



# Skipsmaskineri

**Drift og vedlikehold**

**Del II: Ledelsesnivå**

# SKIPSMASKINERI

**Drift og vedlikehold**

**Del II**

**Ledelsesnivå**

**PRØVEUTGAVE**

**Revisjon nr. 01**

Dette kompendiet er skrevet av

Ansgar Lund og Lars Hellevik

Bergen 20.12.2016

# Forord

Dette kompendiet er ment brukt som støttelitteratur i emnene «Maskineri og Vedlikehold» for 2. års studenter i maritim fagskole, skipsteknisk drift.

Innholdet bygger på kompetansekrav definert i Nasjonal standard FTM02, utgitt 01.03.2013, herunder emneplaner for Maskineri og Vedlikehold på ledelsesnivå, revidert sept. 2015.

Kompendiet bygger videre på *Skipsmaskineri - Drift og vedlikehold, del I*, operativt nivå, og må ses i sammenheng med dette. Noen delemner er derfor dels repetert for sammenhengens skyld og dels utelatt for å begrense omfanget.

For å dekke alle delemner på ledelsesnivå, er det derfor nødvendig med tilgang på både del I og del II.

Det er lagt vekt på teori og delemner med tilknytning til drift og vedlikehold av fremdrifts- maskineri, herunder driftsforstyrrelser og tiltak med sikte på sikker og økonomisk drift av maskineriet.

Beskrivelser av maskineri og utstyr er gjort mest mulig generelle, for detaljert informasjon vises til instruksjonsmaterieell fra aktuell fabrikant.

Sentrale delemner er utdypet med eksempler, dette med sikte på hjelp til selvstudium.

## ØVINGSOPPGAVER

- Oppgavesamling for maritim fagskole med fasit. (Prøveutgave klar høsten 2014).
  - Det er også utarbeidet løsningsforslag til oppgavene. Disse vil bli utgitt i papirformat, dette for å unngå «klipp og lim løsninger» som har liten eller ingen læringseffekt.
- Bergen 20.12.2016

Dette læremiddel er utviklet med støtte fra:



# 1. Teori grunnlag



## HVA SKAL VI LÆRE

Vi beskriver kort grunnleggende teori med tilknytning til drift og vedlikehold av skipsmaskineri.

## 1.1 Termodynamikk

### Innledning - energiloven

Energiloven, også kalt 1. hovedsetning, er en erfarings-lov som kan formuleres slik:



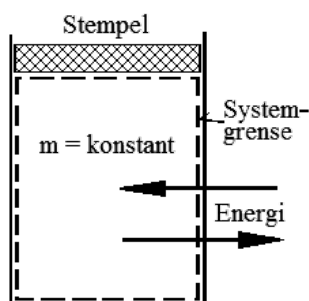
*Energi kan verken oppstå eller forsvinne, den kan bare omformes fra en form til en annen.*

Av dette følger at den totale energien i et system er konstant. Den energien vi «ser» rundt oss i forskjellige former har derfor alltid eksistert. Når vi forbruker energi, for eksempel til fremdrift av et skip, vil energien ikke forsvinne, men den vil gå over til en lavere kvalitet, slik at vi ikke kan utnytte den til nyttig arbeid. Ved bruk av energiloven skiller vi mellom et lukket- og åpent system.

### 1.1.1 Energiomforming – Lukket system (sylinderprosess)

#### Lukket system (sylinderprosess)

Et lukket system er kjennetegnet ved at *stoffmengden i systemet er konstant, mens energi i form av varme eller arbeid kan passere systemgrensen.*



Figuren viser et lukket system der systemgrensen omslutter gassen i en sylinder med et bevegelig stempel.

Systemgrensen kan her flyttes, men massen er konstant og vi har derfor et lukket system.

Energi i form av varme (Q) eller arbeid (W) kan bli ført inn eller ut av systemet.

For dette systemet får vi energiligningen:  $Q = \Delta U + W$  ( $\Delta U$  = endring av indre energi)

## Varme og arbeid

! Varmer er definert som energioverføring forårsaket av en temperaturforskjell. Overført varme ved henholdsvis konstant trykk og konstant volum er bestemt ved:

$$\text{Konstant trykk: } Q_p = m(\text{kg}) \cdot c_p(\text{kJ/kgK}) \cdot (T_2 - T_1)(\text{K}) (\text{kJ})$$

$$\text{Konstant volum: } Q_v = m(\text{kg}) \cdot c_v(\text{kJ/kgK}) \cdot (T_2 - T_1)(\text{K}) (\text{kJ})$$

Her er  $c_p$  og  $c_v$  spesifikk varmekapasitet [^1] ved henholdsvis konstant trykk og konstant volum.

