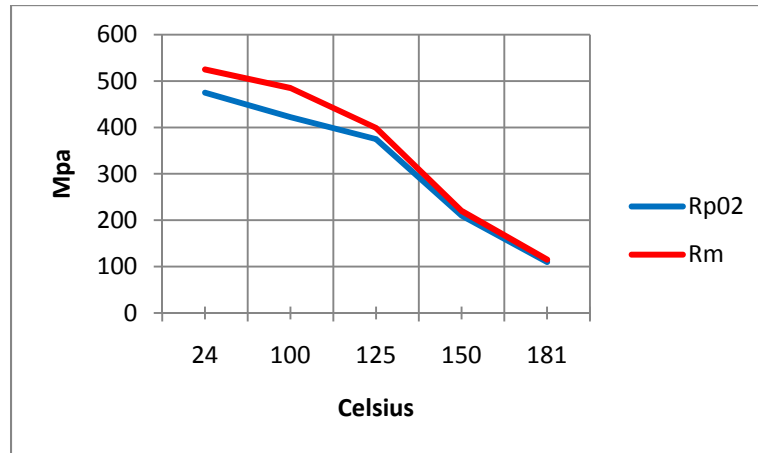
Figur 3.7 S-N kurve for støpelegering.

Denne støpelegeringen har svak utmattingsfasthet i området med mange sykler, noe om er en ulempe i en motorkonstruksjon med mange sykler og med krav til lav vekt.

Figurene viser gjennomsnittlige S-N kurvene for ulike forhold mellom maksimal spenning og minimum spenning i last syklene. Ved utsvingende belastning vil denne være 0, da S_{\min} er 0 MPa. Ved vekslende belastning vil dette forholdet ha en negativ verdi da trykkspenningen som opptrer har en negativ verdi. Av kurvene fremkommer det at ved et negativt forhold mellom minimum og maksimumspenningen, altså når belastningen er vekslende med både strekk og trykkspenning, øker utmattingsfastheten.

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (3.1)$$

Ved utmattingsberegning må det tas hensyn til at disse kurvene gir 50% sjans for overlevelse da det er et middelplott.



Figur 3.8 Fasthetsegenskaper for 7075-T6 etter 1000 timer ved ulike temperaturer.

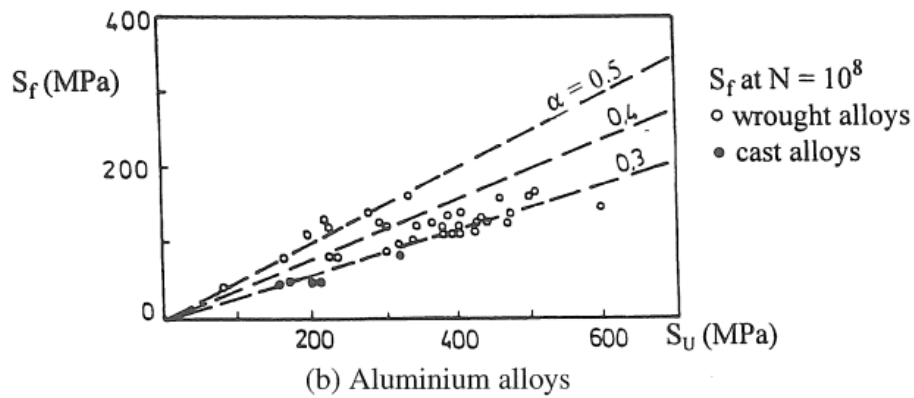
Da det ikke er opplyst om ved hvilken temperatur S-N kurvene som er hentet fra *Material Data of High-Strength Aluminium Alloys for Durability Evaluation of Structures*[15] er laget ved samtidig som det er en sterkt avtagende fasthet for aluminiumslegeringer som 7075-T6 vist i Figur 3.8. Må det undersøkes hvordan utmattingsfastheten varierer med temperatur.

Tabell 3.9 Reduksjon av flytegrense ved økende temperatur for 7075-T6[5].

| Temperatur, 1000 timer [°C] | R _{p0,2} [MPa] | Reduksjon % |
|-----------------------------|-------------------------|-------------|
| 24 | 475 | 0 |
| 100 | 422 | 11 |
| 120 | 375 | 21 |
| 150 | 210 | 56 |
| 180 | 110 | 77 |

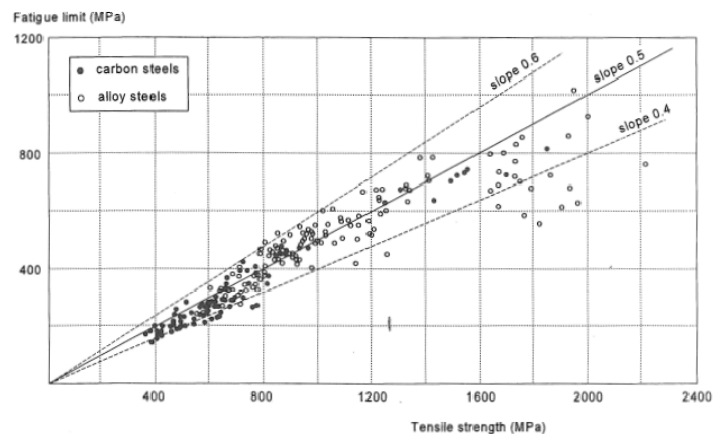
Tabell 3.10 Reduksjon av strekkfasthet ved økende temperatur for 7075-T6[5].

| Temperatur, 1000 timer [°C] | R _m [MPa] | Reduksjon % |
|-----------------------------|----------------------|-------------|
| 24 | 525 | 0 |
| 100 | 485 | 8 |
| 125 | 399 | 24 |
| 150 | 220 | 58 |
| 181 | 115 | 78 |

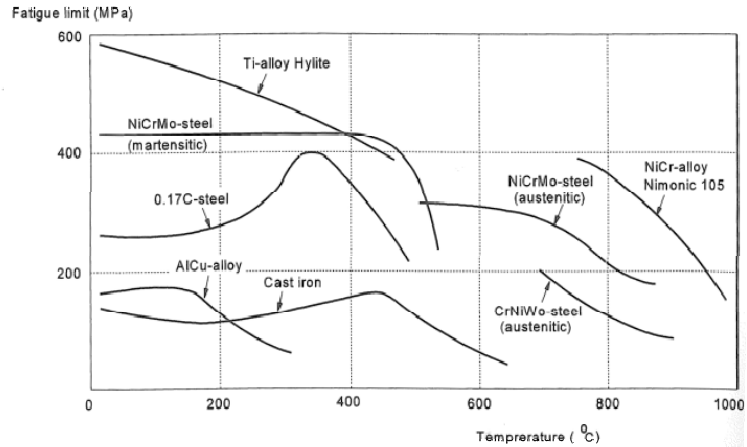


Figur 3.9 Forhold mellom strekkfasthet og utmattingsfasthet for aluminiumslegeringer[11].

Figur 3.9 viser forholdet mellom strekkfasthet og utmattingsfasthet for aluminiumslegeringer. Denne viser for aluminium, at økende strekkfasthet ikke nødvendigvis har høyere utmattingsfasthet da resultatene er veldig spredt og ikke viser noen tydelig økende utmattingsfasthet, S_f , for økende strekkfasthet, S_U . Ved avtagende strekkfasthet ved økende temperatur, som gitt av Tabell 3.10, vil ikke dette nødvendigvis gi så mye lavere utmattingsfasthet da Figur 3.9 viser at disse ikke har tydelig relasjon. Figur 3.10 viser for stål en tydelig økning i utmattingsfasthet med økende strekkfasthet. Dette er en fordel ved å benytte stål samtidig som de beholder sin utmattingsfasthet opp til en høyere temperatur ifølge Figur 3.11.



Figur 3.10 Forhold mellom strekkfasthet og utmattingsfasthet for stål[11].



Figur 3.11 Utmattingsfasthet for ulike materialer med hensyn til temperatur[11].

Figur 3.11 viser at opp til ca. 150 °C er det liten variasjon av utmattingsfastheten for en aluminiumslegering. Veivhustemperaturen for motoren antas til å være ca. 100 °C[12], så det vil bli benyttet SN-kurvene gitt av *Material Data of High-Strength Aluminium Alloys for Durability Evaluation of Structures*[15].

Tabell 3.11 Styrkeegenskaper til ulike aluminiumslegeringer[14].

| | 2618 T6 | 7075 T6 | A367-T6 |
|--|---------|---------|---------|
| Flytegrense, $R_{p0,2}$ [MPa] | 372 | 495 | 241 |
| Strekfasthet, R_m [MPa] | 441 | 520 | 310 |
| Utmattingsfasthet [MPa] 10^7 sykler | 65 | 130 | 60 |

Tabell 3.12 Seleksjonskriterier for aluminiumslegering.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|------------------|--|-------------|
| Produksjon | Forteller om enkelheten ved produksjon | 4 |
| Styrke | Forteller om de statiske styrkeegenskapene | 6 |
| Utmattingsstyrke | Et mål motstanden til å motstå utmatting | 10 |

Etter aluminiumslegeringene valgt ut i Tabell 3.10 vurderes deres egenskaper opp mot hverandre i Tabell 3.13

Tabell 3.13 Seleksjonsmatrise for aluminiumslegering.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | 2618-T6 | 7075-T6 | A367-T6 |
|----------------------------|--------------------|----------------|----------------|----------------|
| Produksjon | 4 | 5 | 5 | 8 |
| Styrke | 6 | 5 | 8 | 3 |
| Utmatting | 10 | 5 | 7 | 4 |
| Sum | | 100 | 138 | 90 |

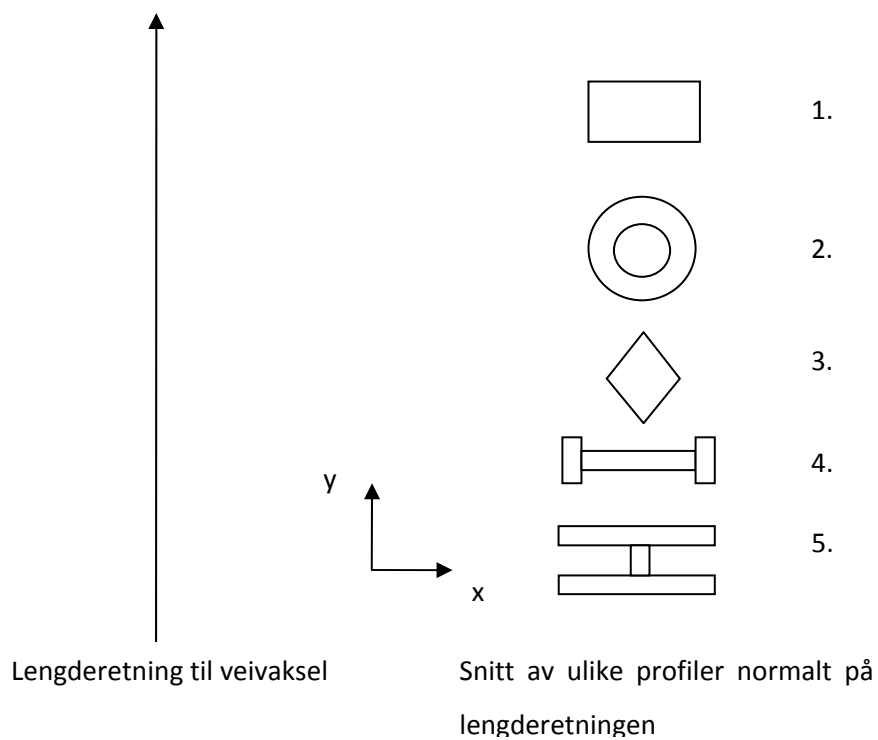
Resultatet som fremkommer av Tabell 3.13 tilsier at 7075-T6 fremstår som den mest aktuelle aluminiumslegeringen å konstruere veivstangen med.

3.6 PROFILVALG

Profilvalget er vesentlig for å utnytte så lite som mulig volum av materiale for å fremstille en veivstang som tåler de definerte belastningene. Med et lite totalvolum vil man spare vekt. Vekten på roterende komponenter er viktig å holde så lav som mulig for å unngå store krefter tilknyttet rotasjon som kan skape sterke vibrasjoner.

En veivstang er et element som er opplagret slik at hver ende kan rotere rundt sitt opplager for bøyning om aksens i lengderetningen til veivakselen. Knekningsgeometrien for dette tilfellet er vist i situasjon 3. i Figur 4.4. Man får da ikke noe opplagringsmoment ved knekking av elementet. Samtidig ved bøyning om aksens på tvers av lengderetningen vil veivakselen vil det oppstå et opplagringsmoment i hver ende når knekking oppstår. Dette er vist som situasjon 2. i Figur 4.4. Knekking i sammenheng med denne aksens vil ikke opptre hvis profilet er kvadratisk, det vil si at det har samme arealmoment om både x og y-aksens. En veivstang kan derfor lages slik at den har et lavere arealmoment om den sterkeste bøyningsaksens med tanke på opplagringsforhold. Slik kan totalvekten for veivstangen reduseres. Allikevel er det andre forhold som for eksempel strekking som gjør at det er nødvendig å få et stort totalareal på veivstangen slik at strekkspenningen holdes under det som tillates.

Som diskutert generelt om knekking kan en viss utbøyning tillates for å utnytte den energiabsorberende egenskapen til materialet i det elastiske området. Det kan da tillates en kraft opp til knekkraften. Knekkraften er den størrelsen på den kraften som påsettes veivstangen der materialet ikke lenger klarer å motstå utbøyningen uten å bli deformert. Hvis veivstangen er blitt deformert må denne byttes. Det er også klart at man må konstruere veivstangen med en viss sikkerhet slik at den reelle belastningssituasjonen ligger helt opptil knekkraften. Dette må gjøres med tanke på uforutsette belastningsforløp, variasjon i materialfasthet og variasjon i produksjonsspesifikasjoner.



Figur 3.12 Profilmuligheter.

3.6.1 DISKUSJON AV PROFILER

Det gjøres en diskusjon av profilene vist i Figur 3.12.

1. Dette profilet utnytter det tilgjengelige arealet maksimalt. Et slikt profil kan være nødvendig hvis strekkspenning eller egenskapene til å motstå utmatting tilsier at et maksimalt areal må benyttes.
2. Dette profilet har likt arealmoment om bøyning om x- og y-aksen. Her er det ikke mulig å optimalisere en spesiell bøyeakse med tanke på de ulike opplagerbetingelsene i hver ende av elementet for knekking om de to aksene.
3. Et rombeformet profil kan tilpasses slik at man kan få ulikt arealmoment om de ulike bøyingsaksene. Her kan linjestykket for den ene aksen strekkes lenger enn for den andre aksen slik at større areal flyttes lenger fra tyngdepunktaksen. En ulempe med dette profilet er overgangen til de sirkelformede endene som utgjør store- og lilleenden. Her er det muligheter for kompliserte kjervvirkninger.
4. Et smalflenset profil med høyt steg vil gi stort areal langt fra tyngdepunktaksen for nøyning om den ene aksen. Dette vil være spesielt motstandsdyktig mot bøyning om lengderetningen til veivakselen. Her er det størst risiko for knekking grunnet opplagerbetingelsene som ikke opptar moment. Knekk lengden blir derfor lang og maksimalt moment stort ved knekking.
5. Dette profilet er motsatt av profil nr 4. på den måte at den har et kort steg som er høyest i lengderetningen av veivakselen og to brede flenser som har største brede på tvers av veivaksellengden. Avstand til tyngdepunktet for bøyningen om

lengderetningen til veivakselen der opplagerbetingelsene gir lengst knekk lengde, er stor uten at det er et stort areal her. Dette gir dårlig utnyttelse av motstand mot bøyning om denne akse. På en annen side er et stort areal plassert i en kort avstand fra tyngdepunktet for bøyning om akse på tvers av veivakselens lengderetning. Dette vil gi god motstand mot knekking om denne akse. Allikevel er opplagerbetingelsene slik at knekking om denne akse gir kort knekk lengde siden rotasjon om opplagringen ikke er mulig. Dette profilet kan man anta av disse forholdene, vil gi en høyere vekt, dvs. større tverrsnittsareal når det tas hensyn til arealmoment for motstand mot de to bøyaksene med tanke på opplagerforhold, sammenliknet med profil nr.4.

3.6.2 VURDERING AV PROFILER

For å vurdere de forskjellige profilene med tanke på utvalgelse og optimalisering lages det et utkast til profil hvert av profilene. For å kunne velge det mest egnede profilet og optimalisere dette er det nødvendig med en grovutvalgelse slik at man kan konsentrere seg om det profilet som er mest egnet.

Det tegnes opp fem profiler, et av hver type, med utvendige mål som den originale veivstangkonstruksjonen. Dette gjøres for å påse at profilstørrelsen ikke er for stor for de dimensjoner som motorblokken har til rådighet for veivstangen i den bevegelsen den gjør. For profilene der ikke de ytre maksimaldimensjonene bestemmer tverrsnittsarealet, som for profil 2, 4 og 5, lages disse med tilnærmet likt tverrsnitt for å vurdere egenskapene i forhold til egenvekt. For profil 1 og 3 lages dette etter de maksimale utvendige mål. Det originale I-profilet innehar et ytre maksimale mål på 25 x 15 mm.

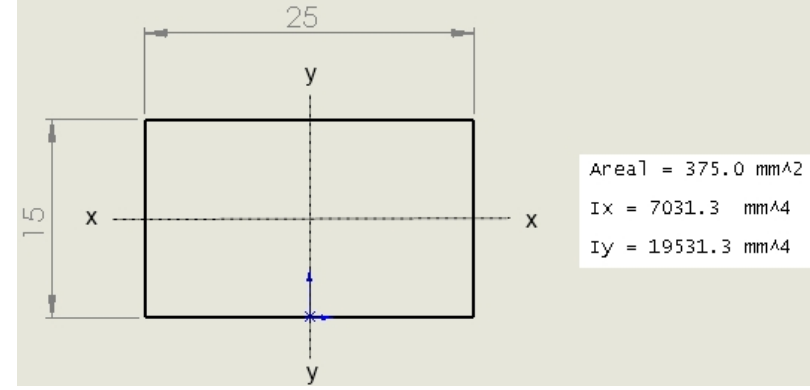
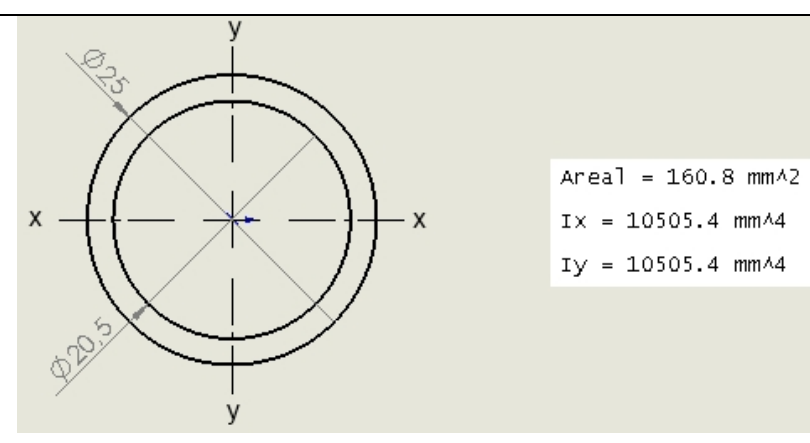
Arealmoment og areal beregnes av CAD-program etter tegning. Man får da raskt ut informasjon om profilene. Referanse er gitt ved å beregne arealmomentet til et rektangel som er gitt ved:

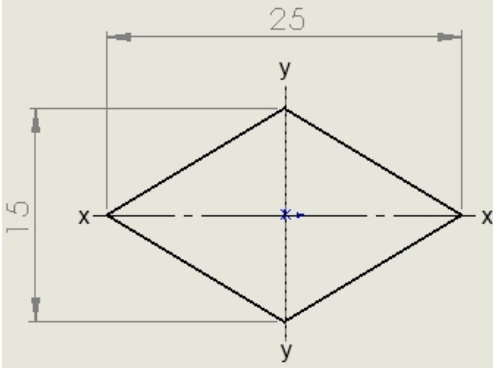
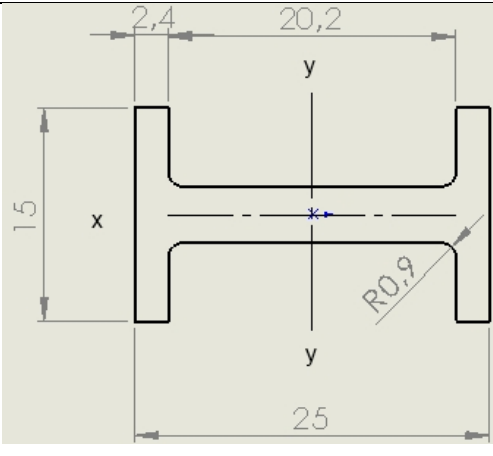
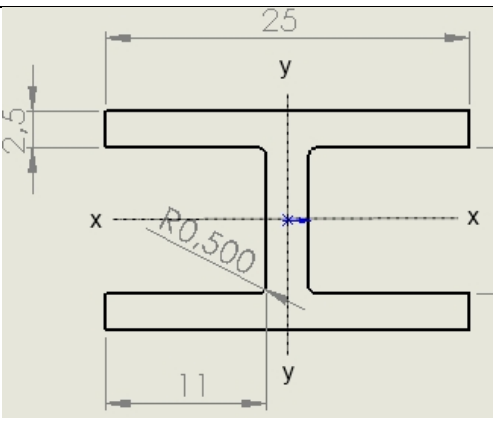
$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (3.2)$$

For profil 1 blir dette:

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{25 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}^3}{12} = 7031,3 \text{ mm}^4 \quad (3.3)$$

Likning (3.3) viser at verdi av arealmoment stemmer med forståelsen av arealmomentverdi fra CAD-programmet.

| | |
|---|---|
|  <p>Area = 375.0 mm² Ix = 7031.3 mm⁴ Iy = 19531.3 mm⁴</p> | <p>Figur 3.13 Profilinfo profil 1.</p> <p>Rektangulært profil med maksimale ytre mål som gir den beste utnyttelsen styrkemessing.</p> |
|  <p>Area = 160.8 mm² Ix = 10505.4 mm⁴ Iy = 10505.4 mm⁴</p> | <p>Figur 3.14 Profilinfo profil 2.</p> <p>Et profil med balansert arealmoment om begge aksene og høy motstand mot bøyning i forhold til tverrsnittareal.</p> |

| | |
|--|---|
|  <p style="text-align: right;"> $Area = 187.5 \text{ mm}^2$ $I_x = 1757.8 \text{ mm}^4$ $I_y = 4882.8 \text{ mm}^4$ </p> | <p>Figur 3.15 Profilinfo nr. 3.</p> <p>Som vist i Figur 3.15 vil et rombeformet profil ha grunnleggende svakheter ved at lite tverrsnittsareal er plassert langt fra tyngdepunktet. Spenning i de ytterste områdene forårsaket av bøyning ved knekking vil skape stor sjanse for utmatting ved sprekkvekst.</p> |
|  <p style="text-align: right;"> $Area = 153.3 \text{ mm}^2$ $I_x = 1456.3 \text{ mm}^4$ $I_y = 12027.9 \text{ mm}^4$ </p> | <p>Figur 3.16 Profilinfo nr. 4.</p> <p>Et slik profil har stort arealmoment for y-aksen, men mindre for x-aksen.</p> |
|  <p style="text-align: right;"> $Area = 154.7 \text{ mm}^2$ $I_x = 5199.5 \text{ mm}^4$ $I_y = 6532.4 \text{ mm}^4$ </p> | <p>Figur 3.17 Profilinfo nr.5.</p> <p>Profilen gir en balansert størrelse på arealmomentet for motstand om bøyning om begge aksene.</p> |

Det sees av Figur 3.16 og Figur 3.17 at et bredflenset profil har lavere arealmoment om den bøyeaksen som er mest utsatt, y-aksen. Begge profilene har tilnærmet samme areal og veier derfor det samme. Profilene som er smalflenset, som vist i Figur 3.16, har bedre utnyttelse av tverrsnittet når

det gjelder denne bøyeaksen. For den andre bøyeaksen, x-aksen, har dette profilet en del lavere motstand enn det profil nr. 5 har. Her er det ikke like kritisk med motstand da opplagerbetingelsene gir lavere bøymoment ved knekking her. Profil nr 5. kan optimaliseres ved å gjøre flensene noe tykkere og gjøre steget smalere.

Tabell 3.14 Seleksjonskriterier for profil.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|-----------|--|-------------|
| Enkelthet | Sier noe om hvor kompleks løsningen er ved produksjon og generell utvikling | 4 |
| Vekt | Forteller om hvilke optimaliseringsegenskaper profilet har på vektmessige egenskaper | 6 |
| Styrke | Et overslag over de styrkemessige fordelene | 10 |

Tabell 3.15 Seleksjonsmatrise for profil.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | Profil 1 | Profil 2 | Profil 3 | Profil 4 | Profil 5 |
|---------------------|-------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Enkelthet | 4 | 10 | 1 | 7 | 4 | 4 |
| Vekt | 6 | 1 | 8 | 3 | 9 | 8 |
| Styrke | 10 | 10 | 6 | 3 | 8 | 5 |
| Sum | | 146 | 112 | 76 | 150 | 114 |

Ut ifra Tabell 3.16 velges profiltipe tilsvarende profil 4, et I-profil, for videreutvikling av profil til veivstangen.

Tabell 3.16 Sammendrag av vurdering av profiler.

| Profil | Fordeler | Ulemper |
|--------|--|--|
| 1 | <ul style="list-style-type: none"> • Stort arealmoment. | <ul style="list-style-type: none"> • Kan ikke optimalisere for en bøyningsakse. |
| 2 | <ul style="list-style-type: none"> • Stort arealmoment om begge akser med lav vekt. | <ul style="list-style-type: none"> • Komplisert overgang til sirkulær store- og lilleenden. Vanskelig produksjon. |
| 3 | <ul style="list-style-type: none"> • Kan optimaliseres for en bøyningsakse. | <ul style="list-style-type: none"> • Vanskelig overgang til sirkulære endestykker. |
| 4 | <ul style="list-style-type: none"> • Kan optimaliseres for en bøyningsakse. | <ul style="list-style-type: none"> • Stort areal ved langt fra bøyeaksen ved bøyning om lengdeakse til veivaksel. |
| 5 | <ul style="list-style-type: none"> • Kan optimaliseres for en bøyningsakse. | <ul style="list-style-type: none"> • Lite areal fra tyngdepunktet ved bøyning om lengdeakse til veivaksel. |

3.7 PRODUKSJONSMETODE

Når grovutvelgelsen av de ulike konseptene for utførelse av veivstangen er gjort, er det på bakgrunn av disse, et større grunnlag for å gjøre et valg med tanke på produksjonsmetode. Tidligere er støping, fresing og senkesmiing nevnt. Materialvalg utelukker støping som metode da kun visse aluminiumslegeringer har lav nok viskositet ved temperatur der legeringen opptrer som flytende til at de med godt resultat kan fylle støpeformen før de stivner. Man kan da bli sittende igjen med skjulte hulrom og manglende geometridetaljer.

De to mest aktuelle produksjonsmetodene er da senkesmiing og fresing. Begge har sine fordeler og ulemper.

3.7.1 SENKESMIING

Denne produksjonsmetoden går ut på at et sett med former som kalles verktøy fremstilles i hardt stål som tåler godt slitasje. Når de to halvdelene som en form utgjør settes sammen, utgjør de volumet av veivstangen. Ved da å legge emnet imellom, og så presse formene sammen med stor kraft, formes emnet til den ønskede formen. Ved å varme opp emnet synker grensen for der materialet går over fra elastisk deformasjon til plastisk deformasjon, $R_{p0,2}$. i henhold til Tabell 3.9. Man trenger da ikke like mye kraft og man kan unngå at materialet har liten forlengelse før det oppstår sprekker.