Når både trykk og volum endres, er overført varmemengde avhengig av hvordan denne overføringen foregår, og vi må da ha flere opplysninger om prosessen for å beregne overført varmemengde. Dette kommer vi tilbake til senere.

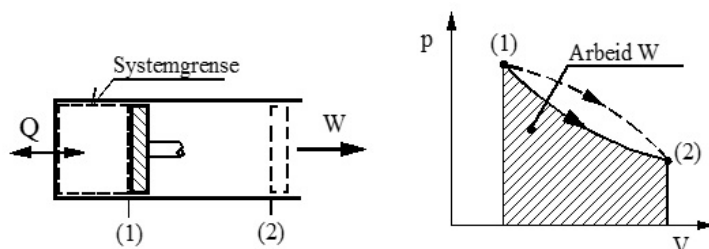
### Arbeid (W)

! Mekanisk arbeid (W) er produktet av kraft og forskyvning langs kraftens angrepslinje. I en sylinder med et bevegelig stempel blir kraften  $F = p \cdot A$ , der  $p$  er trykk i  $\text{N/m}^2$  og  $A$  er areal i  $\text{m}^2$ .

I regelen er trykket i en sylinder ikke konstant under arbeidsslaget, men varierer i forhold til stempelets posisjon. For å ta hensyn til dette, må vi i prinsippet bruke integralregning og får da at utført arbeidet (W) er lik arealet under tilstandskurven i et pV diagram. Se figuren under.

I figuren under er vist et lukket system, der en gass ekspanderer fra tilstand (1) til (2) langs den heltrukne ekspansjonskurven. Gassen utfører da arbeidet  $W = \text{skravert areal}$ . Merk at den stiplede ekspansjonskurven gir forskjellig areal, dvs. W er en funksjon av «veien» mellom de to tilstandene.

Når tilstandskurven er kjent, kan vi derfor beregne gass-arbeidet ved innsetting i diverse formler, se formelsamlingen.



## Polytrop tilstandsending i motorsylindre

En polytrop tilstandsending er definert ved:

f(x)

### POLYTROP TILSTANSENDING

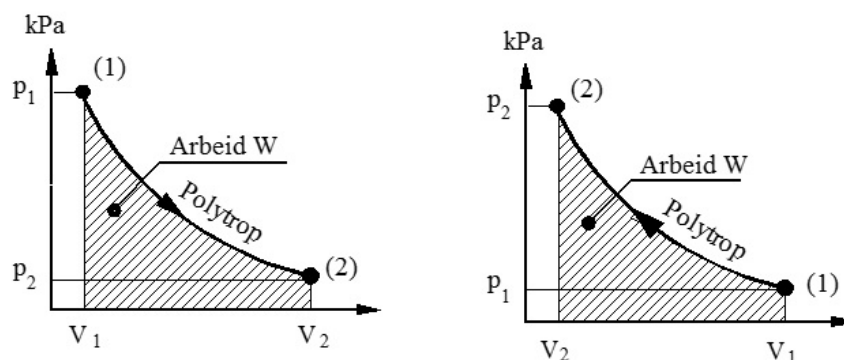
$$p \cdot V^n = \text{konstant} \Rightarrow p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

$$p \cdot V^n = \text{konstant} \Rightarrow p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

$n$  = polytropeksponent ( $n \approx 1,3 - 1,36$  for kompresjon)

Kompresjon av luft og ekspansjon av forbrenningsgasser i en motorsylinder er eksempel på polytrope prosesser. Indre friksjonstap i slike motorprosesser er som regel, små sammenlignet med arbeid utviklet i sylinderen (indikert arbeid), og vi kan derfor se bort fra indre tap. Overført arbeid (W) blir da lik volumendringsarbeidet. (Se formelsamling).

$$W = \int_1^2 p dV = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{n-1} = \frac{mR(T_1 - T_2)}{n-1} \quad (1)$$

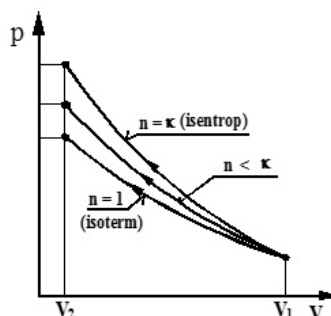


*Polytrop ekspansjon Polytrop kompresjon*

For polytrop kompresjon får vi kompresjonstrykket ( $p_k$ ):

$$p_k = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (\text{kPa})$$

Her er ( $p_k$ ) kompresjonstrykket i kPa, ( $p_1$ ) er starttrykket i kPa, ( $V_1$ ) er startvolumet i  $\text{m}^3$ , ( $V_2$ ) er sluttvolumet i  $\text{m}^3$  og ( $n$ ) er polytropeksponenten. (Alle trykk i absolutt verdi).