Ulempen ved å varme opp emnet er at for visse aluminiumslegeringer, så må herdeprosessen gjentas eller utføres etter produksjonen for at styrken skal være tilstrekkelig. Etter prosessen med

senkesmiing, må allikevel veivstangen maskineres for å at målene skal være innenfor de gitte toleransene, da produksjonsmetoden er veldig grov når det gjelder å fremstille veivstangen til den endelige og tenkte formen.

Det er noe bedre materialutnyttelse for denne produksjonsmetoden enn for eksempel fresing. Man kan starte med et emne som er noe mindre enn de utvendige målene det ferdige produktet skal ha fordi man strekke materialet.

3.7.2 FRESING

Denne produksjonsmetoden baserer seg på å fjerne materiale fra et emne til man får den formen man ønsker seg. Man trenger et emne som dekker alle utvendige mål på det ferdige produktet og resten blir til skrapmetall. Materialutnyttelsen er dårligst av ulike produksjonsmetoder.

Tabell 3.17 Seleksjonskriterier for produksjonsmetode.

| Kriterium | Beskrivelse | Vektlegging |
|--------------------|---|-------------|
| Enkelhet | Sier noe om hvor kompleks løsningen er ved produksjon og generell utvikling | 4 |
| Materialutnyttelse | Forteller utnyttelsesgrad av emnematerialet | 6 |
| Kostnad | Beskriver kostnader ved produksjon | 8 |

Tabell 3.18 Seleksjonsmatrise for produksjonsmetode.

| Seleksjonskriterier | Vektlegging | Senkesmiing | Fresing |
|---------------------|-------------|-------------|---------|
| Enkelthet | 4 | 3 | 8 |
| Materialutnyttelse | 6 | 6 | 2 |
| Kostnad | 8 | 6 | 8 |
| Sum | | 96 | 108 |

Tabell 3.18 viser at fresing er det den mest aktuelle produksjonsmetoden. Bakgrunnen for karaktersettingen av kostnadsvurderingen er at ved en lav serie, så vil kostnaden av utviklingen av de unike verktøyene som må benyttes ved denne produksjonsmetoden utgjøre en stor del av totalkostnaden for veivstangen. Fresing på den andre side, vil ikke kreve annet produksjonsutstyr enn det de fleste mekaniske verksteder har investert i allerede. Derimot ved en stor serie vil det sannsynligvis være lurt å investere i unike verktøy som kan benyttes til senkesmiing.



Figur 3.18 Inntjening for investering i verktøy.

Figur 3.18 viser hvordan investeringen i produksjonsverktøy dekkes etter antall solgte sett. Her antas det en investeringskostnad på 300 000 kr. Bidraget fra salgsprisen er 1000 kr. Utgifter til verktøy er ikke dekket før ved salg av ca. 200 sett når dekningsbidraget til produksjon av verktøy er 1000kr av salgsprisen på 4000 kr.

4 KONSTRUKSJON

4.1 GRUNNDIMENSJONER

Det er visse rammedimensjoner som veivstangen må tilfredsstille, altså den må ha dimensjoner som ikke overstiger det som er av tilgjengelig plass i motoren. Disse er beskrevet i Tabell 2.1.

4.1.1 LENGDE

Lengde fra senter av lilleenden til senter av storeenden er 152 mm. Dette er den samme lengden som en standard veivstang for motoren. Andre lengder er også mulig å benytte, men da ikke men standard stempler. Hvis andre lengder skal benyttes så må et stempel men enten høyere eller lavere plassert stempelbolt benyttes for at ikke stampelet skal kollidere med topplokket eller veivaksel.

Et annet aspekt når det kommer til lengde er den totale lengden på veivstangen. Er det for tykt gods rundt lilleenden så kan plutselig ikke veivstangen monteres i stampelet da det ikke er nok plass innvendig i stampelet.. I et originalt stempel er det målt at lilleenden kan ha en veggtykkelse på maksimalt 15 mm, men noe mindre plass bør brukes med tanke på noe deformasjon kan gi kollisjoner her. Konstruksjonen lages med maksimalt 10 mm tykkelse av lilleenden.

4.2 DISKUSJON AV FORHOLD VEDRØRENDE KONSTRUKSJON

Ved konstruksjon er det flere elementer som påvirker hvordan veivstangen vil takle de påsatte belastningene. Disse er viktig å kartlegge og implementere i konstruksjonen på best mulig måte.

4.2.1 UTMATTING

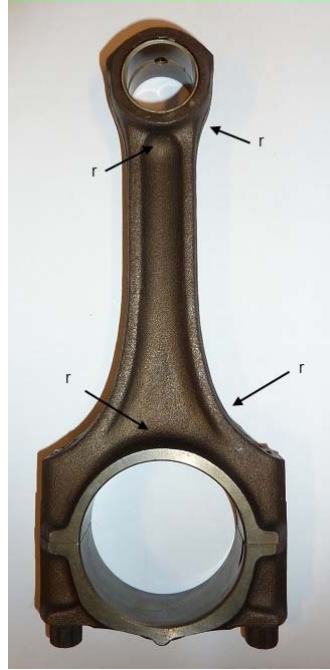
Å gjøre veivstangen mer motstandsdyktig mot utmatting kan gjøres på forskjellige måter disse er:

1. Benytte et materiale med høyere utmattingsfasthet.
2. Kontroll av overflaten. Sprekkvekst er som oftest et fenomen som er forårsaket av uregelmessigheter til overflaten på konstruksjonen. Hvis man velger produksjonsmetode

som gir en overflate med jevn god kvalitet kan man unngå mange utmattingsproblemer. Her kan man også spesifisere etterbehandling av overflate som for eksempel sliping, polering og inspeksjon for å kvalitetssikre. Kvalitetssikring av overflaten er viktig siden konstruksjonsberegningene er avhengig av at overflaten holder en viss kvalitet for å være gyldige.

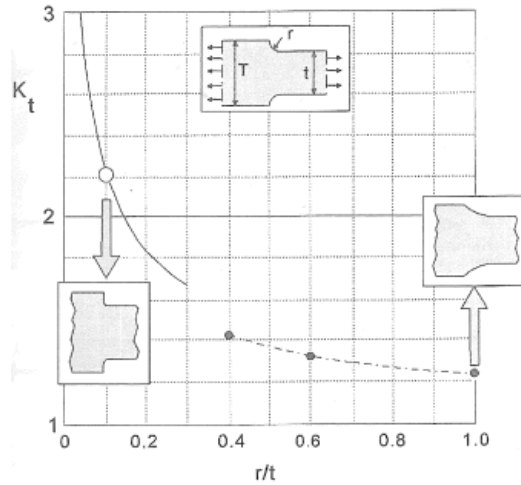
3. Påse at formen på veivstangen ikke har elementer som gir en negativ virkning på spenningen som opptrer. Dette er kjerver, geometriforandring og liknende. Slik geometri gir en høy spenningskonsentrasjonsfaktor, K_t . Denne vil ha svært negativ virkning på utmattingsfastheten til materialet og det er derfor vesentlig at geometri som gir høy K_t unngås ved konstruksjon.
4. Senke spenningsvidden for spenningssyklusene veivstangen påkjennes med. Dette kan gjøres ved å senke den ytre belastningen eller øke tverrsnittet som er kritisk for utmatting.
5. Å innføre veiledning for vedlikehold, inspeksjon og oversikt over når veivstangen har nådd sin endelige levetid.

Utmatting vil bli den sterkeste dimensjonerende faktoren for veivstangen grunnet aluminiums lave utmattingsgrense sammenliknet med tilsvarende stålmateriale. Det lønner seg derfor å gjøre grunnlagsberegningen for utmatting først, om mulig, for så og ha det som et grunnlag for annen beregning som for eksempel å optimalisere av vekt ve profilvalg ved knekking.



Figur 4.1 Illustrasjon over områder spesielt utsatt for utmatting.

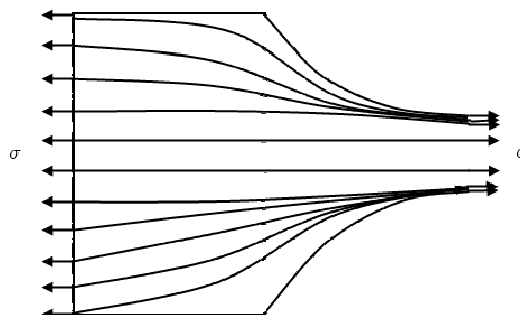
Figur 4.1 viser områder spesielt utsatt for utmatting. Dette er overganger fra store- og lilleenden til profilet mellom de to. Her er det en overgang fra en større geometri den det mindre profilet. Ved konstruksjon er det nødvendig og gjøre disse radiene som er illustrert med r så store som mulig samtidig så små som mulig med tanke på vektbesparelse og dimensjoner. Mindre radius gir en større spenningskonsentrasjon som senker utmattingsfastheten til materialet betraktelig. Radius mellom overgang fra storeenden til profilet vil bli en del større enn overgangen fra profil til lilleende, men tverrsnittet ved storeenden er samtidig større som vil senke spenningen som opptrer. De minste radiene er ved overgang fra de brede lagerbanene til profilet i begge ender. Dette er et spesielt utsatt område på et I-profil slik det er illustrert i Figur 4.1. For et H-profil vil det være motsatt, her er det overgangen på den smale siden som har minst radius.



Figur 4.2 Spenningskonsentrasjonsfaktor for ulike radier av kjerv og tykkelse i plate ved strekk[11].

Figur 4.2 viser hvordan spenningskonsentrasjonsfaktoren, K_t , øker når forholdet mellom radius og bredden minker. Hvis man ved en konstant bredde gjør radiusen større vil man få en mindre spenningskonsentrasjonsfaktor som igjen vil øke veivstangens evne til å motstå utmatting ved.

Så lenge det ikke oppstår for høy strekkspenning i det minste tverrsnittet til profilet vil man gjøre disse radiene så små som mulig for å få en rask overgang fra det store tverrsnittet ved storeenden til profilet. Dette vil spare vekt. På en annen side vil en for brå overgang gi høy spenningskonsentrasjonsfaktor som vil senke utmattingen. Dette er en balansegang der det må inngås et kompromiss der hensynene til utmattingsfasthet veier mer enn hensynene til vektbesparelse.



4.3 Illustrasjon over hvordan spenningslinjer konsentreres ved tverrsnittovergang.

4.2.2 STIVHET

Veivstangen må være tilstrekkelig stiv slik at uønsket deformasjon ved lageropplagringer ikke forekommer. Dette vil gi høy lagerslitasje ved at trykket på området i lageret vil bli svært høyt. Det er også nødvendig at veivstangen ikke strekker seg elastisk ved den høye stempelakselerasjonen som forekommer når stempelet går opp og snur ved øvre dødpunkt. Stempelet kan da kollidere med topplokket.

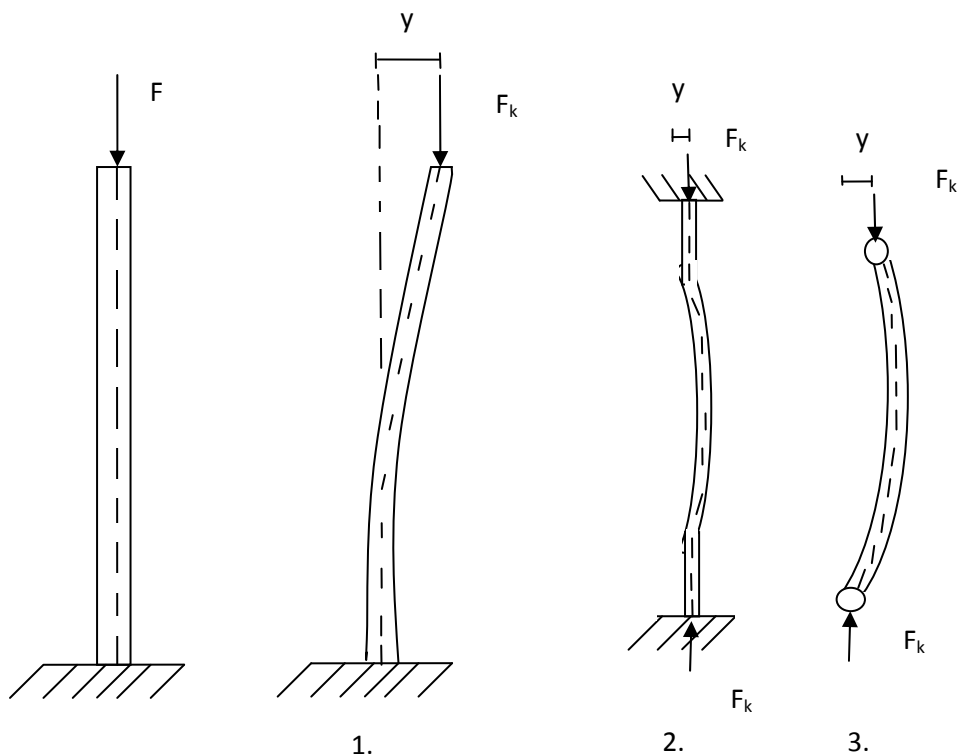
4.2.3 DIMENSJONER OG TOLERANSER

Det er viktig at veivstangen produseres etter fastsatte toleranser slik at klaring til veiv ikke blir for stor. En motor vil da havare etter hvert grunnet lagerslitasje. Dette gjelder spesielt storeenden, denne må nøyaktig kontrolleres og maskineres for riktig toleranse. Lilleenden trenger en fin overflate og en lett presspasning for enkel monterting og demontering av stempelbolten.

4.2.4 KNEKKING

Et element med lavt tverrsnitt i forhold til lengde, er i høyere grad når dette forholdet øker, mer utsatt for fenomenet knekking enn et element som er kort i forhold til tverrsnitt. På et kort element med stort tverrsnitt vil det ved belastning av en kraft som virker i elementets lengderetning oppstå trykkspenninger som øker ved større belastning. Ved trykkspenning over materialets flytespenning vil elementet deformeres ved at materialet flyter ut.

For elementer med lang lengde i forhold til tverrsnitt vil en økende belastning i elementets lengderetning forårsake at elementet tilslutt bøyer seg ut om den akselen med lavest arealmoment. Det oppstår nå et moment i elementet fordi kraften som er påsatt i elementet virker i en avstand fra elementets tyngdepunktakse. Denne avstanden er vist som y i Figur 4.4. Hvis denne kraften i sammenheng med avstanden fra elements tyngdepunktakse er av den størrelsesorden at elementet ikke opplever økende forskyvning, er kraften som er påsatt elementets knekkraft. Elementet er nå igjen i likevekt. Er det ikke i likevekt vil elementet oppleve et økende bøyemoment ved økende forskyvning som resulterer i at den påsatte kraften forflytter seg stadig lenger fra elementets tyngdepunktakse.



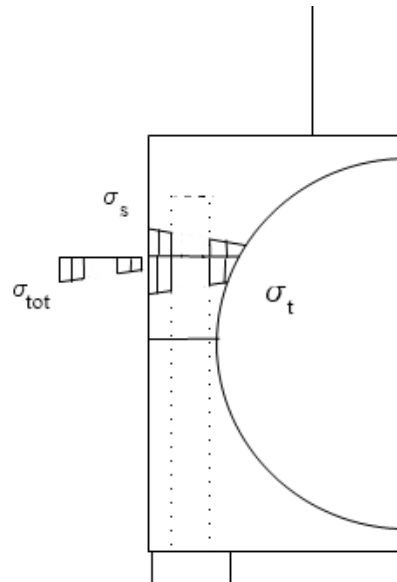
Figur 4.4 Illustrasjon av knekkingsgeometri.

For en veivstang kan knekking opp mot knekkraften når den totale maksimale spenningen i elementet holder seg i det elastiske deformasjonsområdet for materialet. Man kan da få en fjærende effekt ved plutselige høye belastninger som ved detonasjon i forbrenningskammeret. Materialet vil da oppta en god del av denne energien og trykket på veivlageret vil ikke øke til et nivå som kan være for stort for oljefilmens evner til å holde lager og veiv fra hverandre.

I konseptvalg for profil er det tatt hensyn til knekkingssituasjon 2. og 3. i Figur 4.4 som kan oppstå for optimalisering av profilet for disse ulike situasjonene.

4.3 SKRUER

Skruene fester underdelen til hoveddelen. Det er viktig at strekkraften i skruen er stor nok til å skape trykkspenning i området der skruen er da strekkspenningen forårsaket av stempelakselrasjon vil være ekstra høy her på grunn av det lille tverrsnittet i sammenheng med skruehullet. Samtidig er de innvendige gjengene en årsak til spenningskonsentrasjon her. Hvis skruen trykker sammen materialet her med en kraft som gir en høyere trykkspenning enn strekkspenning vil risikoen for sprekkvekst minimeres.



Figur 4.5 Illustrasjon av spenninger som opptrer i et snitt ved strekk av veivstangen og innspenning av skruen.

4.4 MOTORSPESIFIKASJON

Motorspesifikasjoner har stor betydning for konstruksjonen av veivstangen. Hovedmomenter er omdreiningshastighet, effekt, slaglengde og stempelvekt. Disse momentene i kombinasjon bestemmer dimensjonene på veivstangen. Tabell 4.1 viser hvilke verdier av disse momentene som er målsetningen for motoren. Dette er verdier tatt fra en standard motor når det gjelder slaglengde og stempelvekt, men effekt og omdreiningshastighet er økt fra en standard motors verdier til et mer aktuelt nivå for kundegruppen til veivstangen. For de styrkemessige forholdene, bestemmes disse av variablene effekt og omdreiningshastighet. For utmattingsmessige forhold er variabelen i tillegg levetid.

Disse tre variablene kan enkeltvis eller i kombinasjon endres for å tilfredsstille en eller flere av målene for motoren. Samtidig kan konstruksjonen justeres for å oppnå disse målene. Den mest optimale kombinasjonen er at alle blir oppfylt slik at produktet kan treffe et bredt marked.

Tabell 4.1 Mål for motorspesifikasjon.

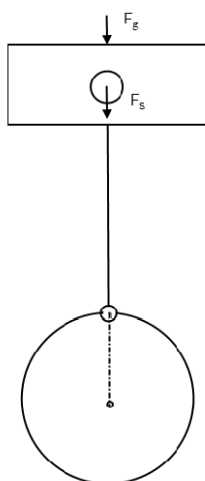
| Mål | Verdi |
|-------------------------------|--------------|
| Maks effekt | 368 kW |
| Slaglengde | 0,08 m |
| Maksimal omdreiningshastighet | 7000 o/min |
| Stempelvekt med stempelbolt | 0,695 kg |
| Levetid | 100 000 km |

5 GRUNNLAGSBEREGNINGER

Det utføres grunnlagsberegninger som legges til grunn for dimensjoneringen når veivstangen konstrueres med CAD-verktøy. Dette gjør konstruksjonen mer effektiv da man sannsynligvis slipper å modifisere konstruksjonen etter analysen med FEM-verktøy som utføres for å avdekke mer komplekse belastningssituasjoner.

5.1 KRAFT FRA STEMPEL

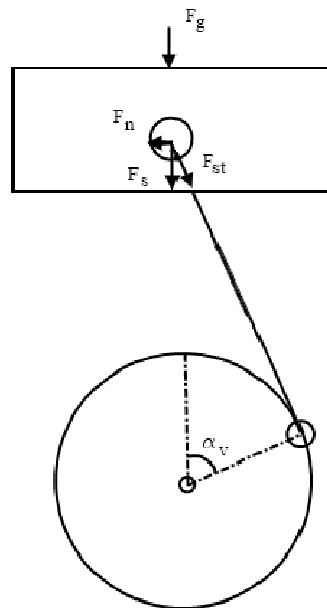
Det er flere måter å tilnærme seg belastningen som overføres fra stempellet til veivstangen. Hvilken kraft som veivstangen opplever bestemmes av når trykket i forbrenningskammeret er på sitt maksimale i forhold til veivakselens posisjon etter øvre dødpunkt. Et høyt trykk tidlig vil gi mer kraft i veivstangen enn høyest trykk senere. Når stempellet står på øvre dødpunkt er det ingen vinkel mellom veivstang og kraftvektoren som virker på veiven. Når veiv roterer videre forbi øvre dødpunkt en vinkel gradvis dannes. Denne vinkelen gjør at noe av kraften fra stempellet fordeles mellom sylinderveggen og veivstangen.



Figur 5.1 Fordeling av krefter ved stempel i øvre dødpunkt.

I Figur 5.1 er det illustrert et stempel som står i øvre dødpunkt. Ved forbrenning oppstår en gasskraft, F_g , som virker på stempelkronen. Denne kraften overføres i dette tilfellet til veivstangen i sin helhet.

En høy gasskraft i denne posisjonen er en ekstrem belastning for veivstangen. Høy gasskraft i denne posisjonen kan forårsakes av detonasjon.



Figur 5.2 Fordeling av krefter med stempel på vei ned.

I Figur 5.2 er stempelen på vei ned i sylinderen i løpet av sin arbeidssyklus. Gasskraften virker fortsatt på stempeltoppen. Vinkelen til veivstangen har nå forandret seg i forhold til i Figur 5.1. Veivstangen kan rotere fritt rundt sine opplagringspunkter og kan ikke oppta noe moment. Gasskraften som overføres til stempelkraften i stempelbolten fordeles mellom veivstangen og sylinderveggen. Dette gjør at kraften i veivstangen blir noe mindre ved samme gasskraft som situasjonen i Figur 5.1. Ved 90° etter øvre dødpunkt er veivstangvinkelen maksimal og normalkraften mot sylinderveggen størst. Denne normalkraften forårsaker en friksjonskraft som senker virkningsgraden på motoren.

5.1.1 MAKSIMAL KRAFT BEREGNET ETTER MIDDELTRYKK

Siden Ottosyklusen ikke har et konstant trykk ved forbrenning vil belastningen på veivstangen variere i løpet av arbeidslaget. Ved å beregne et middeltrykk som er konstant i løpet av arbeidslaget og som tilsvarer effekten produsert ved en bestemt volumøkning, kan man finne en gasskraft og så videre stempelkraft som dekomponeres. Ulempen med denne metoden er at et middeltrykk alltid er lavere enn det maksimale trykket i løpet av en arbeidstakt for en Ottomotor. Man får dermed ikke den høyeste belastningen på veivstangen. Middeltrykket for en Ottomotor er gitt ved likning (5.1)

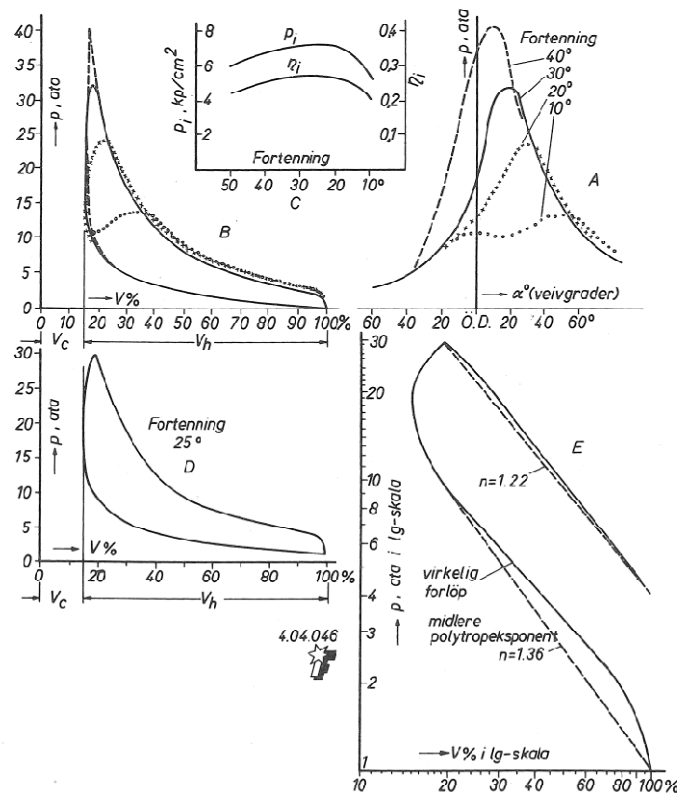
[16], n_c er antall omdreining per syklus, V_h er slagvolum for motoren i m^3 , p_m er indikert middeltrykk i Pascal, P er effekten i Watt og N er turtall i o/sek.

$$p_m = \frac{P \cdot n_c}{V_s \cdot N} \quad (5.1)$$

Innsatt da i likning (5.1) med effektmålet på 368 kW ved 6500 o/min blir da:

$$p_m = \frac{368000 \text{ Watt} \cdot 2}{2316 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 108,3 \text{ o/sek}} = 2934342,5 \text{ Pascal} \quad (5.2)$$

$$p_m = 2,9 \text{ MPa}$$



Figur 5.3 Målinger av maksimalt sylindertykk og middeltrykk i Ottomotor[1].

Figur 5.3 viser målinger gjort ved NTH av forhold mellom maksimalt sylindetrykk, p , middeltrykk, p_i , og fortenning i en Ottomotor. For å komme frem til et antatt maksimalt forbrenningstrykk i motoren veivstangen skal benyttes i, brukes figuren for å finne et forhold mellom middeltrykk og maksimalt forbrenningstrykk som kan overføres til denne applikasjonen. For å finne nøyaktig maksimalt forbrenningstrykk er den mest sikre metoden målinger under drift av motoren.

Det sees av Figur 5.3 at økende fortenning, det vil si at tidspunktet for tenning blir flyttet lengre før øvre dødpunkt, har negativ innvirkning på middeltrykk når dette skjer før 20 grader før øvre dødpunkt. Virkningen på maksimaltrykket er i midlertidig mye større og dette er vesentlig høyere ved 40 grader fortenning enn ved 20 grader fortenning. For å benytte en situasjon som gir størst belastning på veivstangen, tas det utgangspunkt i 40 grader fortenning. Selv om middeltrykket er noe lavere blir forholdet mellom middeltrykk og maksimalt forbrenningstrykk høyere.

Ved avlesning av middeltrykk ved 40 grader fortenning som gir høyest maksimalt forbrenningstrykk gir dette er forhold lik:

$$\gamma_{mm} = \frac{p_{maks}}{p_{middel}} = \frac{3922722 \text{ Pascal}}{686476 \text{ Pascal}} = 5,7 \quad (5.3)$$

Det maksimale forbrenningstrykket ved 2,9 MPa middeltrykk blir da for motoren ved høy fortenning:

$$p_{maks} = p_{middel} \cdot \gamma_{mm} = 2,9 \text{ MPa} \cdot 5,7 = 16,5 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Som kontroll beregnes kompresjonstrykket i sylinderen for å sjekke at maksimalt trykk er høyere. Hvis maksimalt trykk er lavere enn kompresjonstrykk er ikke tilnærmingen fra middeltrykk god nok. Kompresjonstrykket beregnes etter forholdet, ε , mellom fyllingsvolum og kompresjonsvolum. Dette

er 8,7 for motoren. Kompresjonen foregår polytropisk der $pV^n = \text{konstant}$ og polytropeksponenten, n , for Ottomotor er 1,35[1]. Et absoluttrykk på 0,25 MPa benyttes.

$$\begin{aligned} p_k &= p_f \cdot \varepsilon^n \\ p_k &= 0,25 \text{ MPa} \cdot 8,7^{1,35} \\ p_k &= 4,6 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{5.5}$$

Et forhold mellom maksimalt kompresjonstrykk forbrenningstrykk ligger på mellom 2,8 og 3,5 for en Ottomotor[1], så et maksimalt forbrenningstrykk på 16,5 MPa virker reelt når forholdet mellom dette og kompresjonstrykket er 3,2 for den aktuelle motoren.

Den maksimale gasskraften som virker på stempellet ved forbrenning er gitt ved:

$$F_g = p_{\text{maks}} \cdot A_{\text{stempel}} \tag{5.6}$$

Der A_{stempel} er et resultat av det sirkulære arealet stempellet med en diameter på 96 mm gir.

Maksimal gasskraft blir:

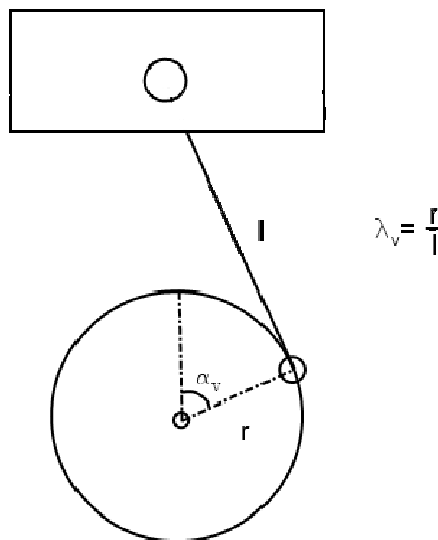
$$\begin{aligned} F_g &= 16,5 \text{ MPa} \cdot \frac{d_{\text{stempel}}^2 \cdot \pi}{4} \\ F_g &= 16,5 \text{ MPa} \cdot \frac{96 \text{ mm}^2 \cdot \pi}{4} \\ F_g &= 16,5 \text{ MPa} \cdot 7238,2 \text{ mm}^2 \\ F_g &= 119430 \text{ N} \end{aligned} \tag{5.7}$$

5.2 STEMPELAKSELERASJON

Som nevnt tidligere spiller stempelakselerasjon en stor rolle for belastning av veivstangen. Den oscillerende massen til veivstangen i tillegg til vekten av stempellet er utgangspunktet for de strekk og trykkspenninger veivstangen blir utsatt for i løpet av en omdreining av veivakselen.

$$F_o = (m_l + m_s) \cdot a_{\max/\min} \quad (5.8)$$

Veivstangen opplever en trykkraft på grunn av den oscillerende massens akselerasjon ved nedre dødpunkt og en strekkraft ved øvre dødpunkt. Den oscillerende massen skal både stanses og akselereres opp i hastighet på hver side av topp og bunnpunktet da hastigheten på disse er null.



Figur 5.4 Forhold mellom veivstanglengde og slaglengde.

Den største og minste akselerasjonen forekommer ved henholdsvis øvre og nedre dødpunkt der den oscillerende massen bytter ferdselsretning. Ved øvre dødpunkt er denne gitt ved en forenklet likning (5.9) [1], der a er gitt i m/s^2 , r er veivradius i meter, ω er veivens vinkelhastighet i radianer per sekund og λ_v er forholdet mellom veivradius og veivstanglengde vist i Figur 5.4 .

$$a_{\text{øD}} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda_v) \quad (5.9)$$

Ved en maksimal omdreiningshastighet på 7000 o/min blir stempelakselerasjonen i øvre dødpunkt:

$$a_{\text{ØD}} = 0,04 \text{ m} \cdot 733 \text{ rad / sek}^2 \cdot \left(1 + \frac{0,04 \text{ m}}{0,152 \text{ m}}\right) \quad (5.10)$$

$$a_{\text{ØD}} = 27147 \text{ m / s}^2$$

Denne akselerasjonen i kombinasjon med massen til stampelet gir en strekkraft i veivstangen ved øvre dødpunkt. Akselerasjonen øker når stampelet nærmer seg øvre dødpunkt og synker når stampelet har passert øvre dødpunkt og er på veiv ned. Ved 90 grader veivrotasjon etter øvre dødpunkt er hastigheten konstant og det er ingen akselerasjon før hastigheten igjen synker mot nedre dødpunkt. Forenklet likning for akselerasjonen her er gitt ved[1]:

$$a_{\text{ND}} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda_v) \quad (5.11)$$

Ved 7000 o/min er akselerasjonen ved nedre dødpunkt:

$$a_{\text{ND}} = -0,04 \text{ m} \cdot 733 \text{ rad / s}^2 \cdot \left(1 - \frac{0,04 \text{ m}}{0,152 \text{ m}}\right) \quad (5.12)$$

$$a_{\text{ND}} = -15835,9 \text{ m / s}^2$$

Akselerasjonen i kombinasjon med stempelmassen gir en trykkraft på veivstangen ved nedre dødpunkt.

5.2.1 MASSEKREFTER

Massekrefter oppstår når en masse skal akselereres på grunn av massens treghet. Jo større masse, jo større treghet har denne. Samtidig spiller også akselerasjonens størrelse inn. Økende akselerasjon gir økende massekraft ut ifra følgende forhold:

$$F_m = m \cdot a \quad (5.13)$$

Den roterende massen er konstant, men akselerasjonen varierer med plasseringen av stempelet som igjen avhenger av veivakselplasseringen.

Spesielt interessant er det å undersøke hvilken belastning disse massekreftene yter på veivstangen når stempelet går mot øvre dødpunkt på utblåsningstakten og når det går mot nedre dødpunkt i innsugstakten. På utblåsningstakten er det lite trykk på oversiden av stempelet som yter en kraft som er motsatt rettet av massekraften når stempelet går mot øvre dødpunkt. Strekk belastningen er altså størst på dette tidspunktet for stempelet. På innsugstakten er det også liten kraft som virker på stempelet. Massekraften har i dette tilfellet også størst innvirkning på veivstangen.

Massekraften ved øvre dødpunkt når man kun benytter seg av stempelets vekt blir da:

$$\begin{aligned} F_{m-\emptyset D} &= m_s \cdot a_{\emptyset D} \\ F_{m-\emptyset D} &= 0,695 \text{ kg} \cdot 27147 \text{ m/s}^2 \\ F_{m-\emptyset D} &= 18867 \text{ N} \end{aligned} \tag{5.14}$$

Dette er belastningen for veivstangen i den øverste delen her. For å finne den oscillerende massekraften, altså den kraften som virker når stempelet og veivstangen går opp og ned i sylindere når situasjonen når stempel snur i øvre dødpunkt, må man benytte stempelmassen i tillegg til massen til veivstangens øvre del, m_l . Vekten av massen her påvirkes av faktorer som at det er aluminium som benyttes og ikke stål, utførelsen av konstruksjonen med tanke på spenningssenkning for utmattingspåkjennte snitt og at aluminium har en lavere elastitetsmodul med tanke på deformasjon. Derfor gjøres det en tilnærming for som kan benyttes ved konstruksjonsberegning. Det antas at massen av lilleenden er 2/3 av massen av lilleenden til den originale veivstangen.

$$\begin{aligned} m_l &= m_{l-o} \cdot \frac{2}{3} \\ m_l &= 0,220 \text{ kg} \cdot \frac{2}{3} \\ m_l &= 0,147 \text{ kg} \end{aligned} \tag{5.15}$$

Dette er en tilnærming og eksakt masse må benyttes ved kontroll av konstruksjonen.

Massekraften ved øvre dødpunkt blir da:

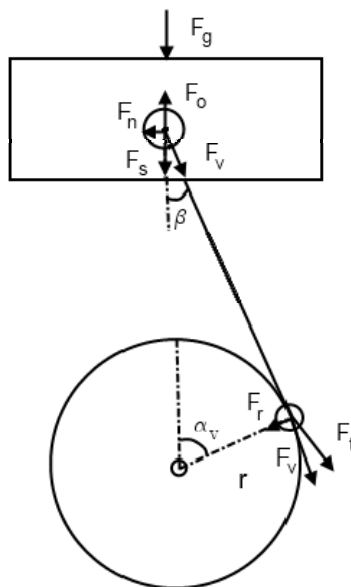
$$\begin{aligned}
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (m_l + m_s) \cdot a_{\emptyset\text{D}} \\
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (0,147 \text{ kg} + 0,695 \text{ kg}) \cdot 27147 \text{ m/s}^2 \\
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= 22858 \text{ N}
\end{aligned}
\tag{5.16}$$

Massekraften med en original veivstang blir følgende:

$$\begin{aligned}
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (m_l + m_s) \cdot a_{\emptyset\text{D}} \\
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (0,220 \text{ kg} + 0,695 \text{ kg}) \cdot 27147 \text{ m/s}^2 \\
F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= 24840 \text{ N}
\end{aligned}
\tag{5.17}$$

Denne massekraften utgjør den oscillerende kraften og denne motvirker gasskraften som oppstår ved forbrenning. Ved bruk av en veivstang som er lettere vil fradraget av gasskraften som det sees av likning (5.16) og likning (5.17) være mindre og man får større moment.

5.2.2 VEIVSTANGKRAFT



Figur 5.5 Oversikt over kraftfordeling ved forbrenning.

Av Figur 5.3 ser man at det maksimale trykket oppstår med stor fortenning ca. 15 grader etter stampelet av passer øvre dødpunkt. Akselerasjonen er noe lavere ved dette punktet enn ved øvre dødpunkt og dette gir lavere massekraft som virker mot gasskraften. Dette resulterer i en større

belastning av veivstangen hadde det ikke vært for at ved økende veivakselrotasjon ved øvre dødpunkt, så vil veivstangvinkelen, β , også øke og fordele noe av stempelkraften til sideveggen av sylindren.

Siden maksimal effekt ofte ikke opptrer ved maksimalt turtall for en motor må det finnes massekraft for omdreinings hastigheten ved maks effekt.

Stempelakselerasjonen ved en veivposisjon er gitt av[1]:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_v \cdot \cos 2\alpha) \quad (5.18)$$

For en veivposisjon på 15 grader, $\alpha=15^\circ$, blir dette innsatt i likning (5.18) med omdreinings hastighet 6500 o/min:

$$\begin{aligned} a &= r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \\ a &= 0,04 \text{ m} \cdot 733 \text{ rad} / \text{s}^2 \cdot (\cos 15^\circ + \frac{0,04 \text{ m}}{0,152 \text{ m}} \cdot \cos(2 \cdot 15^\circ)) \\ a &= 25657 \text{ m} / \text{s}^2 \end{aligned} \quad (5.19)$$

Akselerasjonen ved 15 grader veivposisjon gir en strekkraft i veivstangen, den virker altså motsatt av den nedadgående stempelbevegelsen. Denne massekraften blir da:

$$\begin{aligned} F_m &= (m_1 + m_s) \cdot a \\ F_m &= (0,147 \text{ kg} + 0,695 \text{ kg}) \cdot 25657 \text{ m} / \text{s}^2 \\ F_m &= 21603 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Stempelkraften som er utgangspunktet for beregning av hvilken kraft som overføres til veivstangen finnes ved å summere gasskraften og massekraften der massekraften er motsatt rettet. Gasskraften her er beregnet i likning (5.7) og er 119430 N.

$$\begin{aligned} F_s &= F_g - F_m \\ F_s &= 119430 \text{ N} - 21603 \text{ N} \\ F_s &= 97827 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Ved 15 grader veivposisjon har ikke stempelkraften samme retning som veivstangen. Dette gjør at noe av kraften går i sylinderveggen. Vinkelen mellom stempelkraften og veivstangkraften, β i Figur 5.5, finnes ved[1]:

$$\begin{aligned}\sin \beta &= \lambda \cdot \sin \alpha \\ \beta &= \sin^{-1}(\lambda \cdot \sin \alpha) \\ \beta &= \sin^{-1}\left(\frac{0,04 \text{ m}}{0,152 \text{ m}} \cdot \sin 15^\circ\right) \\ \beta &= 3,9^\circ\end{aligned}\tag{5.22}$$

Kraften som går i sylinderveggen og i veivstangen blir da:

$$\begin{aligned}\tan \beta &= \frac{F_n}{F_s} \\ F_n &= 97827 \text{ N} \cdot \tan 3,9^\circ \\ F_n &= 6669 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.23}$$

Veivstangkraften blir da:

$$\begin{aligned}\cos \beta &= \frac{F_s}{F_v} \\ F_v &= \frac{97827 \text{ N}}{\cos 3,9^\circ} \\ F_v &= 98054 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.24}$$

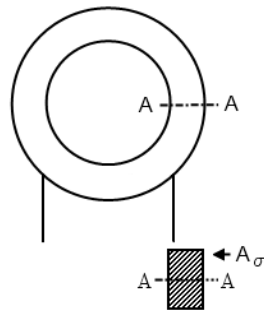
Dette er den maksimale trykkpåkjenningen veivstangen opplever og benyttes videre i analysen for å bestemme korrekt utforming.

5.3 UTMATTINGSPÅKJENTE OMRÅDER

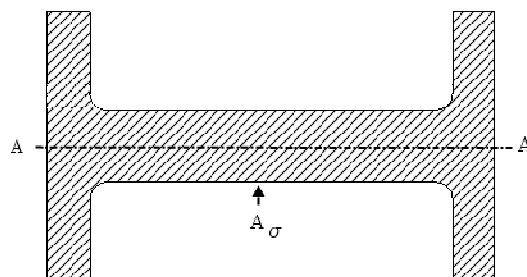
Siden veivstangen er en svært dynamisk påkjent konstruksjon er det hensiktsmessig å bestemme en del dimensjoner ut ifra et utmattingshensyn før noe annet. Dette gir et grunnlag som senere annen dimensjonering må ta hensyn til således i utgangspunktet er forutbestemt.

Det er spesielt ved strekking av områder på veivstangen som er kritiske med tanke på utmatting. Dette er tverrsnitt for legemet mellom storeenden og lilleenden, tverrsnitt i lilleenden og tverrsnittet

rundt storeenden. Disse må ha et visst tverrsnitt for at spenningen som oppstår syklisk her ikke blir for stor. Av de nevnte områdene er det generelt sett kun tverrsnittet i profilet som både er strekk og trykkpåkjent. Her er det vekslende belastning. I lilleenden er det en hulltrykkspenning som virker ned i profilet ved trykk og ved storeenden blir denne trykkraften overført til veivtappen, mens området rundt er utsatt for strekk ved strekkbelastning av profilet. I disse områdene er det utsvingende belastning. Å gjøre en utmattingsanalyse vil hovedsakelig bli utført som kontroll da alle forhold er kjent, men det vil bli sammenliknet dimensjoner funnet for statisk belastning for den nye veivstangen med opprinnelige veivstenger i stål for vurdering med hensyn til aluminiums lavere utmattingsfasthet.



Figur 5.6 Spenningsareal ved strekking av lilleenden.



Figur 5.7 Spenningsareal, profil.

5.4 DIMENSJONERING FOR STATISK BELASTNING

Som en rettleiding finnes det minste areal med hensyn til belastning, flytegrense til materialet og sikkerhetsfaktor for utsatte områder.

5.4.1 STATISK TRYKKBELASTNING AV NEDRE SNITT

Et snitt i profilet som vist i Figur 5.7 vil bli påkjent med strekk og trykkspenning ettersom stampelet beveger seg opp og ned. Den klart høyeste belastningen er når gasskraften påvirker stampelet. Veivstangkraften er da 98504 N. Dette er en ekstrem last som kan sies å være den verst tenkelige situasjonen og en høy sikkerhetsfaktor mot deformasjon i dette tilfellet vil gi en unødvendig stor og tung konstruksjon med tanke på den lave sannsynligheten for at belastningen skal inntreffe. En sikkerhet mot flyting grunnet trykkbelastning settes da til verdi 2. Den maksimalt tillatte trykkspenningen i snittet blir da med flytegrensen til 7075-T6 ved 100 grader:

$$\sigma_{\text{till}} = \frac{R_{p0,2}}{sf} = \frac{422 \text{ MPa}}{2} = 211 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Med den maksimale trykkraften og denne maksimale tillatte spenningen kan et nødvendig profilareal finnes:

$$A_{\text{min}} = \frac{F_v}{\sigma_{\text{till}}} = \frac{98504 \text{ N}}{211 \text{ MPa}} = 466 \text{ mm}^2 \quad (5.26)$$

Dette spenningsarealet som er påkjent den maksimale trykkspenningen, må minst være 466 mm². Dette innlemmes i konstruksjon. Ved enda høyere sikkerhetsfaktor vil dette arealet bli meget stort sammenliknet med eksisterende konstruksjoner i stållegering for økte effektuttak. Dette tyder på at den antatte belastningen fra forbrenningen er stor sammenliknet med andre betraktninger og kan det kan derfor antas at belastningen har et lastfaktortillegg som gir økt sikkerhet. Dette er et vesentlig større areal enn den originale veivstangen som har et areal tilsvarende profilet i Figur 3.16. Dette er et godt utgangspunkt for en utmattingsanalyse senere.

5.4.2 STATISTK BELASTNING AV LILLEENDE

For snittet i Figur 5.6 med kjent maksimal belastning når stampelet snur i øvre dødpunkt ved maksimalt turtall beregnes det et minimums areal som kan motstå deformasjon her med hensyn til en sikkerhetsfaktor og flytegrensen til materialet. Belastningen her er kjent og en veldig sannsynlig belastning, så en relativt høy sikkerhetsfaktor velges i motsetning til andre forhold som kan inntre ved lav sannsynlighet. Sikkerhetsfaktor for deformasjon i dette snittet settet til 4. Flytegrensen til 7075-T6, $R_{p0,2}$, ved 100 °C er 422 MPa. Minste areal per snitt blir da:

$$A = \frac{F_{\text{ØD}}}{R_{p0,2}} = \frac{F_{\text{ØD}}}{\frac{R_{p0,2}}{\text{sf}}} = \frac{18867\text{N}}{\frac{422\text{MPa}}{4}} = 89,4\text{ mm}^2 \quad (5.27)$$

Dette arealet tilsvarer kun 3,5 mm veggtykkelse når bredden av lilleenden aksialt er 25 mm. Ved sammenlikning av likende konstruksjoner i stål finnes disse til å være tilsvarende. Med tanke på aluminiums svakere egenskaper utmattingsmessing enn stållegeringer velges det en god del større areal her for konstruksjonen for å senke spenningskonsentrasjonen. Samtidig vil det ved å borre et hull for smøring av stempelbolt, øke muligheten for utmattende spenningskonsentrasjoner. Disse vil sannsynligvis forsterkes ved et lite arealsnitt. For konstruksjonen satses det på å doble dette arealet for å unngå høy spenningskonsentrasjon i områder rundt lilleenden.

5.4.3 STATISK BELASTNING FOR NEDRE SNITT VED STREKKING

Dette snittet er belastet med både massekraften til stampelet og massekraften til øvre del av veivstangen. Kraften som benyttes for å beregne arealet i dette snittet er funnet i likning (5.16).

$$A = \frac{F_{\text{ØD}}}{R_{p0,2}} = \frac{F_{\text{ØD}}}{\frac{R_{p0,2}}{\text{sf}}} = \frac{22858\text{N}}{\frac{420\text{MPa}}{4}} = 217,7\text{ mm}^2 \quad (5.28)$$

Dette viser at trykkbelastningen av dette snittet vil være styrende for valg av profilareal siden med oppfatningen av trykkbelastningen og sannsynlighet for at denne skal inntreffe, gir et høyere areal for samme snitt.

5.4.4 DIMENSJONERING AV PROFIL MOT KNEKKING

Når den maksimale belastningen på veivstangen er kjent, kan det beregnes et nødvendig arealmoment for de to bøyeksene til profilet med hensyn til opplagringsvilkårene. Lasten er symmetrisk for knekking om begge bøyeksene og det er i utgangspunktet ikke en bøyemomentbelastning på profilet.

Knekk lengden for bøyning om de to forskjellige aksene er ikke like. Knekk lengden for bøyning om y-aksen som går i lengderetningen av veivakselen er kortere da buen er kortere enn for knekking om x-aksen da veivstangen er fast innspent her.

Grunnet høy trykk- og strekkspenning i veivstangen og den korte lengden til elementet får den en lav slankhet. Lav slankhet gjør at elementer ikke lenger deformeres i det elastiske området ved deformasjon ved knekking. I tillegg har aluminium en lav elastitetsmodul i forhold til stål som gjør at deformasjonen er større. Stor deformasjon gir høy bøyespennning, fordi avstanden fra utgangsposisjonen blir stor og dette sammen med høy kraft gir stort moment og høy spenning i ytterkant av profilet. Et element som har lav slankhet har en høy kraft som gir deformasjon i en knekkings situasjon. Denne høye kraften gir plastisk deformasjon når elementet først knekker fordi spenningen stiger så raskt slik at profilet ikke lenger yter motstand og klarer å gjenta opprinnelig form ved avbelastning. En slik situasjon med plastisk knekking er ikke akseptabel i en motor da en deformert veivstang vil gi forandret geometri i motoren som gir lav kompresjon og lagerslitasje. Ved ekstreme situasjoner kan den deformerte veivstangen ha så stor deformasjon at den kolliderer med sylindren, eller at stempelet går så langt ned, fordi avstanden mellom lilleenden og storeenden blir mindre, slik at stempelet kolliderer med veivakselen.

Som nevnt tidligere trenger ikke den ene bøyaksen ha like stor motstand mot bøyning da opplagerbetingelsene her gir en knekkbue som er halvparten av lengden til profilet. Man bør derfor ha en tilnærmet lik treghetsradius for knekking om de ulike aksene. Treghetsradius gitt ved:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (5.29)$$

Slankhetsforholdet til veivstangen er gitt ved:

$$\lambda = \frac{I_{\text{knekk}}}{i} \quad (5.30)$$

Settes det inn verdier for de ulike knekkleddene kan man finne et forhold mellom treghetsradiene:

$$\begin{aligned} \lambda_x = \lambda_y &\rightarrow \frac{I_{\text{knekk}}}{i_x} = \frac{I_{\text{knekk}}}{i_y} \\ \frac{152 \text{ mm}}{2} &= \frac{152 \text{ mm}}{i_y} \\ i_x &= 0,5 \cdot i_y \end{aligned} \quad (5.31)$$

Videre kan dette forholdet for treghetsradiene settes inn i likning (5.29) og et forhold mellom de to arealmomentene kan finnes:

$$\begin{aligned} i_x = 0,5 \cdot i_y &\rightarrow \sqrt{\frac{I_x}{A}} = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{I_y}{A}} \\ I_x &= 0,25 \cdot I_y \end{aligned} \quad (5.32)$$

Dette forholdet prøves implementert i konstruksjonen, men siden det er ulike forhold som spiller inn med tanke på nødvendigheten for tilstrekkelig areal og avrundinger av profiler for å unngå spenningskonsentrasjoner, er dette kun et delmål.

5.4.5 FESTESKRUER

Den største belastningen skruene som fester underdelen til hoveddelen, er når stampelet snur ved maksimalt turtall ved øvre dødpunkt. Denne massekraften oppstår når både massen av stampelet og overdelen snur retningen i øvre dødpunkt.

$$\begin{aligned} F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (m_{\text{overdel}} + m_s) \cdot a_{\emptyset\text{D}} \\ F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= (0,35 \text{ kg} + 0,695 \text{ kg}) \cdot 27147 \text{ m/s}^2 \\ F_{\text{mtot-}\emptyset\text{D}} &= 28369 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.33)$$

Underdelen er festet med to skruer til overdelen. Hver strekkraft i skruen blir 14184 N. Spenningsarealet i en M10 skrue er 58 mm²

$$\sigma_s = \frac{F_{m,\emptyset D}}{A_s} = \frac{28369}{58 \text{ mm}^2} = 245 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Tar man utgangspunkt i en M10 skrue og en fasthetsklasse på 8.8 som har 640 MPa flytegrense og at man generelt forspenner skruen til 70 % av flytegrensen[17], finner man en forspenningskraft. Dette er kraften i skruen som alltid opptrer. Man kan da senere kontrollere fasthetsklassen for den dynamiske påvirkningen.

$$F_i = \sigma_i \cdot A = 640 \text{ MPa} \cdot 0,7 \cdot 58 \text{ mm}^2 = 25984 \text{ N} \quad (5.35)$$

Videre påkjennes skruen en økt belastning når stempelet snur o øvre dødpunkt. kraftsituasjonen for den vekslende belastningen blir:

$$\begin{aligned} F &= \left(F_i + \frac{F_d}{2} \right) \pm \left(\frac{F_d}{2} \right) \\ F &= \left(25984 \text{ N} + \frac{14184 \text{ N}}{2} \right) \pm \left(\frac{14184 \text{ N}}{2} \right) \\ F &= 33076 \text{ N} \pm 7092 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.36)$$

Middelkraften blir da 33076 N.

Figur 5.8 er tegnet på følgende forhold[18]:

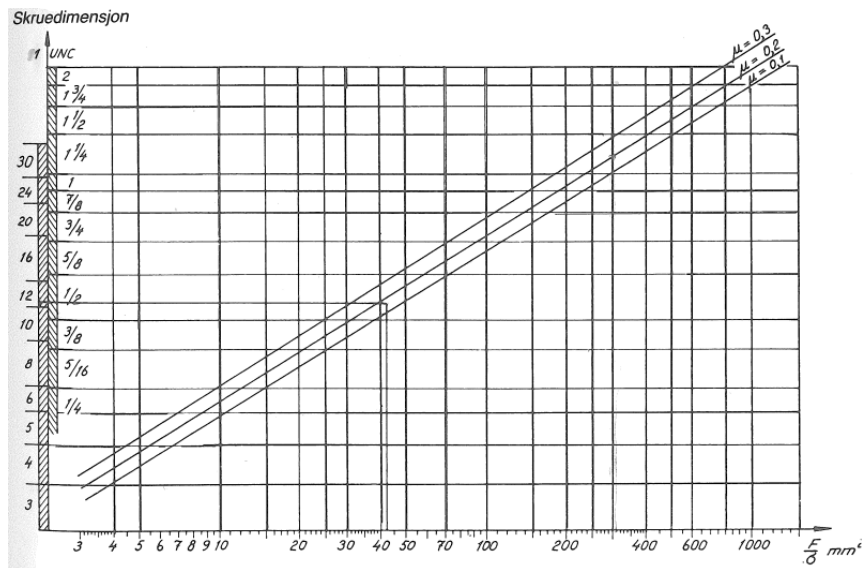
$$\sigma_{jf} = \sigma_{till} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{\frac{F_i^2}{A_s} + 3 \cdot \frac{M_v^2}{\pi \cdot d_1^3}} \quad (5.37)$$

Setter så utregningen for tiltrekningsmomentet for skruen for M_v og får:

$$\frac{F}{\sigma_{till}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_s} + 3 \cdot \left(\frac{r_m \cdot \tan(\varepsilon_1 + \varphi)}{\pi \cdot d_1^3} \right)^2}} \quad (5.38)$$

Ved å benytte skruedimensjonen M10 og friksjonskoeffisient, μ , like 0,2 for smurte overflater[18] finnes forholdet mellom kraft og tillatt spenning til i Figur 5.8:

$$\frac{F}{\sigma} = 37 \text{ MPa} \quad (5.39)$$



Figur 5.8 Dimensjoneringsdiagram for skruer[18].

$$\sigma_m = \frac{F_m}{37 \text{ mm}^2} = \frac{33076 \text{ N}}{37 \text{ mm}^2} = 894 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

Videre benyttes Figur 5.9 for å finne passende utmattingsklasse med tanke på utmatting. Denne viser at nødvendig fasthetsklasse akkurat er innenfor området til fasthetsklasse 12.9. Nødvendig skruer spesifikasjon for konstruksjonen blir da M10 og fasthetsklasse 12.9. Spenningsvariasjonen blir:

$$\sigma = \frac{F_m}{A_s} \pm \frac{F_a}{A_s} = \frac{33076 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} \pm \frac{7092}{58 \text{ mm}^2} = 570 \text{ MPa} \pm 122 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Tiltrekkingsmomentet for at skruen skal oppnå en forspenning på 448 MPa:

$$M_v = F \cdot r_m \cdot \tan(\varepsilon_1 + \varphi) + \mu \cdot F \cdot r'_m \quad (5.42)$$

Der ε_1 er friksjonsvinkelen gitt ved:

$$\begin{aligned} \tan \varepsilon_1 &= \frac{\mu}{\cos \alpha} \\ \varepsilon_1 &= \arctan \frac{0,2}{\cos 30^\circ} \\ \varepsilon_1 &= 13^\circ \end{aligned} \quad (5.43)$$

Friksjon koeffisienten for smurte flater er 0,2[18] og for metriske gjenger er gjengevinkelen, 2α , lik 60° . Ved tiltrekking av skruene er det viktig at dokumentasjon for tiltrekkingsprosedyre er tilgjengelig med veivstangen. Her må det spesifiseres tiltrekkingsmoment og at gjengene er innsmurt med fett.