*I figuren over er vist tre eksempler på polytrop kompresjon i et pV-diagram.*

Merk at lav  $n$ -verdi gir lavt kompresjonstrykk.

Lavt kompresjonstrykk kan i prinsippet skyldes sterk kjøling, men i praksis er lavt kompresjonstrykk som regel, et tegn på feil ved kompresjonsringene eller lekkage avgass- og/eller innsugsventiler.

Polytrop kompresjon

Ved energianalyse av motorprosesser kan vi som nevnt, se bort fra indre tap. Om vi også ser bort fra lekkasjer, får vi følgende sammenheng mellom varmeoverføring og  $n$ -verdier for henholdsvis polytrop kompresjon og ekspansjon i en motorsylinder:

### Polytrop kompresjon i sylindere

- Under første del av kompresjonen er sylinderveggene varmere enn luften, og varme blir da overført fra sylinder til gass, dvs. varme blir tilført prosessen, og vi får  $n > \kappa$ .
- Etter hvert stiger lufttemperaturen på grunn av kompresjonen, og varme blir da overført fra gass til sylindervegger og videre til kjølevann, dvs.  $n < \kappa$ .
- For kompresjonen under ett får vi vanligvis  $n$ -verdier omkring 1,33 til 1,36. Dette indikerer at det totalt sett blir bortført varme fra gassen til sylinderveggen og videre til kjølevannet.

### Polytrop ekspansjon i sylindere

- Under første del av ekspansjonsslaget foregår det vanligvis en viss etterbrann. Det betyr at varme blir tilført gassen i sylinderen. Polytropeksponenten ( $n$ ) er derfor normalt lav under første del av ekspansjonsslaget, varierer typisk fra  $n = 1$  til 1,15.
- Under den videre ekspansjonen vil forbrenningen gradvis avta og til slutt å dø ut, og varmetilførselen vil derfor gradvis avta. Polytropeksponenten vil derfor gradvis øke.
- For hele ekspansjonsslaget varierer  $n$  typisk mellom  $n = 1,3$  og  $n = 1,35$ . Dette indikerer at det totalt sett blir tilført varme under ekspansjonsslaget, dvs. det foregår normalt en viss etter-brann under ekspansjonsslaget.

Et **åpent system**, også kalt **kontrollvolum**, er kjennetegnet ved at stoffmengder og energi kan passere systemgrensen. Ved studie av slike system skiller vi mellom strømningsprosesser der det ikke utveksles arbeid og arbeidsprosesser der hensikten er utveksling av arbeid.

For å beregne overført arbeid i strømningsmaskiner innfører vi begrepene entalpi ( $h$ ) og teknisk arbeid ( $w_t$ ). Før vi fortsetter, skal vi derfor definere disse begrepene.

## Entalpi ( $h$ ) - definisjon

Ved strømningsberegninger forekommer ledd som  $(u + pv)$  ofte. Denne størrelsen er derfor gitt et eget navn, entalpi med symbol ( $h$ ), definert slik:

$$h = u + pv \text{ (kJ/kg)}$$

Der  $u$  er spesifikk indre energi i kJ/kg og  $pv$  er såkalt ytre energi i kJ/kg,  $p$  er trykk i kPa abs. og  $v$  er spesifikt volum i  $\text{m}^3/\text{kg}$ .

For entalpi gjelder at kun endringer har praktisk interesse og vi kan derfor velge referanseverdier etter behov. For vann velger vi for eksempel  $h = 0$  ved  $0^\circ\text{C}$ , entalpien for damp ved  $0^\circ\text{C}$  blir derfor omkring 2500 kJ/kg, som tilsvarer vannets fordampningsvarme ved  $0^\circ\text{C}$ . For kuldemedier setter vi  $h = 200$  kJ/kg ved  $0^\circ\text{C}$ , dette for å unngå negative skala-verdier i diagram og tabeller for kuldemedier.

For ideell gass og konstant  $c_p$  gjelder:

$$h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_2 - h_1 = \text{endring av spesifikk entalpi (kJ/kg)}$$

$$c_p = \text{spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk (kJ/kgK)}$$

Herav følger at *endring av entalpi er like stor som tilført, eller bortført varmemengde ved konstant trykk*. Merk likevel at entalpi er sammensatt av tilstandsstørrelsene  $u$ ,  $p$  og  $v$ , og er derfor også en tilstandsstørrelse, mens varme er en energioverføring.

## Stagnasjonstilstand

I en del tekniske prosesser blir gasshastigheten plutselig endret. Dette skjer for eksempel i en turboladet dieselmotor. Eksosgassen strømmer der ut fra sylindrene med stor hastighet og inn i en beholder, kalt receiver, der gasshastigheten blir bremsert opp, nesten til null. Gassens kinetiske energi blir da omformet og lagret i form av økt indre energi i receiveren, noe som er hovedårsaken til at gasstemperaturen er omkring 40-50°C høyere i receiver enn i utløpet fra sylindrene. (Merk at tilsvarende oppbremsing og temperaturøkning også skjer ved støtdrift).

### EKSEMPEL

#### Eksempel - stagnasjonstemperatur

Luft med temperatur 42°C strømmer i en rørledning. En ventil i rørledningen blir så brått stengt og luftstrømmen stanser opp. En slik oppbremsing innebærer i prinsippet at luftens energiinnhold blir endret fra entalpi til indre energi, dvs.  $h_1 = u_2$ , som gir følgende:

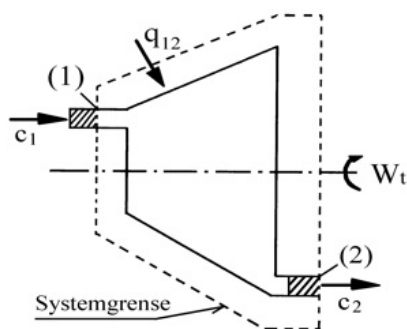
$$c_p \cdot T_1 = c_v \cdot T_2 \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \frac{c_p}{c_v} = 315 \cdot \frac{1,005 \text{ kJ/kg}}{0,715 \text{ kJ/kg}} = 441 \text{ K} = 168^\circ\text{C}$$

Temperaturen øker altså fra 42°C til 168°C.

## Teknisk arbeid (Wt)

Vi ser på arbeidsprosesser i åpne system (strømningsmaskiner).

I figuren under er vist eksempel på et åpent system, der det foregår en kontinuerlig massestrøm gass/damp gjennom en turbin. Ved analyse av slike åpne system ser vi på stofftilstanden ved innløp (1) og utløp (2) av det valgte systemet.



For systemet vist i figuren får vi energiligningen:

f(x)

$$q = h_2 - h_1 + W_t + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \cdot 10^{-3}$$

$q$  = varmeoverføring (kJ/kg)

$h_1$  = entalpi inn (kJ/kg)

$h_2$  = entalpi ut (kJ/kg)

$W_t$  = teknisk arbeid (kJ/kg)

$c_1$  = hastighet inn (m/s)

$c_2$  = hastighet ut (m/s)



Ved mange tekniske beregninger er forskjell i hastighet inn og ut av strømningsmaskiner liten og vi kan derfor sløyfe hastighetsleddet i ligningen. Videre er massestrømmen oftest så stor at det ikke er tid til noen varmeoverføring av betydning og vi kan derfor også sette overført varme  $q = 0$ .

For de fleste strømningsmaskiner (dampmaskiner, turboladere og gassmaskiner mv.) får vi da følgende uttrykk for teknisk arbeid ( $w_t$ ):

$$w_t = h_1 - h_2 \text{ (kJ/kg)} \quad (1)$$

Spesifikt teknisk arbeid (akselarbeidet) er altså lik arbeidsmediets spesifikke entalpiendring.

Ved å multiplisere med massestrømmen får vi akseleffekten (P):

$$P(\text{kW}) = m \cdot (\text{kg/s}) \cdot w_t \text{ (kJ/kg)} = m \cdot (\text{kg/s}) \cdot (h_1 - h_2) \text{ (kJ/kg)} \quad (2)$$

For gasser beregner vi entalpiendringer slik;  $(h_1 - h_2) = c_p \cdot (T_1 - T_2)$ , mens vi for damp må avlese entalpien i mollier-diagram eller damptabeller, dette fordi damp ikke følger gasslovene.

\*Merk at det er ingen forskjell mellom de to typer arbeid. Både mekanisk arbeid (W) og teknisk arbeid ( $w_t$ ) er definert på samme måte; Arbeid = kraft $\times$ vei. Forskjellen er i korthet at mekanisk arbeid er utledet for en lukket prosess, mens teknisk arbeid er utledet for en åpen prosess. Dette betyr at formlene vi bruker er forskjellige, mens arbeidet vi får ut er likeverdig. \*



**MERK**

***Merk også at formler for teknisk arbeid i formelsamlingen gjelder kun for tapsfrie prosesser og er derfor ikke gyldige for virkelige maskiner.***

**Ved beregning av teknisk arbeid bruker vi derfor formel (1) eller (2), som vist over.**

### 1.1.3 Energikvalitet og entropi

De ulike energiformer kan i stor grad omformes. I en forbrenningsmotor skjer denne omformingen ved at kjemisk bundet energi blir frigjort ved forbrenning og omformet til varme. Varmen gir økning av trykkenergien, og via stempel og veivstang blir denne trykkenergien omformet til mekanisk arbeid på veivakselen. Dette arbeidet får vi ut i form av et dreiemoment, som for eksempel kan dreie hjulene på en bil. Dermed går det mekaniske arbeidet over til kinetisk energi.