Videre er φ gjengens stigningsvinkelsom er gitt ved:

$$\begin{aligned} \tan \varphi &= \frac{P}{\pi \cdot d_2} \\ \varphi &= \arctan \frac{1,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 8,862 \text{ mm}} \\ \varphi &= 3,1^\circ \end{aligned} \quad (5.44)$$

P er stigningen på gjengen og en standardisert M10 gjenge har 1.5mm gjengestigning[18]. Det vil si en gjenge, en gjengeomdreining, er 1,5 mm høy. Skruens midtdiameter, d_2 , er hentet fra tabell for standardiserte metriske skruer[18].

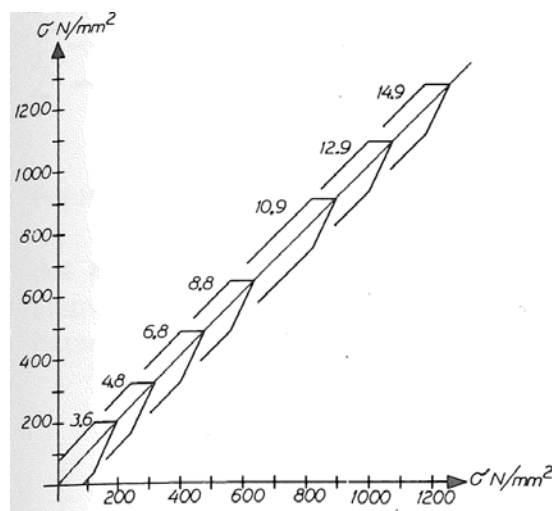
Innsatt i likning (5.42) med strekkspenning like 70 % av en 8.8 skrues flytegrense og nøkkelvidde, s , er 16 mm og blir da:

$$M_v = F \cdot r_m \cdot \tan(\varepsilon_1 + \varphi) + \mu \cdot F \cdot \frac{s + d_h}{4}$$

$$M_v = 448 \text{ MPa} \cdot 58 \text{ mm}^2 \cdot \frac{8,862 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(13^\circ + 3,1^\circ) + \left(0,2 \cdot 448 \text{ MPa} \cdot 58 \text{ mm}^2 \cdot \frac{16 + 11}{4} \right) \quad (5.45)$$

$$M_v = 33,2 \text{ Nm} + 35,1 \text{ Nm} = 69 \text{ Nm}$$

Skruen tiltrekkingsmoment blir da 69 Nm. Hvis man skulle benytte 70 % av flytegrensen til en 12.9 klasse skrue ville tiltrekkingsmomentet blir høyere og uegnet for en sprø skrue som en 12.9 klasse skrue er[19]. Et for høyt tiltrekkingsmoment vil resultere i en høyere middelspenning i skruen, materialet rundt og i gjengene som etter tid kan føre til siging og nødvendighet for ettertrekking som er svært uhendig i en motor som står montert i en bil. Bruken av standardiserte 12.9 klasse skruer er uheldig da disse som nevnt er sprø med en kort forlengelse. Det er mer hensiktsmessig å benytte en spesialskrue for formålet som har en lenger forlengelse med samme styrkeegenskaper som en 12.9 klasse skrue



Figur 5.9 Dimensjoneringsdiagram for skrue, utmatting[18].

Det kontrolleres spenningen i skruen ved tiltrekking til innspenningskraften:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{\frac{F_i^2}{A_s} + 3 \cdot \frac{M_v^2}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}}} = \sqrt{\frac{25984 \text{ N}^2}{58 \text{ mm}^2} + 3 \cdot \frac{69000 \text{ Nmm}^2}{\frac{\pi \cdot 8,2 \text{ mm}^3}{16}}} = 1191 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

Ved tiltrekking av skruen til oppsatt innspenningskraft og tiltrekkingsmoment, vil en 12.9 skrue blir varig deformert da denne har 1080 MPa som flytegrense. Det er således nødvendig å benytte en

skrue med høyere fasthetsklasse, da en M12 skrue som har større spenningsareal vil bli tung og gjøre bredden av lilleenden større. Automotive Racing Fasteners Inc. tilbyr spesialskruer med opp til 1515 MPa flytegrense[20]. Det utarbeides arbeidstegning til forslag på skrueutforming til denne applikasjonen og forhøres om pris med overnevnte produsent. Se vedlegg 7.

5.4.6 SKJÆRSPENNING I GJENGER

Den lages et grunnlag for det gjengepartiet som er i veivstangen. Her må det ikke oppstå for høy skjærspenning. Dette området er belastet ved maksimal strekkraft i veivstangen. For inngrepslengde i lettmetall angis det et forhold mellom diameter på skrue og inngrepslengde, dette sier at inngrepslengde skal ligge mellom 2 og 2,5 ganger diameteren til skruen[18] For en M10 skrue blir dette ca. 20-25mm. Ved kontroll av denne inngrepslengde, 20 mm, blir skjærspenningen i gjengene i aluminiumsmaterialet å ligge i størrelsesorden:

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F_m}{\pi \cdot d \cdot H} \pm \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot H} \\ \tau &= \frac{33076\text{N}}{\pi \cdot 10\text{mm} \cdot 20\text{mm}} \pm \frac{7092\text{N}}{\pi \cdot 10\text{mm} \cdot 20\text{mm}} \\ \tau &= 53\text{MPa} \pm 11\text{MPa}\end{aligned}\tag{5.47}$$

Sikkerhetsfaktor når maksimal tillat skjærspenning i 7075 T6 er 317 MPa[5]:

$$sf = \frac{\tau_{\text{till}}}{\tau} = \frac{317\text{MPa}}{53\text{MPa} + 11\text{MPa}} = 5\tag{5.48}$$

Dette er tilstrekkelig sikkerhet.

5.4.7 FLATETRYKK I GJENGER

Ved innspenning skruen i aluminiumsgjengene i overdelen sjekkes det hvilket flatetrykk som legges på gjengene og at dette ikke overstiger sigefastheten til materialet. Flatetrykket blir med innspenningskraft, F_i , og med ytre diameter for innvendige gjenger for M10x1.5 på 10 mm og

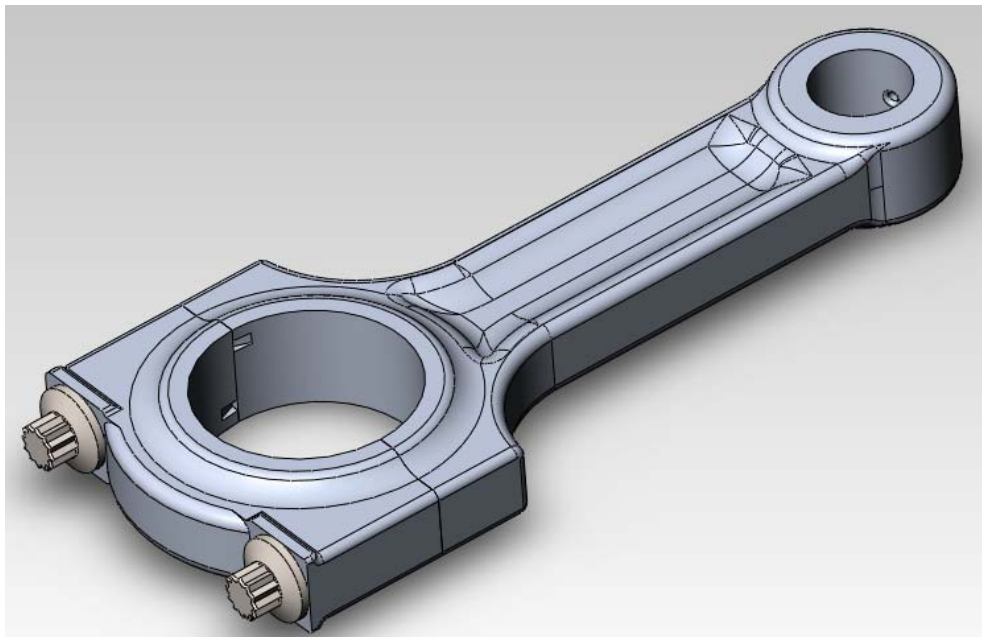
$$p = \frac{F_i}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot z} = \frac{25684 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (10^2 - 8,376^2) \cdot \frac{20 \text{ mm}}{1,5 \text{ mm}}} = 82 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

Dette gir en sikkerhet mot siging av gjengepartiet ved innspenning:

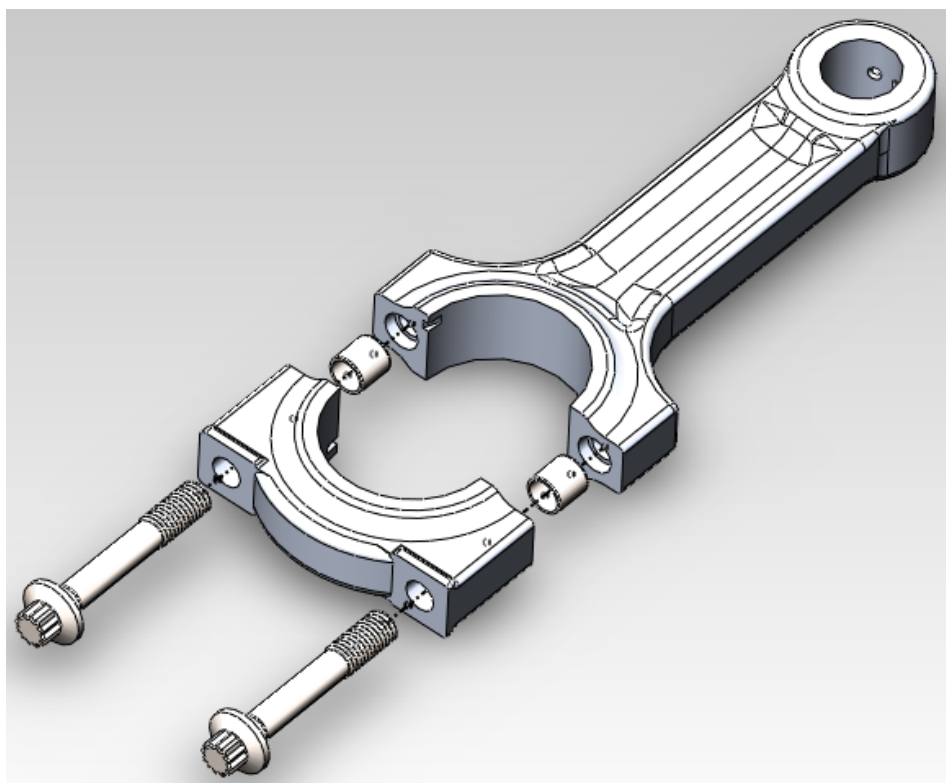
$$sf = \frac{R_{p0.2}}{p} = \frac{495 \text{ MPa}}{82 \text{ MPa}} = 6 \quad (5.50)$$

5.5 KONSTRUKSJONSPRESENTASJON

Med de forhold beskrevet i kapitel 5 benyttes det CAD-verktøy til å fremstille en konstruksjon.



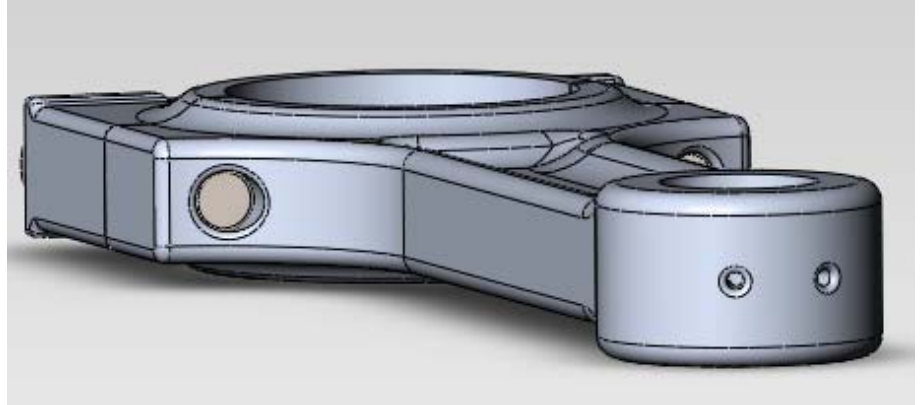
Figur 5.10 Oversiktsbilde over sammensatt veivstang.



Figur 5.11 Oversikt over komponenter i veivstang.



Figur 5.12 Snitt av profil.



Figur 5.13 To mindre smørehull til stempelbolt er valgt fremfor et stort for å senke spenningskonsentrasjon.

Figurene i dette kapittelet illustrerer konstruksjonen i sin helhet. Det er lagt vekt på å skape mest mulig avrundede overganger ved geometriforandringer som overgang fra storeenden til profilet og overgangen til fra profilet til lilleenden. Massen for veivstang med skruer er 504 gram.

Egenskaper og måloppnåelse for konstruksjonen:

1. Oppfyller de krav satt til dimensjoner i Tabell 2.1.
2. Innehar egenskapene presentert i konseptvalg i kapitel 3.
3. Innehar de kravene satt til dimensjoner når det gjelder belastning av veivstangen presentert i kapitel 5.
4. Massen av veivstangen er lavere enn for den originale veivstangen som er skissert i Tabell 2.2 og alternativ veivstang i stål vist i Figur 2.14.



Figur 5.14 Rendrert fremstilling av sammensatt veivstang.



Figur 5.15 Rendrert fremstilling av sammenstilling av veivstang.

6 KONTROLL AV KONSTRUKSJONEN

6.1 KONTROLL AV KNEKKING

Tabell 6.1 Arealmoment for profilet til den konstruerte veivstangen i Figur 5.12.

| Bøyeakseakse | Arealmoment, I, [mm ⁴] |
|--------------|------------------------------------|
| X | 8371 |
| Y | 57229 |

Av Tabell 6.1 fremkommer det verdier hentet fra CAD-programmet for det konstruerte profilet. Det ses her at arealmomentet for I_x har noe mindre enn $0,25I_y$ etter likning (5.32). Arealet for profilet er 473 mm^2 , som tilfredsstiller kravet oppsatt i likning (5.26)

Videre beregnes treghetsradius og slankhetsforhold.

For bøyeakse x blir treghetsradius:

$$i = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{8371 \text{ mm}^4}{473 \text{ mm}^2}} = 4,2 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Før bøyeakse blir tilsvarende:

$$i = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{57229 \text{ mm}^4}{473 \text{ mm}^2}} = 11 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Lambdaforhold er gitt ved:

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (6.3)$$

For bøyeakse x og y blir dette henholdsvis:

$$\lambda_x = \frac{152 \text{ mm}}{4,2 \text{ mm}} = 18$$

$$\lambda_y = \frac{152 \text{ mm}}{11 \text{ mm}} = 14 \quad (6.4)$$

Slankheten til profilet er svært lav, det vil si at profilet er lite utsatt for knekking. For å vurdere tillatt knekkspenning må det først finnes en grenseverdi for slankhetsforholdet der knekkings situasjonen går fra å være elastisk til plastisk. Hvis man benytter en proporsjonalitetskonstant på 0,8[21] i forhold til materialets flytegrense som er 422 MPa ved 100 °C, finnes en proporsjonalitetsgrense, R_a .

$$R_a = 0,8 \cdot R_{p0,2} = 0,8 \cdot 422 \text{ MPa} = 338 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

Med utgangspunkt i likning (6.6) [21], kan en grenseverdi for slankhetsfaktor med hensyn på overgang fra elastisk til plastisk knekking finnes.

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (6.6)$$

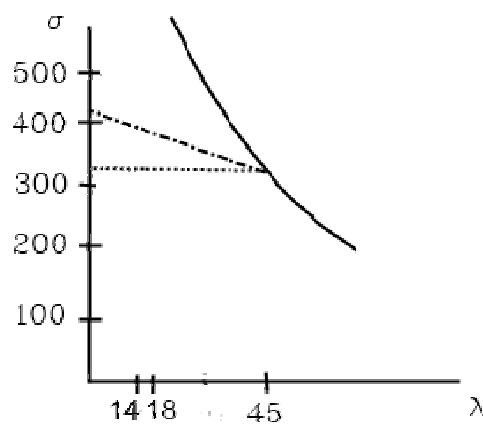
Grafen til likningen i likning (6.6) er en hyperbel av tredje grad grunnet at både σ_k og λ ikke er konstante størrelser. Benytter man proporsjonalitetsgrensen for tillatt knekkspenning kan grenseverdien for slankhetsforholdet finnes. Omskrevet av likning (6.6) blir dette:

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{71700 \text{ MPa}}{338 \text{ MPa}}} = 45 \quad (6.7)$$

Dette slankhetsforholdet er lavere enn slankhetsforholdet for bøyning om begge aksene til profilet. Knekkingen foregår altså i det plastiske området. Siden slankheten er så lav vil knekkspenningen være høy og det er hensiktsmessig å vurdere om profilet kun kontrolleres mot trykkbelastning. En tillatt trykkspenning kan være lavere enn tillatte knekkspenning og det vil ikke være nødvendig å dimensjonere mot knekking. Man vet at slankhetsforholdet på et punkt på kurven er 45 og proporsjonalitetsgrensen er 338 MPa, ved å plote dette på kurven kan en tillat knekkspenning finnes i det plastiske området.

Skulle man fulgt Eulerparabelen ville man for synkende slankhetsforhold, endt langt over flytegrensen til materialet. Tetmajers linje går som en rett linje fra grenseverdien for plastisk knekking og til materialets flytegrense. Eulerparabelen som ikke gir riktig verdi for knekkspenning idet plastiske området, kan ses i Figur 6.1 som heltrukket linje. Her er det merket av grenseverdi for slankhet og slankhetsforholdet ved bøyning om x- og y-aksen. Tetmajers rette linje er linjen som krysser spenningsaksen ved flytegrensen for materialet.

Ved å finne en tillatt knekkspenning for en aktuell slankhet på denne linjen benyttes enkel interpolering for linjestykker.



Figur 6.1 Knekkingskurve med Eulerparabel og avgrensning av plastisk område og Tetmajers rette linje.

Stigningstallet til denne linjen blir:

$$y = a \cdot x + b$$

$$a = \frac{y - b}{x} = \frac{338 \text{ MPa} - 420 \text{ MPa}}{45} = -1,82 \quad (6.8)$$

Tillatt knekkspenning for slankhetsforhold 18 blir da:

$$\sigma_k = (-1,82 \cdot 18) + 420 \text{ MPa} = 387 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

Tillatt knekkspenning for slankhetsforhold 14 blir:

$$\sigma_k = (-1,82 \cdot 14) + 420 \text{ MPa} = 395 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

Hvis man ved et scenario der en trykkraft settes på veivstangen, slik det gjør ved forbrenning i motoren, og man benytter en sikkerhetsfaktor på minst 2 ved deformasjon ved trykkspenning, vil den maksimale spenningen normalt på et snitt i veivstangen bli:

$$\sigma_{\text{till}} = \frac{R_{p0,2}}{sf} = \frac{422 \text{ MPa}}{2} = 211 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

Dette er lavere enn det knekkspenningen er, og den maksimale tillatte trykkspenning vi bli dimensjonerende. Det er derfor ikke nødvendig å dimensjonere veivstangen mot knekking.

6.2 UTMATTING

For å beregne utmatting tas det utgangspunkt i den oppsatte levetiden for veivstangen som til sammen gir 3×10^8 omdreininger som vist i likning (2.1). Disse fordeles deretter på ulike turtallsområder etter beste evne med hensyn til antatt kjøremønster. Normalt vil en motor gå mest i området 2000-3000 o/min da dette er normal motorhastighet for landeveiskjøring. Samtidig som man ved kjøring i tettbebygde strøk vil akselerere mye i dette området og noe opp mot 4000 o/min. Dette er satt opp i Tabell 6.2 med vist andel av totalt antall motoromdreininger.

Tabell 6.2 Fordeling av turtallsbelastning over oppsatt levetid.

| Turtall [o/min] | Andel | Sykler [n] |
|-----------------|-------|-----------------|
| 1000 | 0,05 | 1,50E+07 |
| 2000 | 0,32 | 9,60E+07 |
| 3000 | 0,45 | 1,35E+08 |
| 4000 | 0,11 | 3,30E+07 |
| 5000 | 0,04 | 1,20E+07 |
| 6000 | 0,02 | 6,00E+06 |
| 7000 | 0,01 | 3,00E+06 |
| Sum | 1 | 3×10^8 |

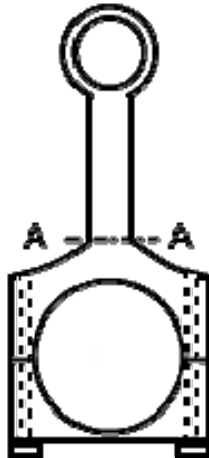
Ved drift av motoren opptrer det forskjellige belastninger i ulike snitt i veivstangen. Noen snitt har kun strekkbelastning som gir et høyere forhold mellom største trykk, der trykkbelastning defineres med negativ verdi, og strekkbelastningen. Som vist i

Figur 3.6 gir dette en senket utmattingskurve sammenliknet med områder som både er trykk- og strekkbelastet. Forholdet mellom trykk- og strekkbelastning, R , er gitt ved:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (6.12)$$

Hvis et snitt ikke har trykk, det vil si minste spenning er 0, vil forholdet bli 0. Dette er tilfellet for spenningsarealet i Figur 5.6 som er et snitt i lilleenden. Grunnet avrundingen av spenningslinjene her samles det flere spenningslinjer på innsiden her som gir høy spenningskonsentrasjon. Dette kommer også frem i en FEM-analyse av veivstangen som kan ses i Figur 6.3. For et snitt lenger ned på veivstangen, som vist i Figur 6.2, som både er trykk- og strekkpåkjent, er verdien av R negativ. Slik det fremkommer i

Figur 3.6, har denne situasjonen en mer fordelaktig utmattingsfasthet.



Figur 6.2 Trykk- og strekkpåkjent snitt

Et utmattingsscenario for motoren er altså ulikt for forskjellige områder i veivstangen og det velges ut områder med høy belastning og spenningskonsentrasjon for kontroll.

6.2.1 METODE

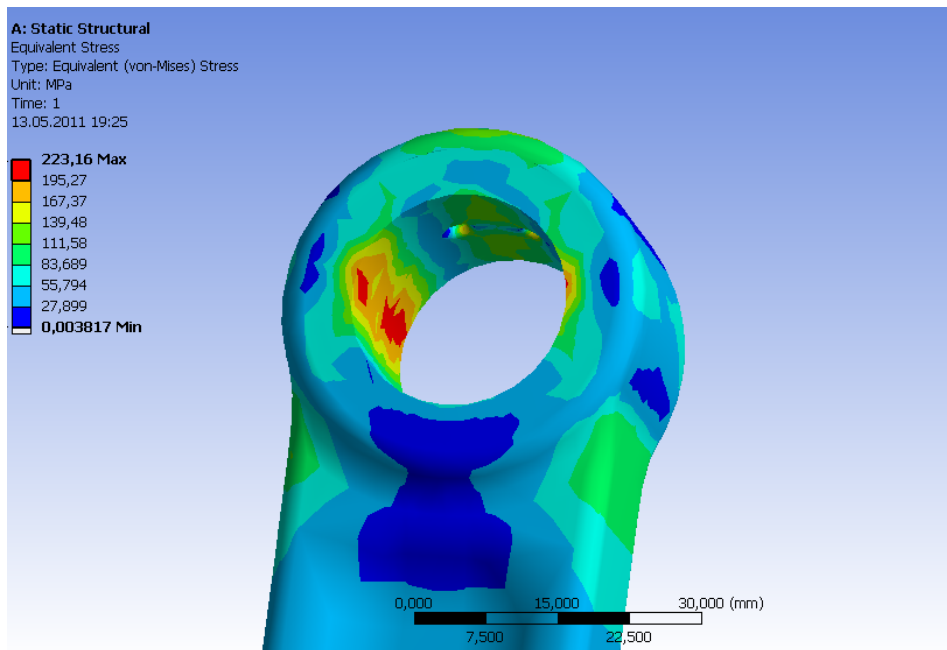
En motor har et spesifikt bruksmønster. Dette går spesielt på hvor lenge en motor går på forskjellig turtall. Dette vil gi et spesifikt antall sykler i et belastningsområde. Hvis man tar utgangspunkt i et antall totalt sykler for en viss kjørelengde i kilometer, som utregnet i likning (2.1) og fordeler det totale antallet sykler på forskjellige turtallsområder, n_n , som er utgangspunkt for belastningen kan man sette opp en Miner-Pålmgren summasjon med utgangspunkt i antall levetidssykler for spenningsamplituden, N_n , avlest på S-N kurven. Hvert av disse utmattingsstilleggene gir en delskade som summeres. Hvis man setter denne summen til 1 for total skade og som representerer det totale antall sykler, angir forholdet mellom disse, andel av det totale antall syklene eller levetid som veivstangen har kapasitet til.

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + (\dots) + \frac{n_{n+1}}{N_{n+1}} = 1 \quad (6.13)$$

Ulempen med denne summasjonen er at belastning under utmattingsgrensen gir en delskade tilnærmet 0 og påvirker således ikke summen. Skader fra større belastning kan gi sprekkdannelser som vil påvirke levetiden for konstruksjonen og skader fra belastning under S-N kurven kan allikevel påføre større skader når slike skader allerede har oppstått.

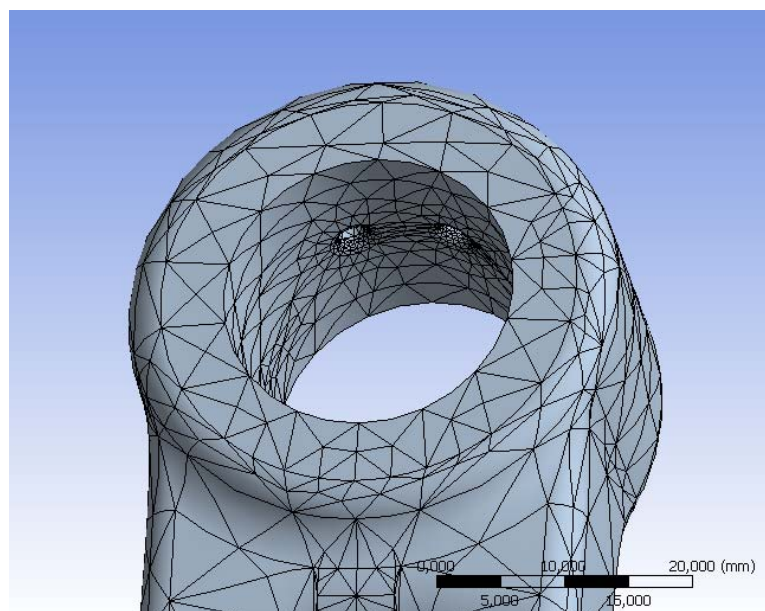
6.2.2 UTMATTING VED STREKKING AV LILLEENDEN VED STEMPEL I ØVRE DØDPUNKT

I Figur 5.6 vises spenningsarealet som er belastet i denne situasjonen. Akselerasjonen når stempelet snur i øvre dødpunkt og massen til stempelet, gir en kraftbelastning i dette snittet. Ved hjelp av FEM-analyse finnes spenningskonsentrasjoner ved ulike turtall for motoren. Amplitudespenningen er lik den maksimale spenningen som oppstår her da belastningen er utsvingende. S-N kurven for spenningskonsentrasjon lik 1 benyttes da FEM-analysen gir spenningskonsentrasjoner som resultat. Kurvene er tegnet opp for netto amplitudespenning over det belastede snittet.



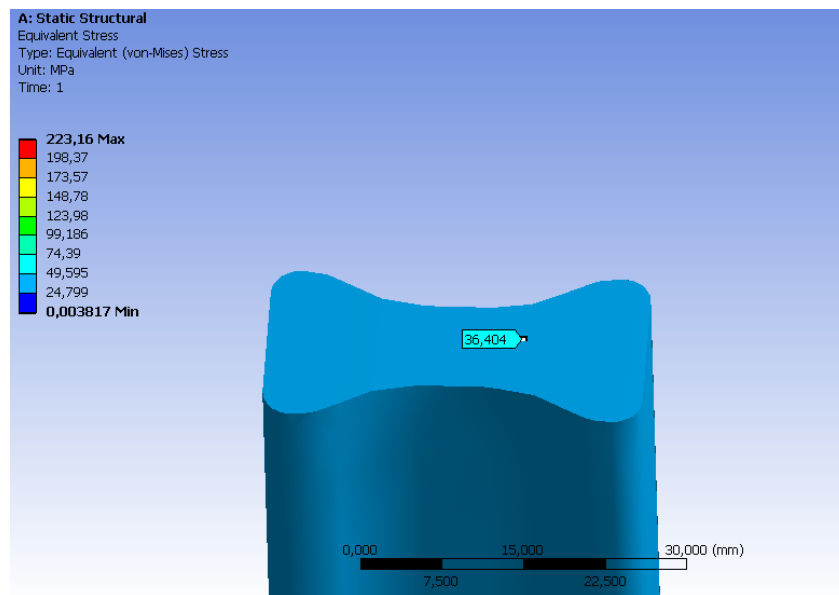
Figur 6.3 Belastning av lilleende i øvre død punkt ved 7000 o/min.

Figur 6.3 viser resultat av FEM-analyse ved strekkbelastning av lilleenden. Her oppstår det spenningskonsentrasjon ved den indre diameteren. Dette skyldes spenningslinjer som samles her når disse deles ved overgangen fra profilet mellom storeenden og lilleenden.



Figur 6.4 Illustrasjon av forfining av elementer i geometriske overganger.

Det benyttes tetraedriske elementer for elementnettet og det er lagt forfining på geometrioverganger som til hullene for smøring av stempelbolt.



Figur 6.5 Kontrollsnitt som viser normalspenning i profilet ved strekking.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{18869 \text{ N}}{492 \text{ mm}^2}\right)^2} = 38 \text{ MPa} \quad (6.14)$$

Tabell 6.3 Amplitudespennning og utmattingscyklus for øvre snitt.

| Turtall [o/min] | Akselerasjon [m/s ²] | Kraft [N] | Maks spenning [MPa] | Middelspenning [MPa] | Spenningsamplitude [MPa] | N |
|-----------------|----------------------------------|-----------|---------------------|----------------------|--------------------------|-----------------------|
| 1000 | 554 | 385 | 5 | 3 | 3 | 7,16x10 ²⁵ |
| 2000 | 2216 | 1540 | 18 | 9 | 9 | 5,38x10 ¹⁹ |
| 3000 | 4987 | 3466 | 41 | 21 | 21 | 6,23x10 ¹⁵ |
| 4000 | 8865 | 6161 | 73 | 36 | 37 | 1,09x10 ¹³ |
| 5000 | 13852 | 9627 | 114 | 57 | 57 | 8,04x10 ¹⁰ |
| 6000 | 19947 | 13863 | 164 | 82 | 82 | 1,47x10 ⁹ |
| 7000 | 27150 | 18869 | 223 | 112 | 112 | 4,98x10 ⁷ |

Tabell 6.3 viser en oversikt over de resultater FEM-analysen gir når påsatt kraft varierer med turtall. Kraft er beregnet etter metoden i likning (5.14). Dette er en utsvingende belastning så amplituden er lik halve den maksimale spenningen da amplituden er lik middelspenningen.

Oppsatt i likning (6.15) er Miner-Pålmgren summasjon for delskadeblokkene.

$$1 = \left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} + \frac{n_6}{N_6} + \frac{n_7}{N_7} \right) \cdot X \quad (6.15)$$

Siden det ikke er laget data i S-N kurven som fremkommer av

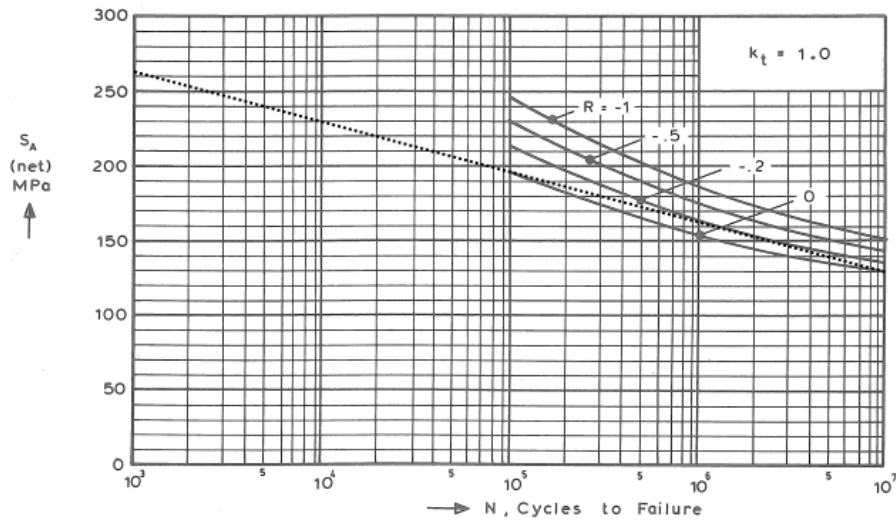
Figur 3.6 for mer enn 10^5 til 10^7 , trekkes det en rett linje mellom de to endepunktene til kurven og det interpoleres langs denne linjen for å finne den tilhørende maksimale spenningsamplituden. Kurven er svakt avtagende, så en tilsvarende rett kurve vil være konservativ i forhold til reel utmattingsfasthet i materialet. Utmattingsfastheten går dog ikke over flytegrensen på 422 MPa. Samtidig beregnes den belastningen som tilsvarer utmattingsfastheten mellom 10^5 og 10^7 for den aktuelle skisserte kurven etter denne, da den rette linjen vil ligge noe over denne i utmattingsfasthet. En rett kurve vil slutt krysse x-aksen og gi en endelig levetid.

Funksjonen for en rett linje er gitt av:

$$y = a \cdot x + b \quad (6.16)$$

Ved å sette inn to kjente punkter på linjen kan to likninger lages med samme ukjente og disse løses.

Material : 7075-T6 various wrought products
 Data taken from : MIL-Handbook 5



Figur 6.6 S-N kurve med forlenget kurve.

Figur 6.6 viser gjennomsnittlige prøvekurver for materialet. Denne gir en 50 % sjanse for å overleve. For å tilnærme seg en designkurve brukes en sikkerhetsfaktor på 1,3 for total delskade sum[19].

Oppsatt med kjente punkter blir dette:

$$\begin{aligned} \log(196) &= b \cdot \log(10^5) + \log(a) \\ \log(129) &= b \cdot \log(10^7) + \log(a) \end{aligned} \tag{6.17}$$

Dette gir to likninger med to ukjente:

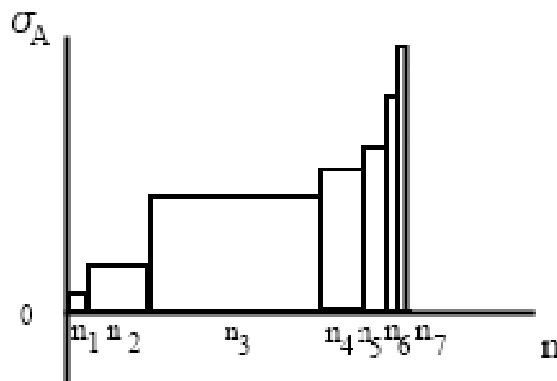
$$\begin{aligned} 2,292256 &= 5b + \log(a) \\ 2,11059 &= 7b + \log(a) \end{aligned} \tag{6.18}$$

Disse løses og gir:

$$\begin{aligned} a &= 557,72 \\ b &= -0,090833 \end{aligned} \tag{6.19}$$

Innsatt gir dette sykler for den rette linjen:

$$N = 10^{(\log(\sigma) - \log(a))/b} \quad (6.20)$$



Figur 6.7 Illustrasjon av delskadesummasjon for stempel i øvre dødpunkt.

I utgangspunktet ble veivstangen laget med en spesiell lillende som hadde et så stort spenningsareal i snittet at levetiden for området ble ti ganger så stort som likning (6.21) gir. Konstruksjonen ble omgjort slik at unødvendig masse ble fjernet for bedre å møte målsetningen. Samtidig er konstruksjonen enklere å maskinere.

Innsatt i likning (6.15) blir da:

$$\frac{1}{sf} = \left(\frac{1,5 \cdot 10^7}{7,16 \cdot 10^{25}} + \frac{9 \cdot 10^7}{5,38 \cdot 10^{19}} + \frac{1,35 \cdot 10^8}{6,23 \cdot 10^{15}} + \frac{3,30 \cdot 10^7}{1,09 \cdot 10^{13}} + \frac{1,20 \cdot 10^7}{8,04 \cdot 10^{10}} + \frac{6,00 \cdot 10^6}{1,47 \cdot 10^9} + \frac{3,00 \cdot 10^6}{4,98 \cdot 10^7} \right) \cdot x$$

$$x = \frac{1}{\frac{1,3}{6,45 \cdot 10^{-2}}} = 11 \quad (6.21)$$

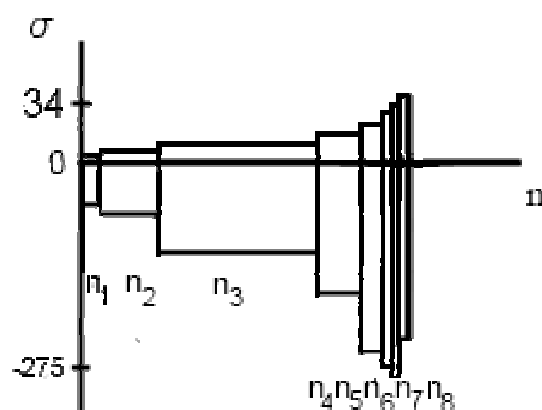
Når den totale lastsyklusserien for dette snittet med en belastningssyklus per omdreining tilsvarer en kjørelengde på 100 000 km, vil det gå 11 ganger så lang kjørelengde før man opplever havari grunnet utmatting.

6.2.3 UTMATTING AV NEDRE SNITT PÅ PROFIL

Snittet i Figur 6.2 er både påkjent med maksimal veivstangkraft, kompresjonskraft og massekraft både når stempel og øvre del av veivstangen snur ved nedre og øvre dødpunkt. Dette bekreftes av en FEM-analyse der den høyeste spenningen opptrer her ved både trykk- og strekkbelastning. Dette er en sammensatt spennings situasjon der en syklus både har strekk og trykkspenning. Å tilegne trykkraft fra forbrenning i en spennings syklus er et omfattende arbeid, da belastning varierer med spjeldvinkel, altså hvor stor kapasitet man utnytter av motoren, og kjørestil. I verste tenkelige fall er det kun kjøring med maksimalt åpent spjeld.

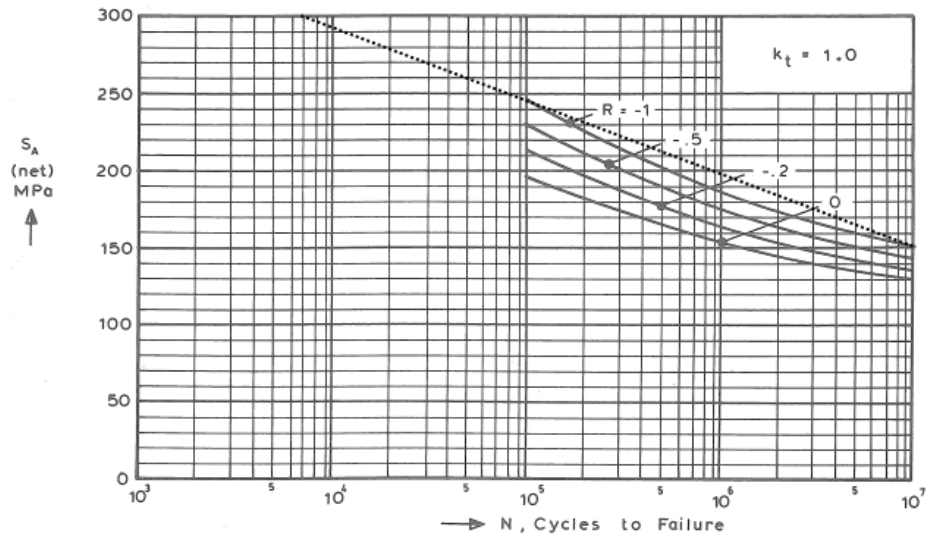
Det utarbeides en tenkt effektkurve for motoren ved maksimal belastning, og ut i fra den bestemmes veivstangkraft ved forbrenning og strekkraft når stempelet snur i øvre dødpunkt. For dette snittet blir også effekttoppen på 6500 o/min tatt med. Fordeling av antall sykler på hvert område brukes som for utmatting av snitt i lilleenden og totalt antall sykler er 3×10^8 som tilsvarer ca. 100 000 km kjørelengde, men her fordeles sykler for 7000 o/min jevnt mellom 6500 o/min og 7000 o/min

Største og minste spenning avleses av resultatene som FEM-analysen viser, og ved hver delskadeblokk finnes det maksimale antall lastsykler for denne belastningen.



Figur 6.8 Delskadesummasjon for nedre snitt av veivstang.

Material : 7075-T6 various wrought products
 Data taken from : MIL-Handbook 5



Figur 6.9 Forlenget S-N kurve for 7075-T6.

Figur 6.9 viser hvordan S-N kurven forlenges og denne er utgangspunktet for verdiene som finnes langs denne. Den originale kurven er en gjennomsnittlig kurve som gir 50 % sjanse for å overleve. Delskadesummen tillegges en sikkerhetsfaktor på 1,3. Verdier som ligger innen for den originale opptegnede linjen benyttes, da disse er noe lavere enn den rette linjen. Linjen er stigende og avtagende ved start og stopp, så en rett linje fra disse punktene er en konservativ tilnærming.

Kjente punkter settes inn:

$$\begin{aligned} \log(245) &= b \cdot \log(10^5) + \log(a) \\ \log(150) &= b \cdot \log(10^7) + \log(a) \end{aligned} \quad (6.22)$$

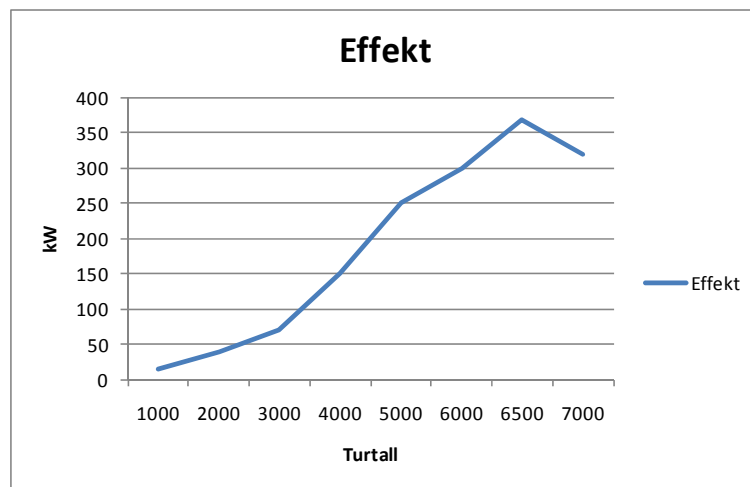
Og løses med to likninger med to ukjente:

$$\begin{aligned} 2,3892 &= 5b + \log(a) \\ 2,1761 &= 7b + \log(a) \end{aligned} \quad (6.23)$$

$$\begin{aligned} a &= 835,5 \\ b &= -0,1065493 \end{aligned} \quad (6.24)$$

Verdier blir så innsatt med de ulike spenningsamplitudene:

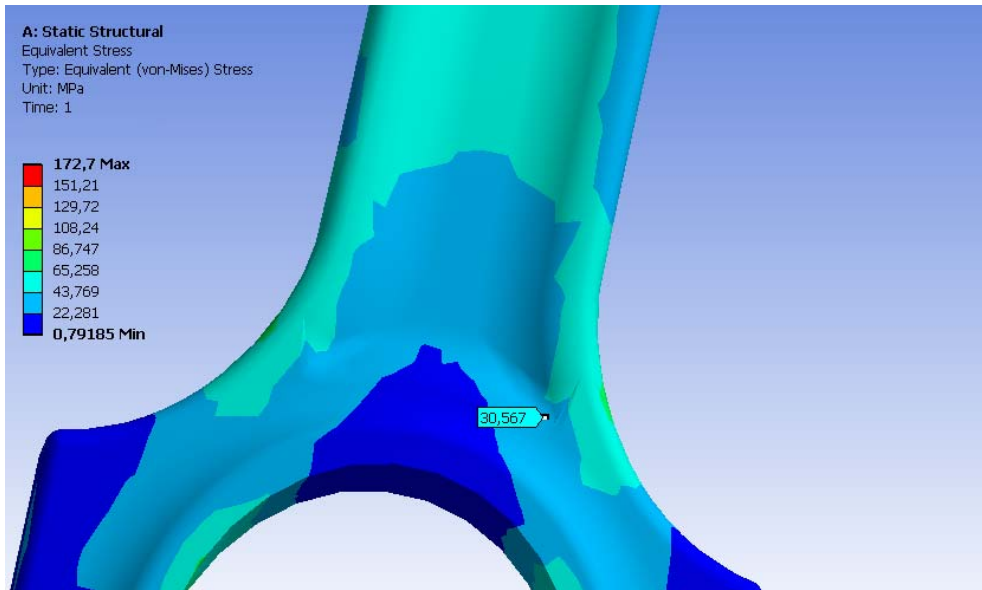
$$N = 10^{(\log(\sigma) - \log(a))/b} \quad (6.25)$$



Figur 6.10 Tenkt effektkurve ved maksimal belastning.

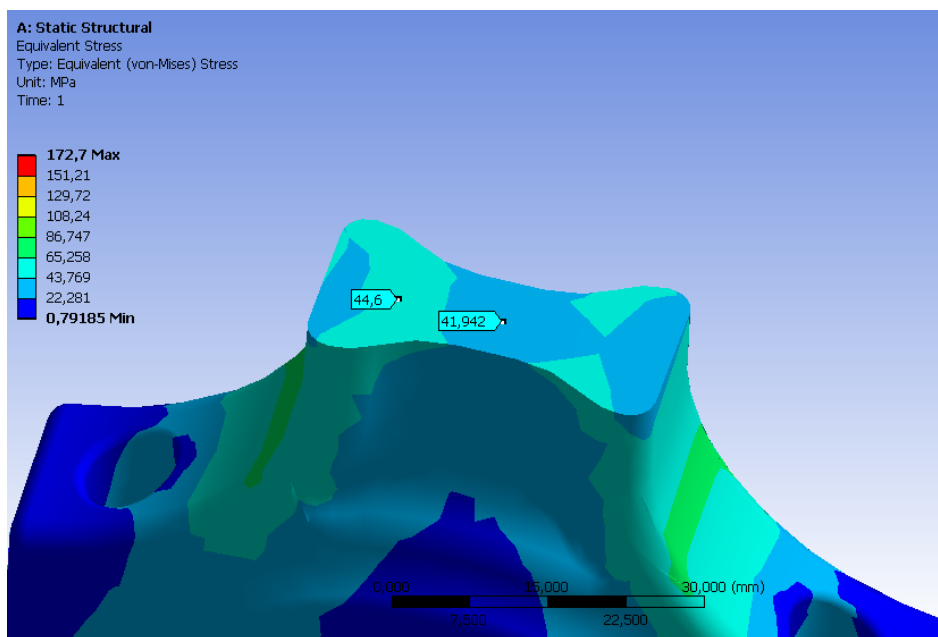
Figur 6.10 viser en tenkt effektkurve med maksimal belastning for en Volvo B230 motor. Maksimalt turtall er 7000 o/min, med maksimal effekt på 6500 o/min. Normalt så faller effekten etter punktet for maks effekt siden hastigheten til stempel blir så stor at fyllingen av sylindere ikke kan opprettholdes.

Videre er det beregnet ulikt maksimaltrykk med utgangspunkt i det respektive middeltrykket ved de ulike effektene områdene i Figur 6.10 slik det er gjort i kapittel 5.1.1. Så er det beregnet veivstangkraft og massekrefter for det aktuelle snittet slik det er gjort i kapittel 5.2.2 for trykkbelastning og kapittel 5.2.1 for strekk belastning medtilhørende masse. Resultatene fra FEM-analysen med de varierende kreftene på forskjellige effekt og turtall er fremstilt i Tabell 6.4.



Figur 6.11 Spenning forårsaket av stress i utmattingspåkjent område ved 6500 o/min.

Figur 6.11 viser den maksimale jevnførende spenning i det utmattingspåkjente området som har høy spenningsamplitude. Analysen er gjort med massekreftene som virker i dette snittet. Resultater for andre turtallsområder er oppsatt i Tabell 6.4 med antall levetidssyklusler for den aktuelle spenningsamplituden beregnet etter likning (6.25).

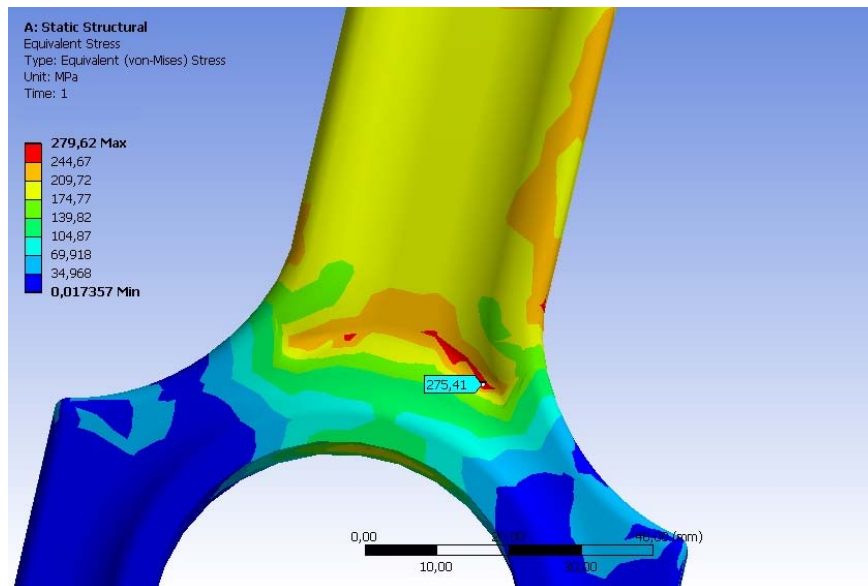


Figur 6.12 Kontroll av snitt påkjent av strekk ved 6500 o/min.

For å kontrollere at oppsettet av FEM-analysen er riktig, kontrolleres et snitt som er strekkpåkjent.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{20718 \text{ N}}{492 \text{ mm}^2}\right)^2} = 42 \text{ MPa} \quad (6.26)$$

Dette stemmer med resultatet i Figur 6.12.



Figur 6.13 Spenningskonsentrasjon i utmattingspåkjent snitt ved forbrenningsbelastning.

Figur 6.13 viser spenningskonsentrasjonen som oppstår i nedre snitt på veivstangen ved forbrenning. En geometriovergang her gir høy jevnførende spenning som videre resulterer i en høy spennings amplitude kombinert med strekking av veivstangen. Den jevnførende spenningen samsvarer med ca. med normalspenningen i dette snittet.

Tabell 6.4 Utmattingsberegninger for nedre snitt.

| Turtall [o/min] | Trykkraft [N] | Strekraft [N] | Maks [MPa] | Min [MPa] | Middelspenning [MPa] | Amplitude [MPa] | N |
|-----------------|---------------|---------------|------------|-----------|----------------------|-----------------|-----------------------|
| 1000 | 31288 | 490 | 1 | -94 | -46 | 47,3 | $5,06 \times 10^{11}$ |
| 2000 | 40626 | 1961 | 3 | -120 | -58 | 61,5 | $4,31 \times 10^{10}$ |
| 3000 | 45010 | 4413 | 6 | -134 | -64 | 70 | $1,28 \times 10^{10}$ |
| 4000 | 71485 | 7846 | 9 | -214 | -102 | 111,5 | $1,62 \times 10^8$ |
| 5000 | 85397 | 12259 | 14 | -255 | -120 | 134,5 | $2,78 \times 10^7$ |
| 6000 | 87573 | 17653 | 22 | -260 | -119 | 141 | $1,79 \times 10^7$ |
| 6500 | 95463 | 20718 | 30 | -275 | -122 | 152 | $1,00 \times 10^7$ |
| 7000 | 70445 | 24028 | 34 | -211 | -88 | 122,5 | $6,69 \times 10^7$ |

Tabell 6.4 viser resultater av FEM-analysen med tilhørende spenningsamplitude plottet på linjen i Figur 6.9 med tilhørende levetid. De spenningsamplitudene som faller innenfor den buede kurven er lest direkte av.

$$\frac{1}{sf} = \left(\frac{1,5 \cdot 10^7}{5,06 \cdot 10^{11}} + \frac{9 \cdot 10^7}{4,31 \cdot 10^{10}} + \frac{3,30 \cdot 10^7}{1,28 \cdot 10^{10}} + \frac{3,30 \cdot 10^7}{1,62 \cdot 10^8} + \frac{1,20 \cdot 10^7}{2,78 \cdot 10^7} + \frac{6,00 \cdot 10^6}{1,79 \cdot 10^7} + \frac{1,5 \cdot 10^6}{1 \cdot 10^7} + \frac{1,5 \cdot 10^6}{6,69 \cdot 10^7} \right) \cdot x$$

$$x = \frac{1}{1,3} = 0,746$$

(6.27)

Delskadesummasjonen viser at det utmattingspåkjennte snittet tåler $1,99 \times 10^8$ sykler som tilsvarer 66 000 km med full belastning. Realiteten er at motoren blir kjørt mye mindre på fullgass, så resultatet kan sies å være akseptabelt. Samtidig kan det sies at det er tillagt en konservativ lastfaktor på belastningen med tanke på det høye forbrenningstrykket som øker sikkerheten.