Dersom motoren driver en vannpumpe, vil pumpa omforme det mekaniske arbeidet til trykkenergi (økt vanntrykk), stillingsenergi (pumpe til et høyere nivå) eller økt bevegelsesenergi (vannets hastighet øker). Elektrisk energi og varme er de energiformer som er mest brukt i praksis. Av disse kan elektrisk energi stort sett ubegrenset omformes til såvel varme som til de fleste andre energiformer. At vi ikke får omdannet all den elektriske energien til for eksempel mekanisk energi, skyldes en «ufullkommen» maskin, det finnes altså ingen naturlov som forbyr dette.

Ved studie av varmekraftmaskiner er det viktig å være klar over at det ifølge 2. hovedsetning bare er mulig å omforme varme til arbeid dersom vi samtidig bortfører en del av varmen.

Generelt gjelder altså at noen energiformer er ubegrenset mulig å omforme (høyverdige), mens andre bare er begrenset mulig eller umulig å omforme til andre energiformer[<sup>2</sup>]. De viktigste energiformer i denne sammenheng er:

<b>*Energi som kan omformes ubegrenset* (Høyverdige)</b>	<b>Energi som i begrenset grad kan omformes (Kvalitet - temperaturavhengig)</b>	<b>Energi som ikke direkte kan omformes som er i likevekt med omgivelsene* (Lavverdige)</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mekanisk energi</li> <li>• Elektrisk energi</li> <li>• Potensiell energi</li> <li>• Kinetisk energi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Indre energi med <math>T &gt; T_{omg}</math></li> <li>• Varme med <math>T &gt; T_{omg}</math></li> <li>• Kjemisk energi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Indre energi i omgivelser og i system</li> <li>• Varme ved omgivelsestemperatur</li> <li>• Trykkenergi (pv) ved omgivelsestrykk</li> </ul>

Merk at lavverdig energi også kan omformes, f.eks. i varmepumper e.l., men dette krever altså samtidig bruk av energi i form av arbeid.

Bruken av 2. hovedsetning, også kalt entropiloven, blir ofte knyttet til begrepet entropi. Før vi går videre skal vi derfor introdusere begrepet entropi. Se neste side.

## Entropi (s)

!

### ENTROPI

Entropi[<sup>3</sup>] er en «konstruert» størrelse, opprinnelig utledet som en følge av 2. hovedsetning.

*Entropi er med andre ord et teoretisk eller abstrakt begrep, som vi derfor ikke kan forklare (mange har uten hell, gjort forsøk på dette opp gjennom årene).*

For gasser får vi ved utledning, følgende formler for entropiendring ( $\Delta s$ ), (se formelsamling):

f(x)

### FORMEL FOR ENTROPIENDRING

$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{kJ/kgK})$$

Eller:

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{kJ/kgK})$$

Det kan også vises (sløyfes her) at overført varme ( $q$ ) er bestemt ved:

$$q = \int_1^2 T ds \quad (\text{kJ/kg}) \quad (= \text{flate i Ts-diagrammet})$$

Ligningen for ( $q$ ) uttrykker at *flater i Ts-diagrammet = overført varme*.

Ifølge 2. hovedsetning gjelder at entropien alltid øker for en virkelig prosess. Vi kan derfor si at flater i Ts-diagrammet utgjør enten overført varme eller friksjonsvarme, eller en kombinasjon av disse.

For praktisk bruk gjelder altså følgende sammenheng:

- **For strømningsmaskiner** (turboladere, dampturbiner, gassturbiner mv.) er massestrømmen så stor at overført varme per kg arbeidsmedium er ubetydelig, herav følger at:

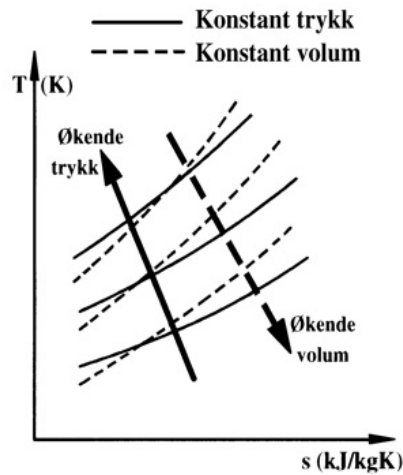
\*Flater i Ts-diagrammet  $\approx$  «**friksjonsvarme**». \*

- **For stempelmaskiner** antar vi tilsvarende at indre friksjonstap er ubetydelige og vi får da at:

Flater i Ts-diagrammet  $\approx$  «**overført varme**».