6.2.4 TRYKKSPENNING I DELINGSFLATEN

Skruene er forspent med en med en innspenningskraft på 25984 N. Denne klemmekraften gir en trykkspenning på flatene som deler overdelen og underdelen vist i Figur 4.5. Arealet her er 327 mm^2 per flate. Dette gir en trykkspenning i området her ved tiltrekking av skruen på:

$$\sigma_t = \frac{F_i}{A} = \frac{25984 \text{ N}}{327 \text{ mm}^2} = -79 \text{ MPa} \quad (6.28)$$

Strekkspenningen i området som oppstår når stempellet med overdelen av veivstangen snur i øvre dødpunkt blir:

$$\sigma_s = \frac{F_{\text{ød}}}{A} = \frac{28369 \text{ N}}{327 \text{ mm}^2} = 43 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

Den minste spenningen i snittet er 79 MPa mens den største er:

$$\sigma_{\text{maks}} = -79 \text{ MPa} + 43 \text{ MPa} = -36 \text{ MPa} \quad (6.30)$$

Middelspenning med amplitude blir:

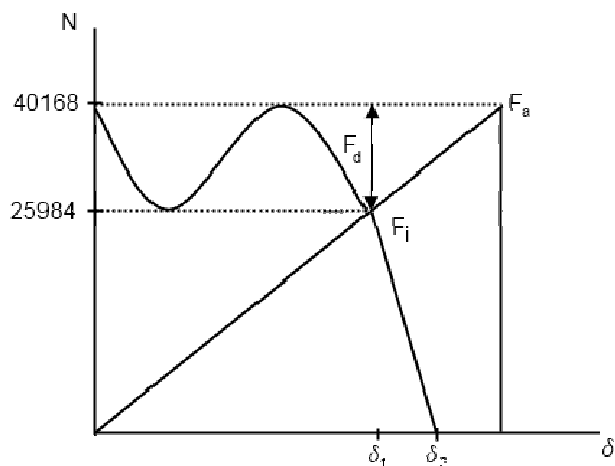
$$\sigma = \left(-79 \text{ MPa} - \left(\frac{-79 \text{ MPa} - (-36 \text{ MPa})}{2} \right) \right) \pm \left(\frac{-79 \text{ MPa} - (-36 \text{ MPa})}{2} \right) \quad (6.31)$$

$$\sigma = -57,5 \text{ MPa} \pm 21,5 \text{ MPa}$$

Snittet ved klemflatene har en middelspenning som er -57,5 MPa, altså trykkspenning som varierer mellom -79 MPa og -36 MPa. Amplituden er på 21,5 MPa ved 7000 o/min. Dette er den største belastningen. Denne høyeste belastningen har en mindre amplitude enn for den høyeste belastningen der utmattingen av snittet i Figur 5.6 ble prøvet for utmatting. Dette området rundt skruen vil altså ha lenger levetid enn området i lilleenden og det er ikke nødvendig med utmattingsberegning her da levetiden for lilleenden er mer enn akseptabel.

6.2.5 KLEMSIKKERHET

Klemsikkerheten sier noe om flatene vil separeres under strekkbelastningen. Sannsynligvis vil deformasjonen av underlaget være noe mindre enn deformasjonen av skruen ved tiltrekking, grunnet den lave trykkspenningen funnet i likning (6.28). Når det da påsettes en strekkbelastning vil det sannsynligvis bli noe separasjon mellom flatene, da strekkdeformasjonen i skruen i dette tilfellet blir større enn hva underlaget ble deformert ved tiltrekking. Etter å ha inspisert konkurrerende og originale konstruksjoner og sammenliknet strekkraft i skruen og materialet i underlaget som disse er laget av, som er stål, konkluderes det med at disse konstruksjonene også opplever noe separasjon ved en ytre strekkbelastning. Når veivtappen er på topp, i øvre dødpunkt, peker i midlertidig ikke smørehullet i denne posisjonen oppover, men rundt 90° på denne retningen. Altså mot området der storeenden er delt. Man unngår da at oljetrykk tapes på grunn av det forøkede mellomrommet mellom lager og veivtapp når overdelen løftes noe på grunn av forlenges av skruen ved strekkbelastning. En slik deformasjon er altså ikke noe kritisk situasjon. Skruediagram vises i Figur 6.14 med forholdet mellom δ_1 og δ_2 lik 5 for tykke flenser[18].



Figur 6.14 Skruediagram.

6.2.6 TRYKKSPENNING UNDER SKRUEHODE

Konstruksjonen er laget med et stort areal ved der skruhodet ligger an mot underdelen. Det er da plass til en stor krage på skruhodet for å senke trykkspenningen som oppstår mot underlaget her når innspenningskraften og belastningskraften opptrer. M10-skrue har et frihull på ca. 11 mm. Bredden på underdelen i dette området er 18 mm. Det er derfor plass til en krage på 18 mm i ytre diameter. Effektiv indre diameter på denne blir 10 mm. Trykkspenning blir som følger når skruekragen regnes som stiv:

$$\sigma_t = \frac{F_i + F_d}{A} = \frac{F_i + F_d}{\frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}} = \frac{25984 \text{ N} + 14184 \text{ N}}{\frac{(18 \text{ mm}^2 - 11 \text{ mm}^2) \cdot \pi}{4}} = 252 \text{ MPa} \quad (6.32)$$

Denne trykkspenningen er noe høy da sikkerhet mot siging er under 1,4. Konstruksjonen ble revidert ved å lage et større areal ved skruhodet til at en større krage kan benyttes.

$$\sigma_t = \frac{F_i + F_d}{A} = \frac{F_i + F_d}{\frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}} = \frac{25984 \text{ N} + 14184 \text{ N}}{\frac{(20 \text{ mm}^2 - 11 \text{ mm}^2) \cdot \pi}{4}} = 172 \text{ MPa} \quad (6.33)$$

Dette er en trykkspenning som opptrer kun ved maksimalt turtall på motoren. Den minste trykkspenningen her er:

$$\sigma_t = \frac{F_i + F_d}{A} = \frac{F_i + F_d}{\frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}} = \frac{25984 \text{ N}}{\frac{(20 \text{ mm}^2 - 11 \text{ mm}^2) \cdot \pi}{4}} = 119 \text{ MPa} \quad (6.34)$$

Denne trykkspenningen opptrer i hele levetiden til veivstangen og det vil være interessant å undersøke om siging mot underlaget kan oppstå. Den laveste terskelverdien for aluminiumslegeringer ved høytemperatursiging som det har lyktes å oppdrive er ved 120 °C[22], og siden driftstemperaturen ligger under dette konkluderes det med at det ikke er noen fare for siging. Samtidig vil konstruksjonen stå mesteparten av tiden i temperaturområdet mellom -5 og 20 °C når motoren ikke er i drift.

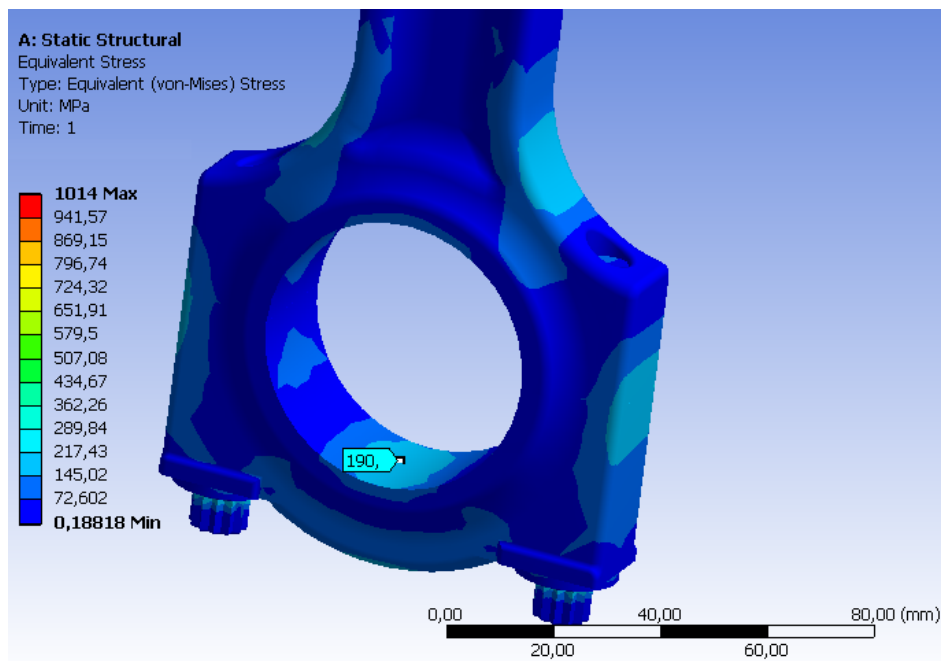
Når det gjelder siging av skruer er verdien for kromstål som er et vanlig materiale for høyfaste skruer, 400 °C[22]. Dette er langt over driftstemperatur så siging in skruen vil ikke inntreffe.

Konklusjonen er at ettertrekking av skruer for å motvirke den synkende strekkraften i skruen grunnet siging ved høy temperatur, ikke er nødvendig.

6.2.7 BELASTNING AV UNDERDELEN

Når stempellet snur i øvre dødpunkt belastes underdelen som ligger på baksiden av veivtappen i dette tilfellet av den totale massen til stempel, overdel og skruene. I utgangspunktet er det litt annen akselerasjon for massen som sitter rundt veivakselen. Denne er noe lavere, men grunnet vanskeligheter med å måle korrekt masse her benyttes den totale massen for veivstangen med den maksimale akselerasjonen. Dette gir en høyere massekraft. Massekraften blir da:

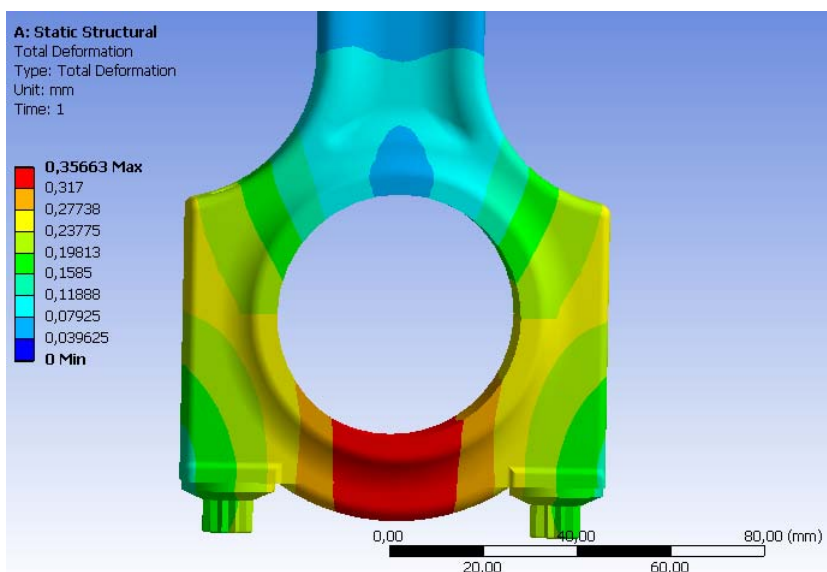
$$F = (m_v + m_s) \cdot a_{\text{ØD}} = (0,504 \text{ kg} + 0,695 \text{ kg}) \cdot 27147 \text{ m/s}^2 = 32249 \text{ N} \quad (6.35)$$



Figur 6.15 Jevnførende spenning i underdel belastet med kraft i likning (6.35).

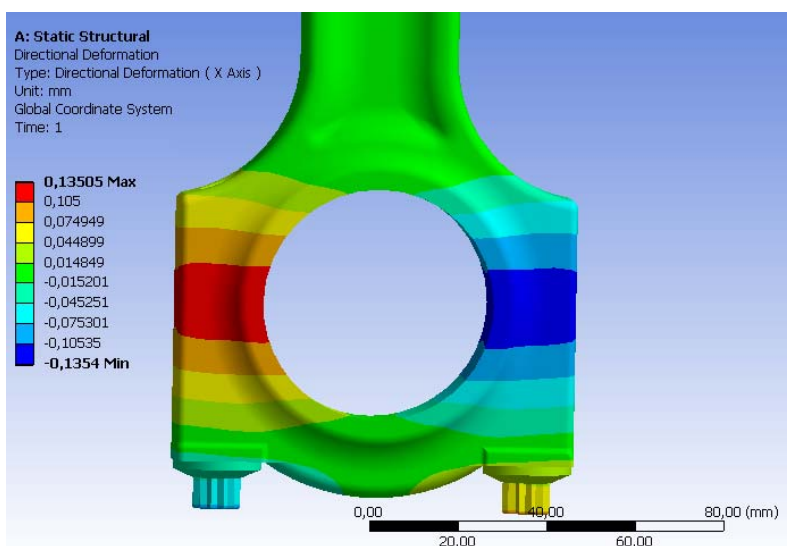
Oppsettet i FEM-analysen i Figur 6.15 er gjort med en last som belaster nedre halvdel av storeenden slik en veivtappaksel vil gjøre. Det er benyttet fast innspenning i lilleende for rask analyse da dette ikke innvirker belastningen i storeenden på en unaturlig måte. Samtidig er det benyttet forspenning på skruene. Kontaktregionene er innordnet slik at skruene sitter fast i overdelen mens det er satt opp

friksjonskontakt mellom overdel og underdel, og deres kontakt med skruer. Det er også satt inn styringshylsene slik den ferdige veivstangen vil ha. Den høye spenningen opptrer i skruene som er skjult. Disse opplever nå en høyere last enn hva de ville ha gjort vanligvis fordi hele massen til veivstangen er tatt for beregning av kraften og ikke kun overdelen og stempel som disse i praksis holder igjen. Dette området har samme utsvinende belastning som lilleenden og amplituden er høyere for belastning av lilleenden så det er ikke nødvendig å beregne utmatting ved storenden.



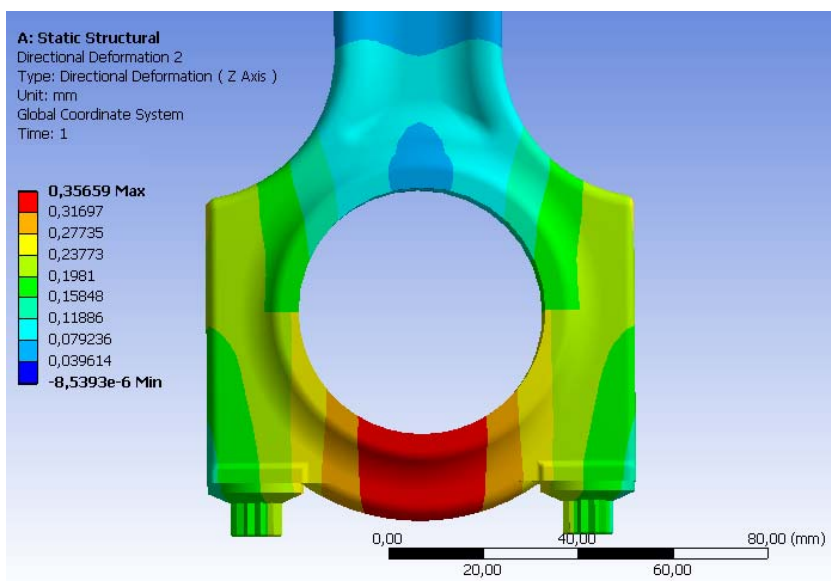
Figur 6.16 Total deformasjon.

Her vises den totale deformasjonen ved maksimal belastning av storeenden. Dette er en noe høy deformasjon som gir en for stor klaring mellom lager og veivtapp. På en annen side vil en veivtapp støtte opp og deformeres noe, så det er vanskelig å trekke slutning angående deformasjonens innvirkning. Siden lilleende er fast innspent er dette også den totale forlengelsen av veivstangen.



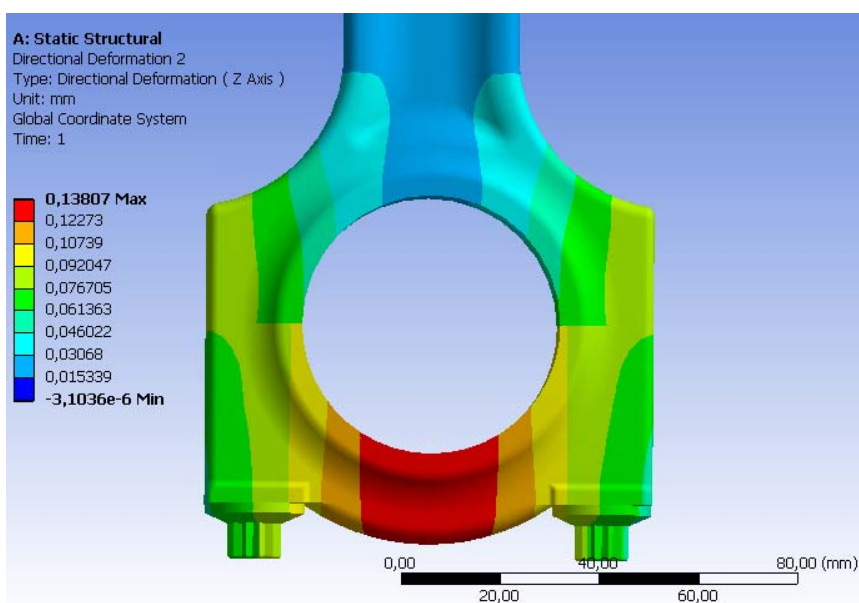
Figur 6.17 Deformasjon på tvers av storeenden

Dette viser deformasjonen i retning vannrett på tvers av storeenden. Det samme gjelder her som for den totale. 0,14 mm på hver side vil gi for står klaring til veiv.



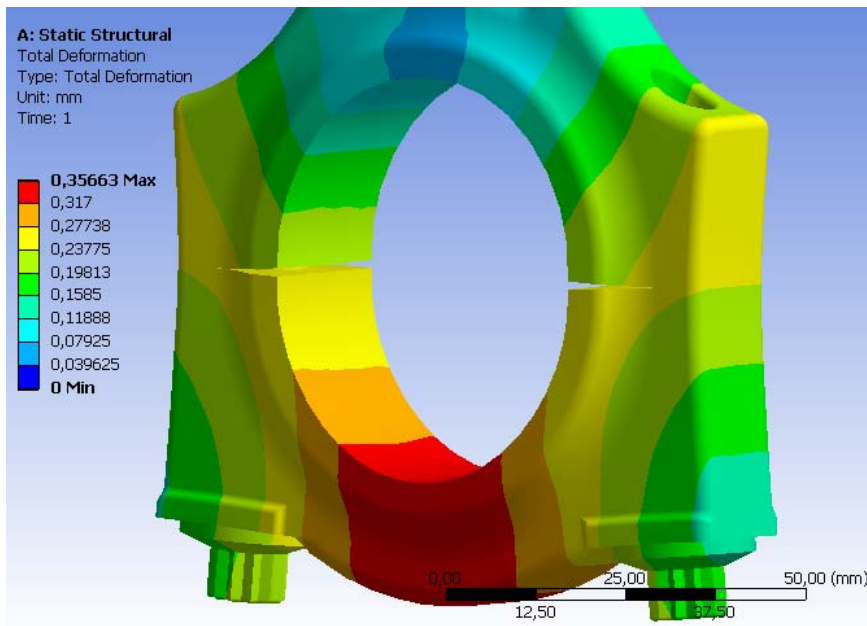
Figur 6.18 Deformasjon i lengderetningen av veivstangen.

Dette viser deformasjonen i retning av lengden på veivstangen.



Figur 6.19 Deformasjon med veivstang i stål.

For å vurdere deformasjonen sammenliknes det med samme belastning, men en veivstang i stål. Denne er noe under halvparten av deformasjonen i aluminium, men allikevel for stor under de gjeldene forholdene.



Figur 6.20 Forstørret deformasjon i aluminium.

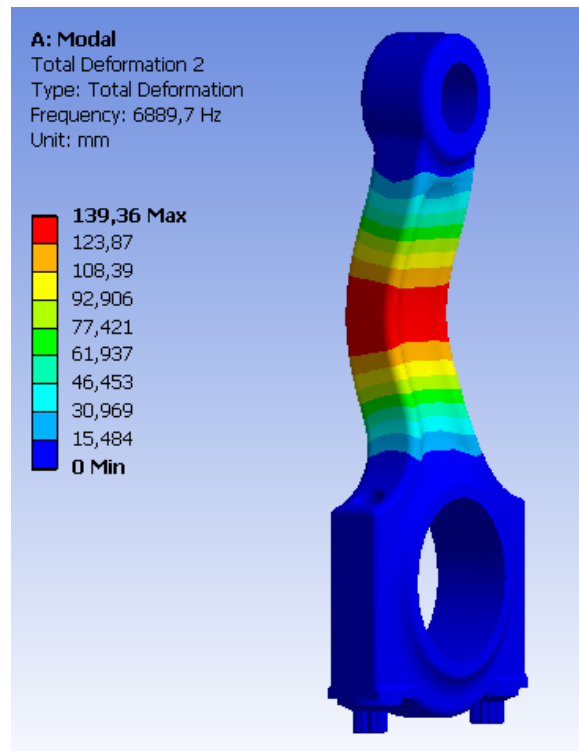
Her er deformasjonen forstørret for å vise hvordan de to halvdelene separeres noe underbelastning. Det oppstår ca. en åpning på 0,4 mm.

Figur 6.18 viser at deformasjonen ved strekking i lengderetningen til veivstangen er innenfor det kravet satt opp i

6.3 RESONANS

Det er nyttig å kontrollere konstruksjonens egenfrekvens så denne ikke sammenfaller med frekvensen til påsatt kraft fra forbrenning. Hvis disse sammenfaller ved en av svingeformene til konstruksjonen, kan man få store utsvingningsamplituder til konstruksjonen som kan føre til havari. Dette er katastrofalt i en forbrenningsmotor da konstruksjonen stadig opplever vekslende kraft. Egenfrekvensanalyse utføres med FEM-analyseprogram og opplagring av konstruksjonen gjøres så godt det lar seg gjøre slik at bevegelsen blir så lik som i virkeligheten. Høyeste frekvens for påsatt syklisk forbrenningskraft blir når hver forbrenningstakt skjer annenhver omdreining i en firetaksmotor:

$$f = \frac{\frac{7000 \text{ o/min}}{2}}{60 \text{ min}} = 58,3 \text{ Hz} \quad (6.36)$$



Figur 6.21 Egenfrekvens for første svingeform.

Den første realistiske svingeformen sammenfaller med bøyning om den svake bøyaksen til profilet. Egenfrekvensen til denne svingeformen er velig mye høyere en den maksimale frekvensen til lasten påsatt av forbrenningen. Det konkluderes med at resonans ikke er et problem for denne situasjonen.

6.4 VURDERING AV KONTROLL AV KONSTRUKSJON

Etter kontrollen av konstruksjonen sammenfattes det resultater som eventuelt gjør at konstruksjonen må forandres. Disse er:

1. Stor masse rundt lilleenden gav lav spenningskonsentrasjon og meget lang levetid sammenliknet med målet. Tverrsnittsarealet her ble senket for å senke vekten og passe bedre med oppsatt levetid.
2. Et smørehull på 3,5 mm gav høy spenningskonsentrasjon her. To hull på 2,5 mm i diameter ble implementer for å senke denne.
3. Et høyere anleggsareal for skruene.

7 PRODUKSJON

7.1 ARBEIDSTEGNINGER

Det utarbeides produksjonstegninger og produksjonshenvisninger for den ferdige veivstangen. Disse er vedlagt som vedlegg. Grunnet den komplekse geometrien er det hensiktsmessig å produsere veivstangen ved automatisert fresing. Fresing er valgt som produksjonsmetode. Vedlagt ligger også CAD-filer som er utgangspunkt for denne automatiserte fremstillingen. Siden geometrien er veldig kompleks er det lite hensiktsmessig å referere til alt av dette i arbeidstegningen. Det er lagt vekt på å spesifisere kritiske mål som må kontrolleres og de forhold som trenger etterbehandling etter fresing.

Tabell 7.1 Oversikt over utarbeidede arbeidstegninger

| Komponent | Arbeidstegningnummer | Vedleggsnummer |
|-----------------------------------|----------------------|----------------|
| Overdel | 1 | 4 |
| Underdel | 2 | 5 |
| Hylse | 3 | 6 |
| Skrue | 4 | 7 |
| Sammensetningsoversikt | 5 | 8 |
| Linjering av sammensatt veivstang | 6 | 9 |

7.2 PARALLELLITET

Aksene i storeenden og lilleende må være parallelle. På arbeidstegningene er det vist hvor mye disse aksene kan avvike. Overdelen og underdelen må settes sammen og tiltrekkes med korrekt tiltrekkingsmoment før storeenden blir honet eller linjeborret etter lilleendens akse. Tiltrekking kan

gjøre at storeenden avviker fra opprinnelig sirkelform og må derfor tilpasses etter at skruene er tiltrukket. Konstruksjonsmodellen er laget med en diameter på 51 mm i storeenden slik at det er en del å gå på for å gjøre den parallell med lilleenden og rund. En slik fremstilling gjør at man unngår å produsere noe som ikke kan forbedres til de gjeldende spesifikasjonene. Avviket til aksenes parallellitet er satt til 0,03 mm.

7.3 PASNINGER

Det er også spesifisert ulike pasninger i produksjonstegningene. Bredden av storeenden og lilleende må ikke overstige 25 mm og er angitt med en utvendig pasningstoleranse på -0,2 til -0,3 mm, altså 24,8-24,7 mm. Dette gjør at for eksempel lilleenden enkelt kan skyves med håndkraft inn i stampelet. For diameter på lilleenden velges en roterende lett presspassning som tillater maksimalt 23,01 mm diameter. Utgangspunktet for stempelbolten er 23 mm.

Et annet sted som trenger en pasningsangivelse er hylsene som sentrerer overdelen og underdelen. Det er viktig at disse sitter fast, men vil allikevel være løse nok til at over- og underdelen kan demonteres. Det er valgt en presspassning her så disse sitter, men allikevel kan demonteres uten spesielle verktøy.

7.4 OVERFLATEFINHET

Det er valgt en overflatefinhet på 0,2 μm som krever sliping etter maskinering. Dette er for å utelukke at skader i overflaten kan virke som sprekkinitierende områder.

8 FREMSTILINGSKOSTNADER

For å få en oversikt over total kostnaden ved fremstilling av prototype for testing i motor, settes det opp et budsjett som viser de ulike kostnadene. Materialkostnaden er meget høye da det er oppgitt pris for lite kvantum. Ved serieproduksjon vil rabatterte priser grunnet større innkjøp senke disse. Ved produksjon av den første serien vil produksjonstiden være lang da eventuelle jigger til CNC-fresing og utarbeidelse av program må gjøres. For de neste seriene vil produksjonstiden være mye lavere. Kostnaden for materialer er innhentet fra Astrup AS[6], mens prisen på skruer i ARP2000 materiale er innhentet fra Automotive Racing Products Inc[20]. Estimering av produksjonstid er gjort i samråd med verkstedet ved Universitet for Miljø- og Biovitenskap.

8.1 Kostnadsbudsjett for fremstilling av prototypeserie.

| Post | Antall [stk] | Pris [kr/stk] | Totalkostnad [kr] | Sum [kr] |
|---|--------------|---------------|-------------------|---------------|
| Utviklingsarbeid | | | | |
| Konseptutvikling [t] | 300 | 600 | 180000 | |
| Arbeidstegninger[t] | 30 | 600 | 18000 | |
| Utarbeidelse av rapport [t] | 270 | 600 | 162000 | |
| <i>Sum</i> | | | | 360000 |
| Produksjon | | | | |
| Produksjon av prototype [t] | 120 | 500 | 60000 | |
| <i>Sum</i> | | | | 60000 |
| Materialer | | | | |
| Aluminium 7075 T6 [kg] | 12,5 | 169 | 2113 | |
| Skruer | 8 | 120 | 960 | |
| Hylser | 8 | 10 | 80 | |
| <i>Sum</i> | | | | 3153 |
| Total kostnad for prototypeserie | | | | 423153 |

Det kan sees av budsjettet at kostnaden for en prototypeserie er meget høy. Skal man gå videre med utvikling av denne alternative veivstangen må man gjøre bedre markedsanalyser både med tanke på effektmål og levetid, samt estimere en mer eksakt utsalgspris for å kunne få tilbakemeldinger på om kjøperen er villig til å betale en viss pris for gitte egenskaper for veivstangen.

9 PROSESSVURDERING

Prosesen for fremstilling av et forslag til konstruksjon har vært basert på å adaptere teoretisk informasjon til som er tilgjengelig om materialer og forhold i en forbrenningsmotor ved ulike belastninger. Det er klart at slik teoretisk utgangspunkt gir en pekepinn på forholdene, men målinger vil mer nøyaktige. Målinger av forbrenningstrykk gir et mer nøyaktig grunnlag som igjen har innvirkning på hvor effektivt konstruksjonen blir i forhold til belastningen. Spesielt når et mål for oppgaven er å optimalisere konstruksjonen med tanke på vekt. Under de forhold som denne oppgaven er utarbeidet med tanke på tid og tilgjengelige ressurser har det ikke vært muligheter for nøyaktig måling av reelle forhold.

Det er en fordel å utarbeide et konstruksjonsforslag tidlig i prosessen slik at en har nok tid til å gjøre eventuelle forandringer med tanke på optimalisering. Med en slik fremgangsmåte kan listen med videre anbefalinger gjøres kortere og arbeidet har kommet lenger på vei.

Det er nyttig å undersøke tilgjengelig litteratur på emnet, og dette har gitt svar på ulike ukjente variabler.

Konseptutviklingen er en viktig del av prosessen som gir svar på mange av de valg man må ta for å nå målsetningen og det å benytte god tid på denne vil gi bedre sluttresultater.

10 KONKLUSJON

I henhold til målsettingen anses denne å være oppfylt da en erstatning for den originale veivstangen til en Volvo B230-motor som både er lettere og som tåler større belastning styrkemessig er konstruert. Kostnadene for utviklet av denne er høye og det er nødvendig med kapital for realisering.

På bakgrunn av de grunnberegninger som er gjort har veivstangen tilstrekkelig levetid i forhold til det som er skissert. Utmattingsberegning for full last i nedre snitt på veivstangen tilsier noe annet, men med tanke på at dette er kontinuerlig full belastning med en situasjon som har lav sannsynlighet vurderes dette til å være akseptabel. Hadde belastningen og bruksmønsteret vært bedre dokumentert kunne levetidsspørsmålet vært ytterligere dokumentert med høyere sannsynlighet.

10.1 ANBEFALINGER

1. Den konstruerte veivstangen er både lettere og tåler større belastning enn den originale. Den er også lettere enn en alternativ veivstang i høylegert stål.
2. Veivstangen har tilstrekkelig styrke etter de forhold som er oppsatt.
3. En lettere veivstang vil gi mindre ubalansert masse som skaper vibrasjonsproblemer i en firesylindret rekkemotor
4. Konstruksjonen er dyr å fremstille og nødvendig markedsanalyse må gjøres, produksjonstilbud må legges ut for anbud og innhenting av priser for stort kvantum aluminium 7075-T6 må gjøres før produktet kan vurderes å settes i produksjon for å konkurrere mot tilsvarende veivstenger i stål når disse har en utsalgspris på 4000 inkludert Mva.

10.2 VIDERE ARBEID

For å utvikle veivstangen til et ferdig salgbart produkt er det mer som arbeid som gjenstår:

1. Produksjon av fullskala modell for testing i veivhus til motor for å kontrollere klaringer og pasninger.
2. Bestilling av spesialskrue med anbefalt tiltrekkingsmoment fra Automotive Racing Products Inc.
3. Utarbeidelse av produksjonsjigg og program for fresing av veivstangen.
4. Undersøke friksjon og måle smøringskapasitet i sammenheng med opplagringen i lilleenden.
5. Optimalisere ytterlige konstruksjon med tanke på forholdet mellom vekt og styrke.
6. Vurdere deformasjonen av storeenden og lilleenden.
7. Undersøke maksimal veivhustemperatur for den aktuelle motoren ved ekstrem belastning.
8. Undersøke siging nøyere.

11 REFERANSER

1. Lundby, L., *Forbrenningsmotorer*. 1968: Universitetsforlaget
2. Maddox, R. and S. Churchill (1996) *Volvo 240,242,244 & 245; Haunes Gjør-det-självt handbok*.
3. Matweb.com, *Vedlegg 3, AISI 4340*. 2011
4. Wan, M. *Engine Smoothness*. 2011 [cited 02.02.2011]; Available from: http://www.autozine.org/technical_school/engine/smooth2.htm.
5. Matweb.com, *Vedlegg 1, Aluminium 7075-T6*. 2011.
6. Astrup, *Vedlegg 2, Kostnad, aluminium 7075-T6*. 2011.
7. rods, C. *Products*. 2011 [cited 03.02.2011]; Available from: <http://www.cunninghamrods.com/products.html>.
8. Ukjent. Available from: <http://img291.imageshack.us/img291/6110/600hprod.jpg>.
9. Inc., P.M.C. [cited 03.02.2011]; Available from: http://www.pauter.com/billet_rods.htm.
10. Plankl.
11. Schijve, J., *Fatigue of structures and materials*. 2nd ed. 2010, [S.l.]: Springer. XXI, 621 s. ISBN: 978-1-4020-6807-2
12. Fuller, D.D., *Theory And Practice Of Lubrication For Engineers*. 1984, New York: John Wiley & Sons. 682. ISBN: 0-471-04703-1
13. Brandes, E.A. and G.B. Brook, *Smithells Light Metals Handbook*. 1998, Oxford: Butterworth-Heinemann. ISBN: 0-7506-3625-4
14. Matweb. Available from: www.matweb.com.
15. Schwarmann, L., *Material Data of High-Strength Aluminium Alloys for Durability Evaluation of Structures*. 2 ed. 1985, Düsseldorf: Aluminium-Verlag
16. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mechanical Engineering. 1988, New York: McGraw-Hill. ISBN: 0-07-028637-x
17. Johannessen, K., *Konstruksjonsteknikk*. 2001, Bergen: Fagbokforlaget. ISBN: 82-7674-636-5
18. Dahlvig, G., S. Christensen, and G. Strømsnes, *Konstruksjonselementer*. 2. ed. 2000, Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS. 486. ISBN: 82-585-0700-1
19. Terjesen, G., *Samtale*. 2011.
20. ARP. Available from: <http://www.arp-bolts.com/>.
21. Olsson, F., G. Strømsnes, and A. Bernhardsson, *Mekanikk*. Vol. Fasthetslære. 1992: Yrkesopplæring ANS. ISBN: 82-585-0141-0
22. Waløen, Å., *Maskindeler Bind 1*. 1 ed. Vol. 1. 1989, Trondheim: Tapir Forlag. 271. ISBN: 82-519-0920-1

12 VEDLEGG

| | |
|------------------|---|
| 12.1 VEDLEGG 1 | Aluminium 7075-T6 |
| 12.2 VEDLEGG 2 | Kostnad aluminium 7075-T6 hos Astrup AS |
| 12.3 VEDLEGG 3 | AISI 4340 |
| 12.4 VEDLEGG 4 | Arbeidstegning nr. 1, Overdel |
| 12.5 VEDLEGG 5 | Arbeidstegning nr 2, Underdel |
| 12.6 VEDLEGG 6 | Arbeidstegning nr 3, Hylse |
| 12.7 VEDLEGG 7 | Arbeidstegning nr. 4, Skrue |
| 12.8 VEDLEGG 8 | Arbeidstegning nr. 5, Sammensetningsoversikt |
| 12.9 VEDLEGG 9 | Arbeidstegning nr. 6, Linjering av sammensatt veivstang |
| 12.10 VEDLEGG 10 | DVD med CAD-filer |

A clad Aluminum 7075-T6, T651

Categories: [Metal](#); [Nonferrous Metal](#); [Aluminum Alloy](#); [7000 Series Aluminum Alloy](#)




Material Notes: Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Composition Notes: Composition for AA 7075 (not A clad 7075 specifically).
Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: A clad 7075-T6, T651; A clad 7075-T5, T651

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

| Physical Properties | Metric | English | Comments |
|---|--|--|-------------------------|
| Density | 2.81 g/cc | 0.102 lb/in ³ | For AA7075 (Not A clad) |
| Mechanical Properties | Metric | English | Comments |
| Tensile Strength, Ultimate | 524 MPa | 75000 psi | AA; Typical |
|  | 115 MPa @Temperature 181 °C, Time 1000 hour | 16700 psi @Temperature 356 °F, Time 1000 hour | |
| | 220 MPa @Temperature 150 °C, Time 1000 hour | 31900 psi @Temperature 302 °F, Time 1000 hour | |
| | 399 MPa @Temperature 120 °C, Time 1000 hour | 57900 psi @Temperature 257 °F, Time 1000 hour | |
| | 485 MPa @Temperature 100 °C, Time 1000 hour | 70300 psi @Temperature 212 °F, Time 1000 hour | |
| | 525 MPa @Temperature 24.0 °C, Time 1000 hour | 76100 psi @Temperature 75.2 °F, Time 1000 hour | |
|  | >= 462 MPa @Thickness 88.80 - 102 mm | >= 67000 psi @Thickness 3.501 - 4.00 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 469 MPa @Thickness 0.203 - 0.278 mm | >= 68000 psi @Thickness 0.00800 - 0.0110 in | Sheet; T6, T62 |
| | >= 483 MPa @Thickness 0.305 - 0.991 mm | >= 70100 psi @Thickness 0.0120 - 0.0390 in | Sheet; T6, T62 |
| | >= 490 MPa @Thickness 76.23 - 88.9 mm | >= 71100 psi @Thickness 3.001 - 3.50 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 496 MPa @Thickness 1.02 - 1.57 mm | >= 71900 psi @Thickness 0.0400 - 0.0620 in | Sheet; T6, T62 |
| | >= 496 MPa @Thickness 63.51 - 76.2 mm | >= 71900 psi @Thickness 2.501 - 3.00 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 503 MPa @Thickness 1.80 - 4.75 mm | >= 73000 psi @Thickness 0.0690 - 0.187 in | Sheet; T6, T62 |
| | >= 517 MPa @Thickness 4.78 - 6.32 mm | >= 75000 psi @Thickness 0.189 - 0.249 in | Sheet; T6, T62 |
| | >= 517 MPa @Thickness 8.26 - 12.7 mm | >= 75000 psi @Thickness 0.325 - 0.500 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 524 MPa @Thickness 90.83 - 93.5 mm | >= 76000 psi @Thickness 3.581 - 3.68 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 531 MPa @Thickness 25.43 - 50.8 mm | >= 77000 psi @Thickness 1.001 - 2.00 in | Plate; T62, T651 |
| | >= 538 MPa @Thickness 12.7 - 25.4 mm | >= 78000 psi @Thickness 0.500 - 1.00 in | Plate; T62, T651 |
| Tensile Strength, Yield | 462 MPa | 67000 psi | AA; Typical |
|  | 110 MPa @Temperature 180 °C, Time 1000 hour | 16000 psi @Temperature 356 °F, Time 1000 hour | |
| | 210 MPa @Temperature 150 °C, Time 1000 hour | 30500 psi @Temperature 302 °F, Time 1000 hour | |
| | 375 MPa @Temperature 120 °C, Time 1000 hour | 54400 psi @Temperature 246 °F, Time 1000 hour | |
| | 422 MPa @Temperature 100 °C, Time 1000 hour | 61200 psi @Temperature 212 °F, Time 1000 hour | |
| | 475 MPa @Temperature 24.0 °C, Time 1000 hour | 68900 psi @Temperature 75.2 °F, Time 1000 hour | |

| | Time 1000 hour | Time 1000 hour | | |
|--|--|---|---|------------------|
| IL | >= 372 MPa @Thickness 88.93 - 102 mm | >= 54000 psi @Thickness 3.501 - 4.00 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 400 MPa @Thickness 0.203 - 0.270 mm | >= 58000 psi @Thickness 0.00800 - 0.0110 in | Sheet; T6, T62 | |
| | >= 400 MPa @Thickness 76.23 - 86.9 mm | >= 58000 psi @Thickness 3.001 - 3.50 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 414 MPa @Thickness 0.305 - 0.981 mm | >= 60000 psi @Thickness 0.0120 - 0.0390 in | Sheet; T6, T62 | |
| | >= 421 MPa @Thickness 63.53 - 76.2 mm | >= 61100 psi @Thickness 2.501 - 3.00 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 427 MPa @Thickness 1.02 - 1.57 mm | >= 61900 psi @Thickness 0.0400 - 0.0620 in | Sheet; T6, T62 | |
| | >= 434 MPa @Thickness 1.60 - 4.75 mm | >= 62900 psi @Thickness 0.0630 - 0.187 in | Sheet; T6, T62 | |
| | >= 441 MPa @Thickness 4.76 - 6.32 mm | >= 64000 psi @Thickness 0.188 - 0.249 in | Sheet; T6, T62 | |
| | >= 441 MPa @Thickness 50.83 - 83.5 mm | >= 64000 psi @Thickness 2.001 - 2.50 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 448 MPa @Thickness 6.35 - 12.7 mm | >= 65000 psi @Thickness 0.250 - 0.499 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 462 MPa @Thickness 25.43 - 50.8 mm | >= 67000 psi @Thickness 1.001 - 2.00 in | Plate; T62, T651 | |
| | >= 469 MPa @Thickness 12.7 - 25.4 mm | >= 68000 psi @Thickness 0.500 - 1.00 in | Plate; T62, T651 | |
| | Elongation at Break IL | >= 3.00 % @Thickness 88.93 - 102 mm | >= 3.00 % @Thickness 3.501 - 4.00 in | Plate; T62, T651 |
| | | >= 5.00 % @Thickness 0.203 - 0.270 mm | >= 5.00 % @Thickness 0.00800 - 0.0110 in | Sheet; T6, T62 |
| | | >= 5.00 % @Thickness 50.83 - 83.5 mm | >= 5.00 % @Thickness 2.001 - 2.50 in | Plate; T62, T651 |
| | | >= 5.00 % @Thickness 63.53 - 76.2 mm | >= 5.00 % @Thickness 2.501 - 3.00 in | Plate; T62, T651 |
| | | >= 5.00 % @Thickness 76.23 - 86.9 mm | >= 5.00 % @Thickness 3.001 - 3.50 in | Plate; T62, T651 |
| >= 5.00 % @Thickness 25.43 - 50.8 mm | | >= 5.00 % @Thickness 1.001 - 2.00 in | Plate; T62, T651 | |
| >= 7.00 % @Thickness 0.305 - 0.981 mm | | >= 7.00 % @Thickness 0.0120 - 0.0390 in | Sheet; T6, T62 | |
| >= 7.00 % @Thickness 12.7 - 25.4 mm | | >= 7.00 % @Thickness 0.500 - 1.00 in | Plate; T62, T651 | |
| >= 8.00 % @Thickness 1.02 - 1.57 mm | | >= 8.00 % @Thickness 0.0400 - 0.0620 in | Sheet; T6, T62 | |
| >= 8.00 % @Thickness 1.60 - 4.75 mm | | >= 8.00 % @Thickness 0.0630 - 0.187 in | Sheet; T6, T62 | |
| >= 8.00 % @Thickness 4.76 - 6.32 mm | | >= 8.00 % @Thickness 0.188 - 0.249 in | Sheet; T6, T62 | |
| >= 9.00 % @Thickness 6.35 - 12.7 mm | | >= 9.00 % @Thickness 0.250 - 0.499 in | Plate; T62, T651 | |
| 11.0 % @Thickness 1.50 mm | | 11.0 % @Thickness 0.0625 in | AA; Typical | |
| Creep Strength IL | | 85.0 MPa @Temperature 185 °C | 12300 psi @Temperature 355 °F | .01mm/m-h |
| | | 175 MPa @Temperature 150 °C | 25400 psi @Temperature 302 °F | .01mm/m-h |
| | | 250 MPa @Temperature 185 °C | 36300 psi @Temperature 355 °F | 10mm/m-h |
| | | 350 MPa @Temperature 150 °C | 50800 psi @Temperature 302 °F | 10mm/m-h |
| | 350 MPa @Temperature 100 °C | 50800 psi @Temperature 212 °F | .01mm/m-h | |
| | 425 MPa @Temperature 100 °C | 61600 psi @Temperature 212 °F | 10mm/m-h | |
| | 475 MPa @Temperature 30.0 °C | 68900 psi @Temperature 86.0 °F | .01mm/m-h | |
| | 515 MPa @Temperature 30.0 °C | 74700 psi @Temperature 86.0 °F | 10mm/m-h | |
| Rupture Strength IL | 95.0 MPa @Temperature 130 °C Time 400 hour | 13800 psi @Temperature 274 °F Time 400 hour | | |
| | 105 MPa @Temperature 130 °C Time 100 hour | 15200 psi @Temperature 274 °F Time 100 hour | | |

| | | | |
|--------------------------------------|---|---|--|
| | 150 MPa @Temperature 150 °C, Time 1000 hour | 21800 psi @Temperature 302 °F, Time 1000 hour | |
| | 175 MPa @Temperature 180 °C, Time 10.0 hour | 25400 psi @Temperature 374 °F, Time 10.0 hour | |
| | 240 MPa @Temperature 150 °C, Time 100 hour | 34800 psi @Temperature 302 °F, Time 100 hour | |
| | 280 MPa @Temperature 180 °C, Time 0.400 hour | 40600 psi @Temperature 374 °F, Time 0.400 hour | |
| | 310 MPa @Temperature 150 °C, Time 10.0 hour | 45000 psi @Temperature 302 °F, Time 10.0 hour | |
| | 355 MPa @Temperature 90.0 °C, Time 1000 hour | 51500 psi @Temperature 210 °F, Time 1000 hour | |
| | 370 MPa @Temperature 150 °C, Time 0.350 hour | 53700 psi @Temperature 302 °F, Time 0.350 hour | |
| | 400 MPa @Temperature 90.0 °C, Time 95.0 hour | 58000 psi @Temperature 210 °F, Time 95.0 hour | |
| | 425 MPa @Temperature 90.0 °C, Time 9.00 hour | 61600 psi @Temperature 210 °F, Time 9.00 hour | |
| | 470 MPa @Temperature 90.0 °C, Time 0.250 hour | 68200 psi @Temperature 210 °F, Time 0.250 hour | |
| | 495 MPa @Temperature 34.0 °C, Time 750 hour | 71800 psi @Temperature 93.2 °F, Time 750 hour | |
| | 510 MPa @Temperature 34.0 °C, Time 200 hour | 74000 psi @Temperature 93.2 °F, Time 200 hour | |
| | 525 MPa @Temperature 34.0 °C, Time 0.100 hour | 76100 psi @Temperature 93.2 °F, Time 0.100 hour | |
| | 530 MPa @Temperature 34.0 °C, Time 30.0 hour | 76900 psi @Temperature 93.2 °F, Time 30.0 hour | |
| Modulus of Elasticity | 71.7 GPa | 10400 ksi | AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus. |
| Shear Strength | 317 MPa | 46000 psi | AA; Typical |
| Processing Properties | Metric | English | Comments |
| Annealing Temperature | 413 °C | 775 °F | |
| Solution Temperature | 466 - 482 °C | 870 - 900 °F | |
| Aging Temperature | 121 °C | 250 °F | |
| Component Elements Properties | Metric | English | Comments |
| Aluminum, Al | 87.1 - 91.4 % | 87.1 - 91.4 % | As remainder |
| Chromium, Cr | 0.18 - 0.280 % | 0.18 - 0.280 % | |
| Copper, Cu | 1.20 - 2.0 % | 1.20 - 2.0 % | |
| Iron, Fe | <= 0.50 % | <= 0.50 % | |
| Magnesium, Mg | 2.10 - 2.90 % | 2.10 - 2.90 % | |
| Manganese, Mn | <= 0.30 % | <= 0.30 % | |
| Other, each | <= 0.050 % | <= 0.050 % | |
| Other, total | <= 0.15 % | <= 0.15 % | |
| Silicon, Si | <= 0.40 % | <= 0.40 % | |
| Titanium, Ti | <= 0.20 % | <= 0.20 % | |
| Zinc, Zn | 5.10 - 6.10 % | 5.10 - 6.10 % | |

References for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as new conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its new conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [Terms of Use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

Kr. 135 pr kg eks mva, minste mål 50 cm, denne veier 8,9 kg

Altså kr 1201,50 eks.mva. pr. ½ meter

Kapp kr. 200,- eks.mva. , bolten lagerføres i 3 meters lengder

Kjell Arild Bakken

Avdelingsleder

Astrup as, TOOLS Oslo

Pb. 65 Kalbakken, 0901 OSLO

Stanseveien 31, 0976 Oslo

Tlf.: 414 28 724

Tlf.sentr. 22 90 07 60

Fax: 22 90 07 70

E-post: kab@astrup.no

AISI 4340 Steel, normalized, 100 mm (4 in.) round



Categories: [Metals](#); [Ferrous Metals](#); [Alloy Steel](#); [AISI 4000 Series Steel](#); [Low Alloy Steel](#); [Carbon Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)

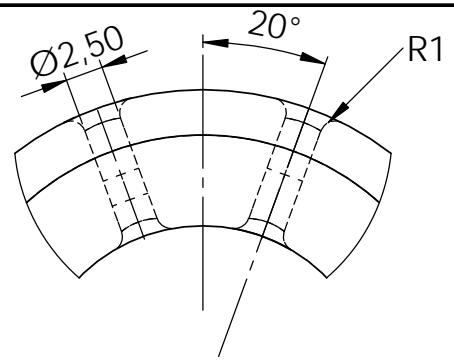
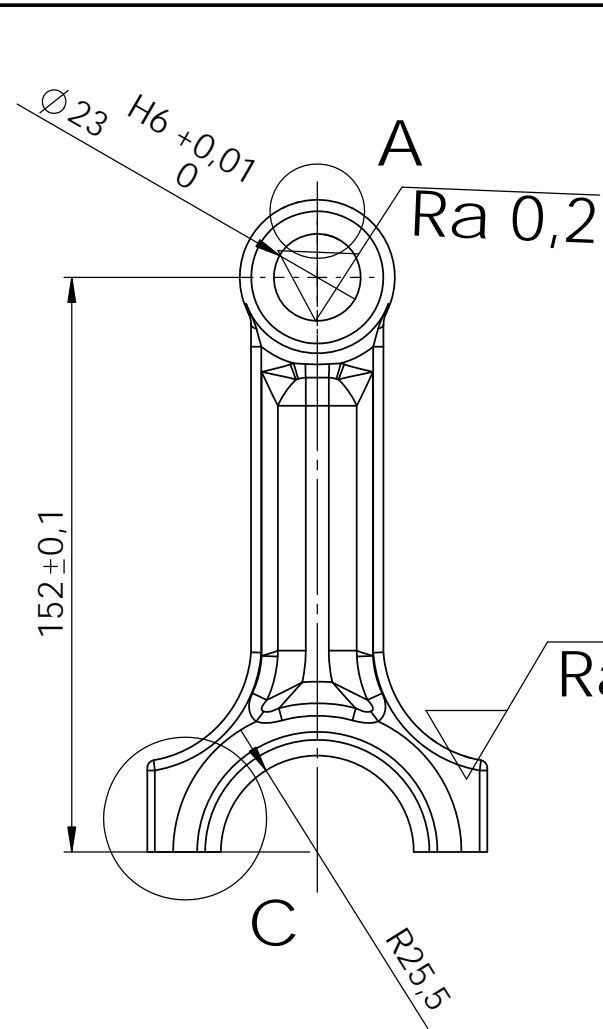
Material Notes: AISI 4340 has a favorable response to heat treatment (usually oil quenching followed by tempering) and exhibits a good combination of ductility and strength when treated thusly. Uses include piston pins, bearings, ordnance, gears, dies, and pressure vessels.

Key Words: alloy steels, UNS G43400, AMS 5331, AMS 5359, AMS 6414, AMS 6415, ASTM A322, ASTM A331, ASTM A505, ASTM A519, ASTM A547, ASTM A646, MIL SPEC MIL-B-16974, B.S. 817 M 40 (UK), SAE J404, SAE J412, SAE J770, DIN 1.6565, JIS SNCM 8, IS 1570 40NiCr1Mo28, IS 1570 40NiCr1Mo15

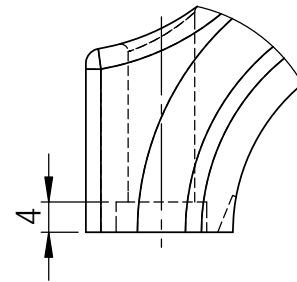
Vendors: [Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

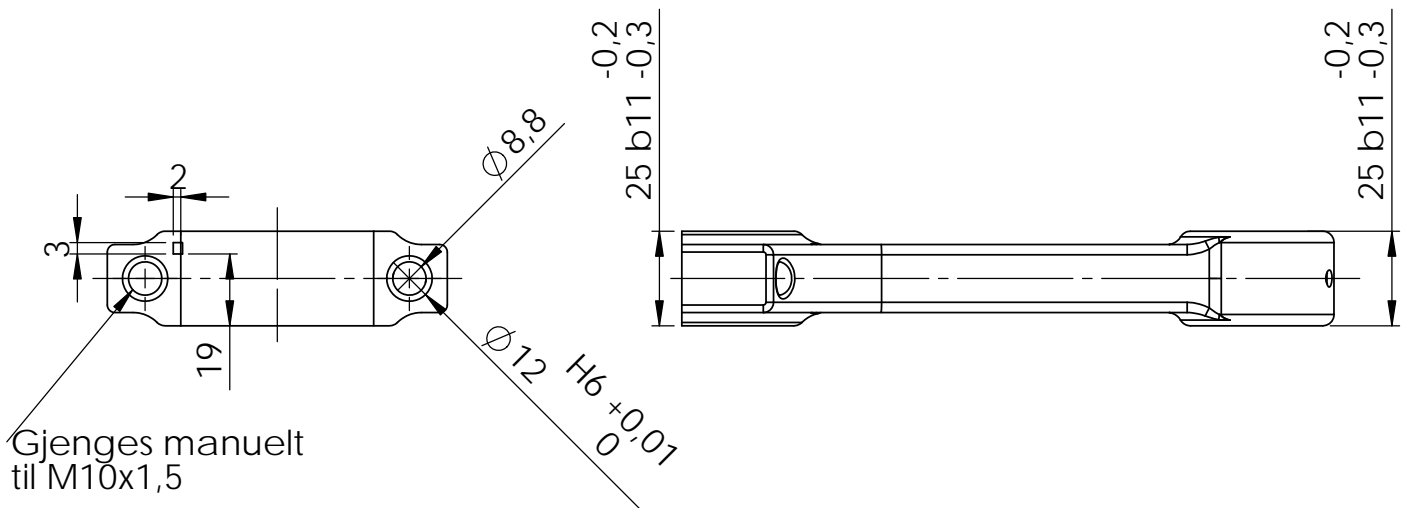
| Physical Properties | Metric | English | Comments |
|---|------------------------------|--|---|
| Density | 7.85 g/cc | 0.284 lb/in ³ | |
| Mechanical Properties | | | |
| Hardness, Brinell | 321 | 321 | |
| Hardness, Knoop | 348 | 348 | Converted from Brinell hardness. |
| Hardness, Rockwell B | 99 | 99 | Converted from Brinell hardness. |
| Hardness, Rockwell C | 35 | 35 | Converted from Brinell hardness. |
| Hardness, Vickers | 339 | 339 | Converted from Brinell hardness. |
| Tensile Strength, Ultimate | 1110 MPa | 161000 psi | |
| Tensile Strength, Yield | 710 MPa | 103000 psi | |
| Elongation at Break | 13.2 % | 13.2 % | |
| Reduction of Area | 36.0 % | 36.0 % | |
| Modulus of Elasticity | 205 GPa | 29700 ksi | Typical for steel |
| Bulk Modulus | 140 GPa | 20300 ksi | Typical for steel |
| Poissons Ratio | 0.290 | 0.290 | Calculated |
| Machinability | 50 % | 50 % | annealed and cold drawn. Based on 100% machinability for AISI 1212 steel. |
| Shear Modulus | 80.0 GPa | 11600 ksi | Typical for steel. |
| Electrical Properties | | | |
| Electrical Resistivity | 0.0000248 ohm-cm | 0.0000248 ohm-cm | 20°C (68°F) |
|  | 0.0000298 ohm-cm | 0.0000298 ohm-cm | @ Temperature 100 °C |
| | 0.0000552 ohm-cm | 0.0000552 ohm-cm | @ Temperature 400 °C |
| | 0.0000797 ohm-cm | 0.0000797 ohm-cm | @ Temperature 600 °C |
| | | | @ Temperature 1110 °F |
| Thermal Properties | | | |
| CTE, linear  | 12.3 µm/m-°C | 6.83 µin/in-°F | specimen oil hardened, 600°C (1110°F) temper |
| | @ Temperature 20.0 °C | @ Temperature 68.0 °F | |
| | 12.6 µm/m-°C | 7.00 µin/in-°F | 1.88% Ni, normalized and tempered |
| | @ Temperature 21.0 - 280 °C | @ Temperature 69.8 - 500 °F | |
| | 12.7 µm/m-°C | 7.06 µin/in-°F | specimen oil hardened, 600°C (1110°F) temper |
| | @ Temperature 20.0 °C | @ Temperature 68.0 °F | |
| | 13.7 µm/m-°C | 7.61 µin/in-°F | specimen oil hardened, 600°C (1110°F) temper |
| | @ Temperature 250 °C | @ Temperature 482 °F | |
| 13.7 µm/m-°C | 7.61 µin/in-°F | 1.88% Ni, normalized and tempered | |
| @ Temperature 21.0 - 540 °C | @ Temperature 69.8 - 1000 °F | | |
| 13.9 µm/m-°C | 7.72 µin/in-°F | 1.90% Ni, quenched, tempered | |
| @ Temperature 21.0 - 540 °C | @ Temperature 69.8 - 1000 °F | | |
| 14.5 µm/m-°C | 8.06 µin/in-°F | specimen oil hardened, 600°C (1110°F) temper | |
| @ Temperature 500 °C | @ Temperature 932 °F | | |
| Specific Heat Capacity | 0.475 J/g-°C | 0.114 BTU/lb-°F | Typical 4000 series steel |
| Thermal Conductivity | 44.5 W/m-K | 309 BTU-in/hr-ft ² -°F | Typical steel |
| Component Elements Properties | | | |
| Carbon, C | 0.370 - 0.430 % | 0.370 - 0.430 % | |
| Chromium, Cr | 0.700 - 0.900 % | 0.700 - 0.900 % | |
| Iron, Fe | 95.195 - 96.33 % | 95.195 - 96.33 % | As remainder |
| Manganese, Mn | 0.600 - 0.800 % | 0.600 - 0.800 % | |
| Molybdenum, Mo | 0.200 - 0.300 % | 0.200 - 0.300 % | |
| Nickel, Ni | 1.65 - 2.00 % | 1.65 - 2.00 % | |
| Phosphorous, P | <= 0.0350 % | <= 0.0350 % | |
| Silicon, Si | 0.150 - 0.300 % | 0.150 - 0.300 % | |