## Ts- og hs-diagram for gasser

Ts- og hs-diagram for gasser har entropi ( $s$ ) som horisontal akse og henholdsvis absolutt temperatur i Kelvin og entalpi ( $h$ ), som regel i kJ/kg, som vertikal akse.



Ts-diagram (ideell gass)

I figuren over er vist et Ts-diagram for gasser.

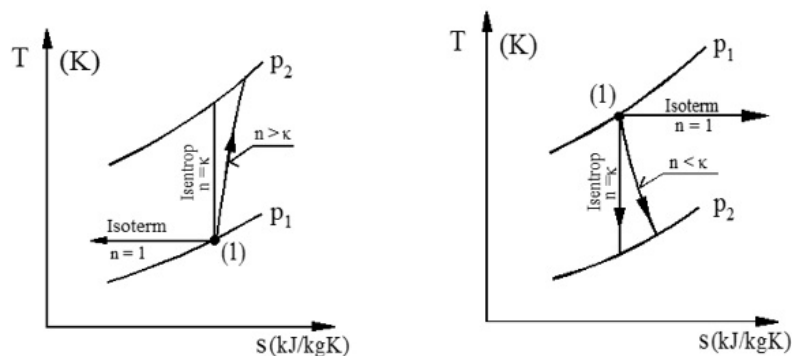
Linjer for konstant trykk (isobarer) er heltrukne, og linjer for konstant volum (isokorer) er stiplet.

**Isobaren** har stigning fra  $30^\circ$  til  $60^\circ$ , med linjer for økende trykk oppover mot venstre, som vist med pil på figuren.

**Isokoren** er "brattere" enn isobaren, med linjer for økende volum nedover mot høyre, som vist med stiplet pil. For ideell gass er  $\Delta h = c_p \cdot \Delta T$ . Dette innebærer at skisser av prosesser i Ts- og hs-diagrammet blir likeformet, men har forskjellig skala.

Merk derfor at  $\Delta T$  er en temperaturdifferanse i K, mens  $\Delta h$  er endring av energi i kJ/kg.

For skissering i Ts eller hs diagram kan vi som regel, anta at  $\kappa = 1,4$  som gjelder for luft. Men merk at en isentrop alltid er vertikal, også når ( $\kappa$ ) er forskjellig fra 1,4.



Figuren viser skisse av kompresjon og ekspansjon av gass i Ts-diagram.

Kompresjon Ekspansjon

Merk at for strømningsmaskiner (turboladere, kompressorer og dampturbiner mv.), der vi som nevnt, kan sette  $q = 0$ , vil både kompresjons- og ekspansjonskurver alltid «gå» mot høyre i Ts- eller hs-diagram, og flaten under kurven i Ts diagrammet utgjør i prinsippet friksjonsvarme.

Merk videre at ved struping av gass eller damp er entalpien konstant, dvs. «strupelinjer» i hs diagrammet er horisontale.

## 1.1.4 Kretsprosess og termisk virkningsgrad

### Termisk virkningsgrad - definisjon

I en varmekraftmaskin blir varmeenergi omdannet til arbeid ved at arbeidsmediet gjennomgår en kretsprosess, slik det skjer i en motorsylinder eller et damp turbinanlegg.

Termisk virkningsgrad for kretsprosessen er definert ved den andel av tilført varme som blir omdannet til nyttig arbeid:

f(x)

#### TERMISK VIRKNINGSGRAD

$$\eta_t = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{W(kJ)}{Q_t(kJ)} = \frac{W}{m_B \cdot h}$$

$Q_t$  = tilført varme (kJ)

$Q_b$  = bortført varme (kJ)

$W$  = nyttig arbeid (kJ)

$m_B$  = tilført brennoljemengde (kg)

$h$  = brennverdi (kJ/kg)

For stempelmotorer anvender vi to typer termisk virkningsgrad.

f(x)

#### INDIKERT TERMISK VIRKNINGSGRAD

$$\eta_i = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{P_i}{Q_t}$$

$P_i$  = indikert effekt (effekt utviklet i sylinder) (kW)

$Q_t = \dot{m}_b(\text{kg/s}) \cdot h(\text{kJ/kg})$  (= tilført varme) (kW)

$Q_b$  = bortført varme (kW)

$\dot{m}_B$  = tilført brennstoff mengde (kg/s)

$h$  = brennstoffets brennverdi (kJ/kg)

Indikert termisk virkningsgrad ( $\eta_i$ ) gir et mål på hvor stor del av tilført varme med brennstoffet, som omformes til (indikert) effekt eller arbeid i sylinderen.