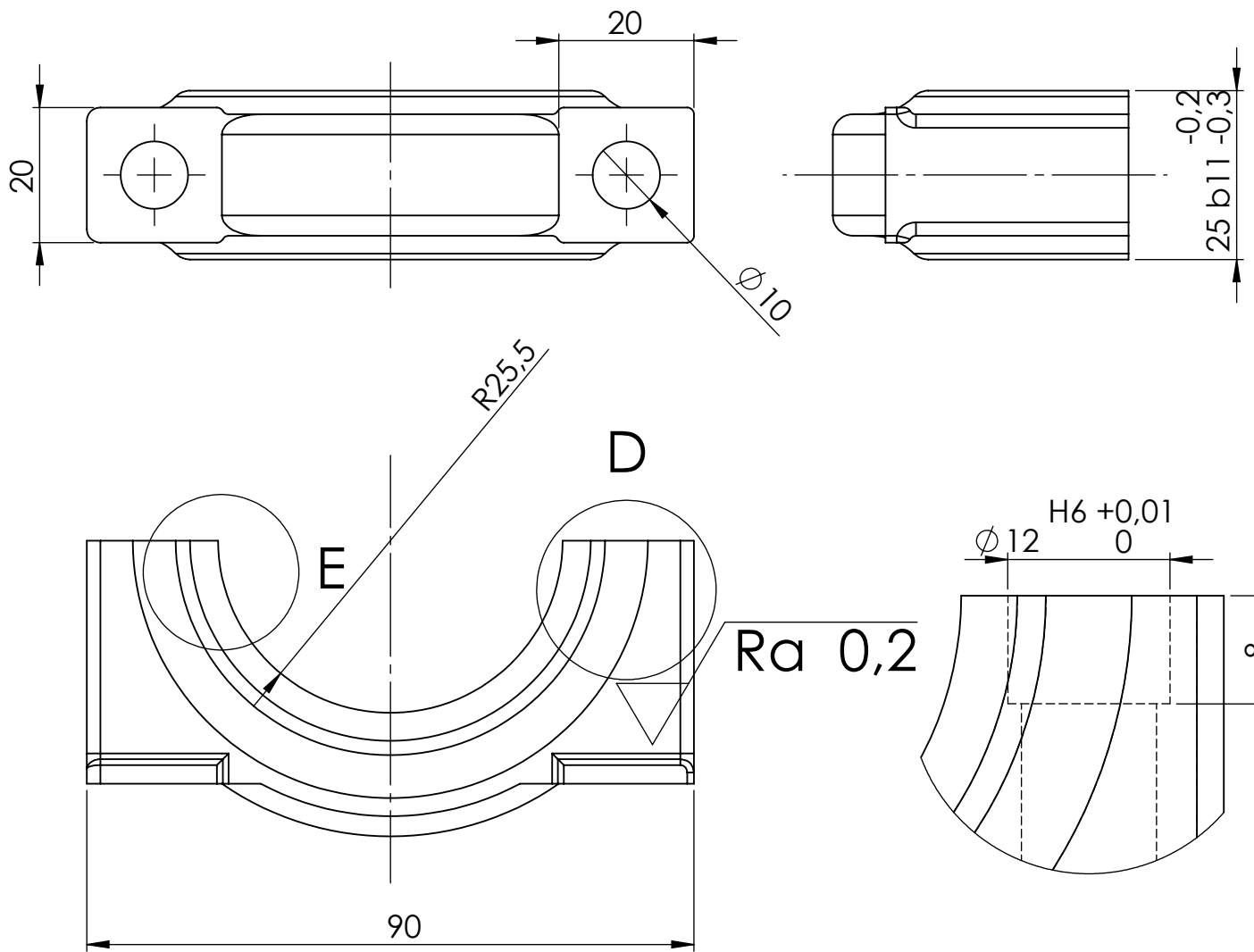
DETAIL A
SCALE 2 : 1



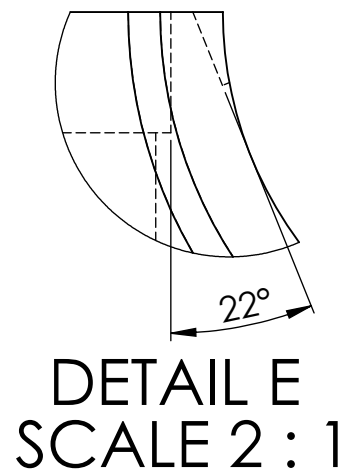
DETAIL C
SCALE 1 : 1



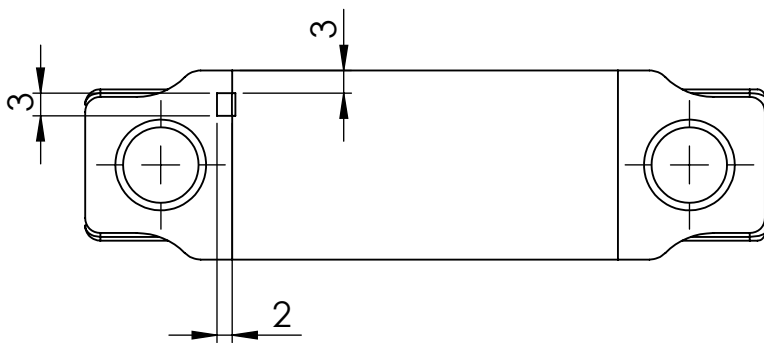
| Nr. | Tittel | Beskrivelse | Antall |
|------------------------------|---------|------------------------------|------------|
| 1 | Overdel | CNC fresing, CAD-fil vedlagt | 1 |
| Dato 12.05.2011 | | Tittel | |
| Konstruktør Hallvard E. Buer | | Overdel | |
| Prosjekt Veivstang | | | |
| Materiale Aluminium 7075-T6 | | Skala 1:2 Alle mål i mm | Ark 1 av 6 |



DETAIL D
SCALE 2 : 1

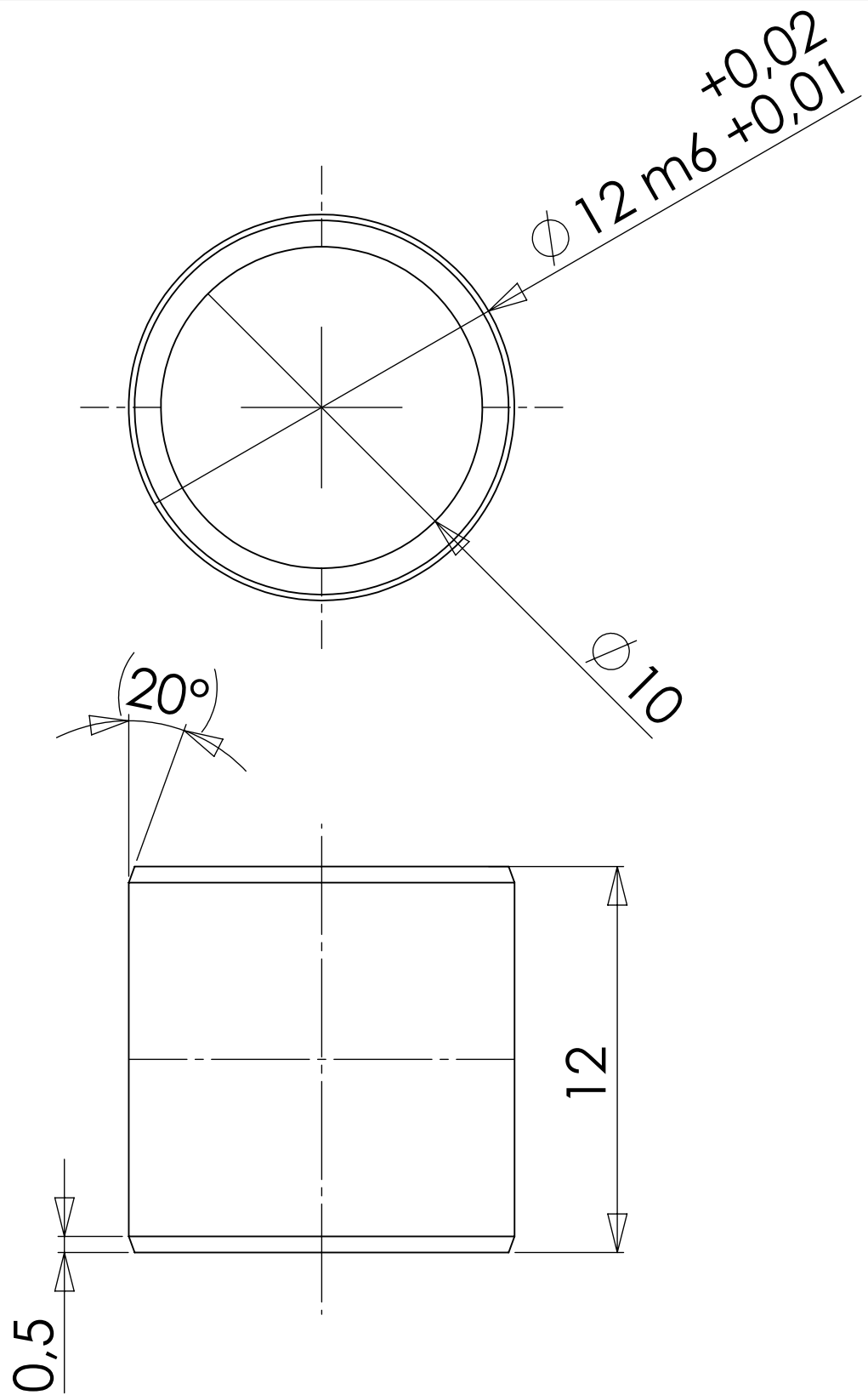


DETAIL E
SCALE 2 : 1



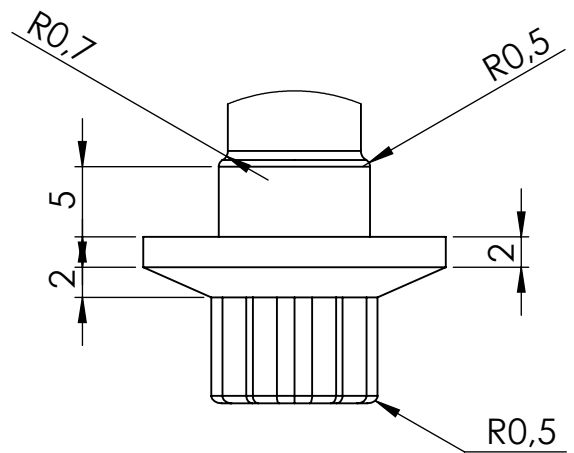
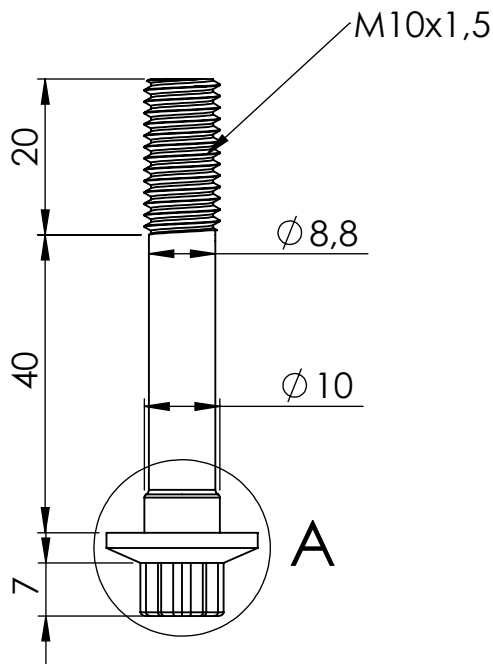
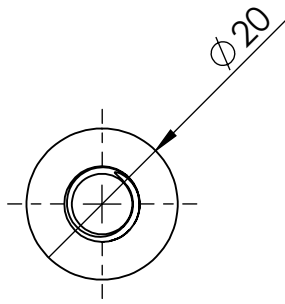
| Nr. | Tittel | Beskrivelse | Antall |
|-----|----------|------------------------------|--------|
| 2 | Underdel | CNC fresing, CAD-fil vedlagt | 1 |

| | | | | | |
|-------------------------------|-------------|-------------------|-------------------------|------------|----|
| | Dato | 12.05.2011 | Tittel | | |
| | Konstruktør | Hallvard E. Buer | Underdel | | |
| Overflatefinhet | Prosjekt | Veivstang | Arbeidstegningsnr. | 2 | A4 |
| Alle utvendige flater: Ra 0,2 | Materiale | Aluminium 7075-T6 | Skala 1:1 Alle mål i mm | Ark 2 av 6 | |

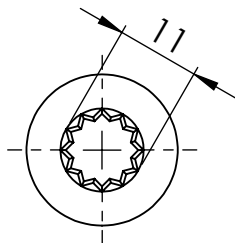


| Nr. | Tittel | Beskrivelse | Antall |
|-----|--------|-------------|--------|
| 3 | Hylse | S235 | 2 |

| | | | |
|-------------|------------------|--------------------|---------------|
| Dato | 12.05.2011 | Tittel | |
| Konstruktør | Hallvard E. Buer | Hylse | |
| Prosjekt | Veivstang | Arbeidstegningsnr. | 3 |
| Materiale | S235 | Skala 5:1 | Alle mål i mm |
| | | Ark 3 av 6 | |
| | | A4 | |

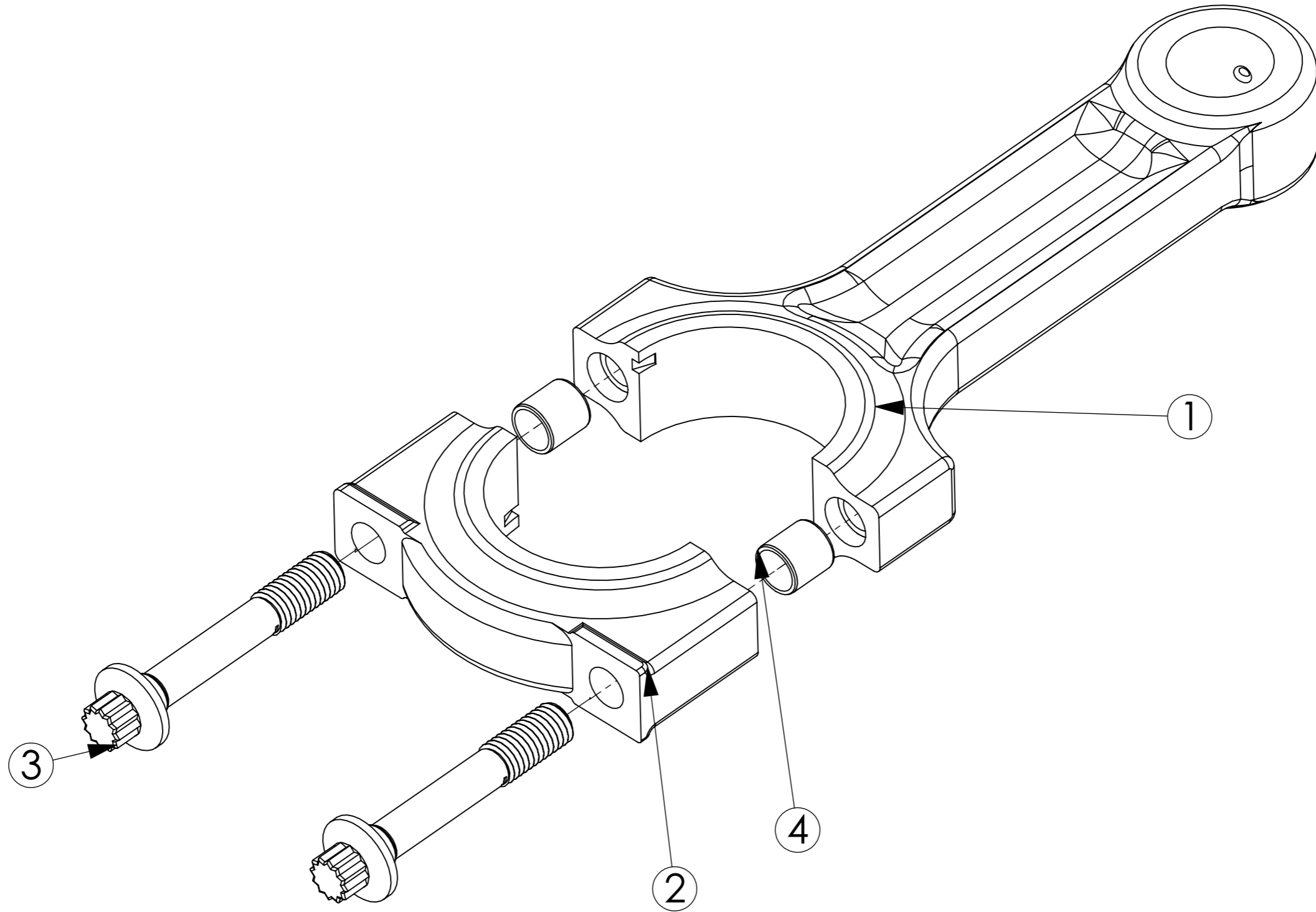


DETAIL A
SCALE 2 : 1



| Nr. | Tittel | Beskrivelse | Antall |
|-----|--------|-------------|--------|
| 4 | Skrue | ARP2000 | 2 |

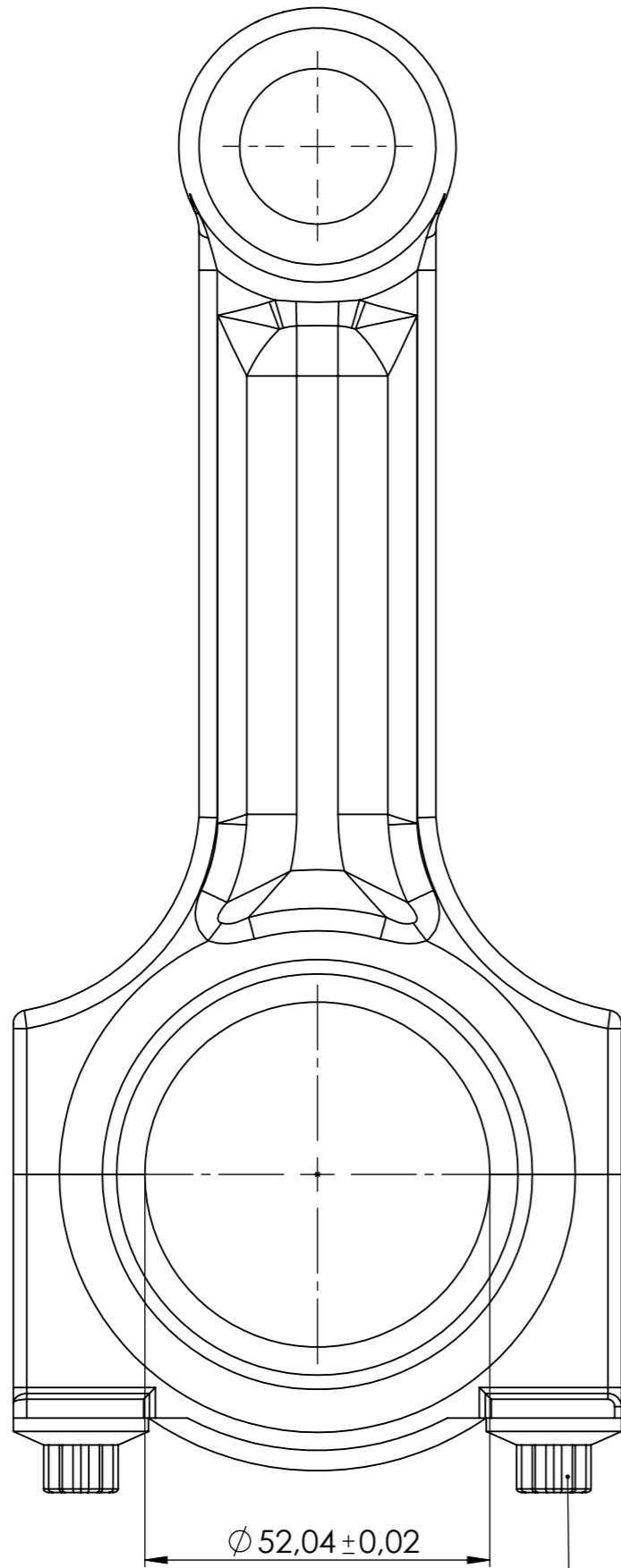
| | | | |
|-------------|------------------|--------------------|---------------|
| Dato | 12.05.2011 | Tittel | |
| Konstruktør | Hallvard E. Buer | Skrue | |
| Prosjekt | Veivstang | Arbeidstegningsnr. | 4 |
| Materiale | ARP2000 | Skala 1:1 | Alle mål i mm |
| | | Ark 4 av 6 | |
| | | A4 | |



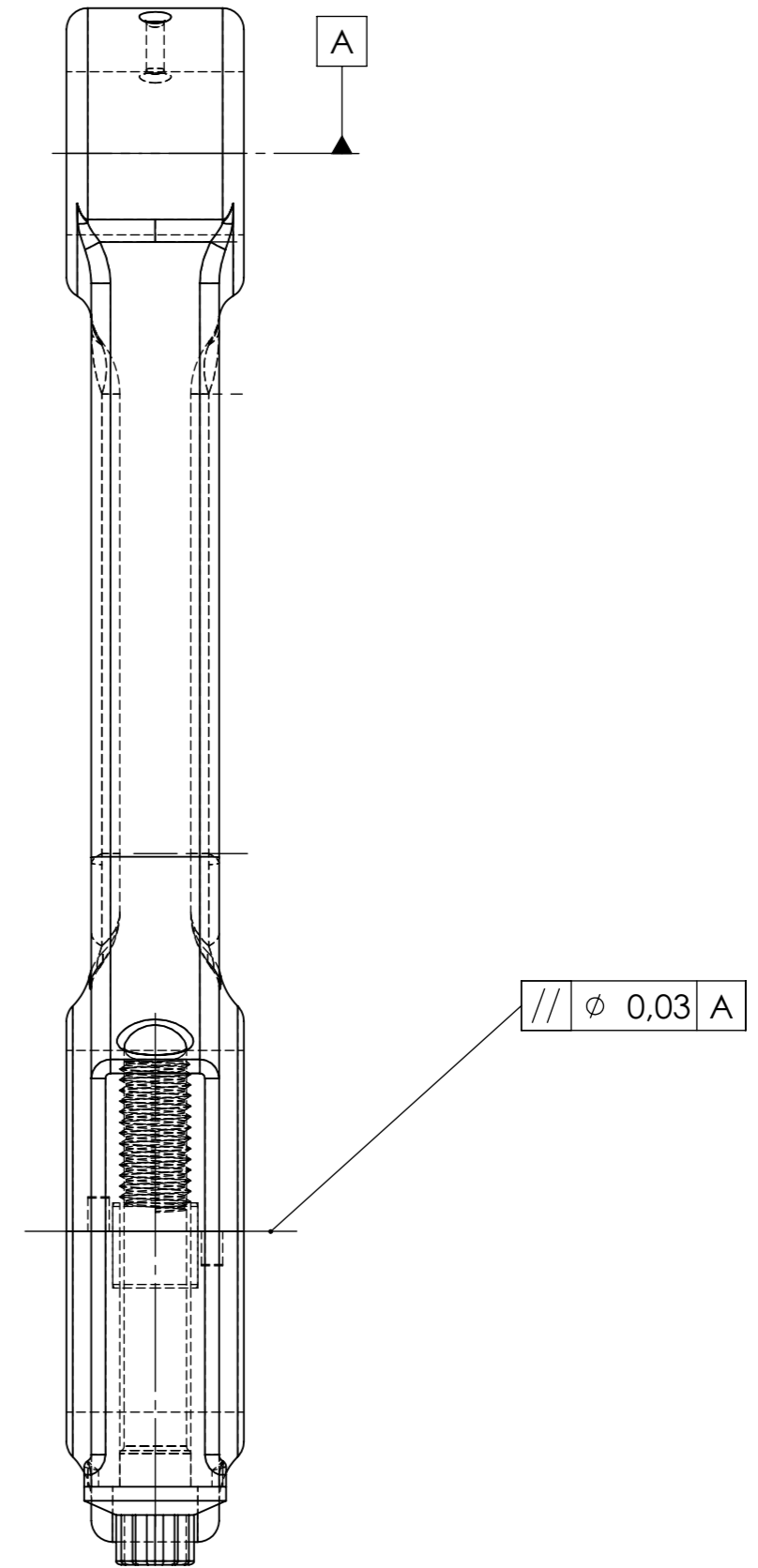
| Nr. | Del | Tegningsnr. | Antall |
|-----|----------|-------------|--------|
| 1 | Overdel | 1 | 1 |
| 2 | Underdel | 2 | 1 |
| 3 | Skrue | 4 | 2 |
| 4 | Hylse | 3 | 2 |

| | | | |
|-------------|------------------|----------------------------|------------|
| Dato | 12.05.2011 | Tittel | |
| Konstruktør | Hallvard E. Buer | Sammensetning av veivstang | |
| Prosjekt | Veivstang | Tegningsnummer | 5 |
| | Alle mål i mm | Skala 1:1 | Ark 5 av 6 |

A3



Tiltrekkingsmoment: 69 Nm
med smurte flater



| | | | |
|---------------|------------------|--|------------|
| Dato | 12.05.2011 | Tittel | |
| Konstruktør | Hallvard E. Buer | Linjering av veivstangsammensetning | |
| Prosjekt | Veivstang | Tegningsnummer | A3 |
| | | 6 | |
| Alle mål i mm | | Skala 1:1 | Ark 6 av 6 |