**Effektiv termisk virkningsgrad:**

$$\eta_e = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{P_e}{Q_t}$$

$P_e$  = akseffekt (kW)

Effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ ) gir et mål på hvor stor del av tilført varme som kommer motorens utgående aksel til gode.

Ved å dividere med  $P_e$  får vi en alternativ formel for effektiv termisk virkningsgrad:

$$\eta_e = \frac{1}{b_e \cdot h} = \eta_i \cdot \eta_m$$

$b_e$  = effektivt spesifikt brennstoff-forbruk (kg/MJ)  
 $h$  = brennverdi (MJ/kg)

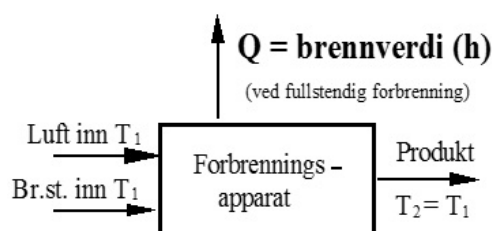
Merk at spesifikt brennstoff-forbruk og termisk virkningsgrad er omvendt proporsjonale.

!

## BRENNVERDI (H) - DEFINISJON

Brennverdien ( $h$ ) er den varmemengden ( $Q$ ) som vi må fjerne fra forbrenningsproduktene etter en fullstendig forbrenning, for å kjøle disse ned til opprinnelig temperatur av luft-/brennstoff- blandingen.

Brennverdien ( $h$ ) er altså et mål på energiinnholdet i et brennstoff og blir brukt for å beregne tilført varme til ulike maskiner.



Figuren viser prinsippet for måling av brennverdien.

For faste og flytende brennstoffer oppgir vi vanligvis brennverdien i kJ/kg eller MJ/kg, mens vi for gassformige brennstoffer gjerne bruker kJ per normal kubikkmeter (MJ/nm<sup>3</sup>).

Måling av brennverdi (1 nm<sup>3</sup> = 1 m<sup>3</sup> ved 0 °C og 1 bar).

### Øvre/nedre brennverdi:

Ved forbrenning av hydrogen dannes det vann som på grunn av den høye temperaturen opptrer i dampform. Vannets fordampnings varme er bundet og kan derfor ikke omdannes til arbeid.

For flytende brennstoffer utgjør denne fordampningsvarmen i størrelse ca. 2500 kJ/kg, men er avhengig av mengde hydrogen i brennstoffet.

Det er derfor innført to typer brennverdi, øvre og nedre, der øvre brennverdi inkluderer vannets fordampningsvarme, mens nedre brennverdi er fratrukket denne varmen.

En brennolje som har en øvre brennverdi på 42500 kJ/kg, får dermed en nedre brennverdi på (42500 - 2500) = 40000 kJ/kg.

I SI-systemet er referansetemperaturen for brennverdien satt til 25°C (77°F). På figuren tilsvarer dette at  $T_1 = T_2 = 298$  K.

I andre sammenhenger bruker vi andre referansetemperaturer, for eksempel 20°C eller 0°C, men forskjellen er uansett ubetydelig for alle praktiske formål.



## MERK

Merk at **øvre brennverdi er standard i SI-systemet.**

Praksis med hensyn til bruk av øvre eller nedre brennverdi er ellers forskjellig fra land til land, men så lenge vi ikke blander begrepene har dette ingen praktisk betydning.

## Maksimal termisk virkningsgrad

Mens de fleste virkningsgrader vi bruker i teknikken, har den egenskapen at de ved tekniske forbedringer teoretisk kan nærme seg tallet 1, er dette ikke tilfelle med termisk virkningsgrad.

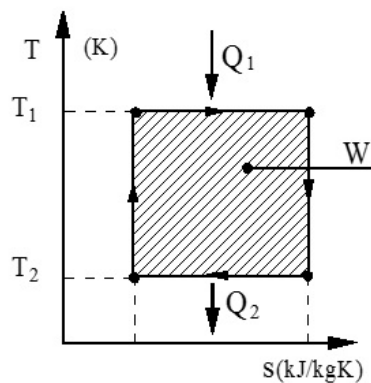


## MERK

Ifølge 2. hovedsetning er det nemlig umulig å omdanne en bestemt varmemengde til samme mengde arbeid.

## Carnot virkningsgraden

Det største arbeid vi teoretisk kan utvinne mellom to temperaturnivå, oppnår vi ved den såkalte Carnot prosessen. Prosessen har fått navn etter den franske ingeniøren Sadi Carnot, som foreslo den allerede i 1824.



*Carnot prosess*

Carnot prosessen er definert som en reversibel (tapsfri) kretsprosess, sammensatt av to isotermer og to isentroper, som vist i figuren.

- $T_1$  = temperatur ved varmetilførsel (K)
- $T_2$  = temperatur ved varmebortføring (K)
- $Q_1$  = tilført varme (kJ)
- $Q_2$  = bortført varme (kJ)
- $W$  = netto arbeid (kJ)

Carnot virkningsgraden:

f(x)

### CARNOT VIRKNINGSGRAD

$$\eta_c = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{\Delta s \cdot (T_1 - T_2)}{\Delta s \cdot T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad [1]$$

Her er  $T_1$  temperatur ved varmetilførsel og  $T_2$  er omgivelsestemperaturen. Av figuren over ser vi at  $\Delta s$  utgjør to like store entropiendringer og kan derfor strykes i ligningen.

Av [1] følger at termisk virkningsgrad øker dersom ( $T_1$ ) øker og ( $T_2$ ) avtar. Av disse er ( $T_2$ ) bestemt av omgivelsestemperaturen i luft eller vann, som vi i liten grad kan påvirke.

Temperatur for varmetilførselen ( $T_1$ ) kan vi derimot påvirke, idet vi kan oppfatte den som kompresjons- eller forbrenningstemperaturen i for eksempel en dieselmotor.

Ved å øke kompresjonstemperaturen ( $T_1$ ), vil altså termisk virkningsgrad øke. Men i praksis må temperaturen begrenses av flere årsaker, blant annet fordi høy temperatur svekker material- styrken og medfører ofte varmespenninger i godset, som i sin tur kan føre til sprekkdannelser.

Av andre forhold som påvirker temperaturnivået kan vi nevne miljøkrav med hensyn til utslipp av  $\text{NO}_x$  gasser, noe som i praksis innebærer at forbrenningstemperaturen bør holdes under omkring  $1500^\circ\text{C}$  dersom vi ønsker å begrense utslippene av  $\text{NO}_x$  gasser.

Termisk virkningsgrad for varmekraftmaskiner kan altså i beste fall nærme seg Carnot- virkningsgraden, men i praksis må vi regne med lavere verdi, blant annet fordi Carnot prosessen forutsetter tapsfrie delprosesser, som i praksis er umulig å realisere.

Carnot prosessen er ellers ikke praktisk gjennomførbar for vanlige varmekraftmaskiner. (Kan imidlertid bli brukt som idealprosess for den såkalte «Stirling» motoren (Svenske ubåter har slike motorer) men denne prosessen blir ikke behandlet i dette kompendiet.

For kulde- og varmepumpeprosesser er derimot Carnot prosessen velegnet som modell for virkelige prosesser. Men merk at kulde- og varmepumpeprosesser går «mot-urs» mens arbeids prosesser alltid går «med-urs».

#### Anmerkning til maksimal ( $\eta_e$ )

I praksis har store langsomt-gående 2-takts dieselmotorer høyest termisk virkningsgrad av alle varmekraft maskiner og kan ved optimal drift oppnå en effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ ) på inntil ca. 52 %. Dette kommer vi tilbake til senere.

## 1.1.5 Varmeoverføring

### Innledning

Problemer i forbindelse med varmeoverføring går igjen i en rekke tekniske oppgaver, de er bestemmende for dimensjonering av kuldeanlegg og kjeler mv. og de dukker opp ved formgivingen av for eksempel støpegods (varmespenninger).

I en varmeveksler er problemet å få overført så stor varmemengde som mulig.

Varme kan overføres på tre prinsipielt ulike måter:



## VARMEOVERFØRING

- 1) **Ledning** (i faste stoffer, samt stillestående væsker og gasser).
- 2) **Konveksjon** (i bevegelige væsker og gasser).
- 3) **Stråling**, (dvs. uten noe "bæremedium").

I tillegg nevnes et fjerde prinsipp for varmeoverføring, nemlig fordampning eller diffusjon.

I faste stoffer blir varme overført mest ved ledning, da de fleste faste stoffer er ugjennomtrengelige for varmestråling.

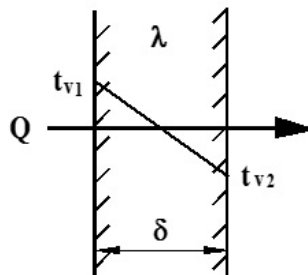
Varmeoverføring ved konveksjon kan skje på to måter:

- Ved påtvunget strømning blir væsken eller gassen drevet forbi hete- eller kjøleflatene ved hjelp av pumper eller vifter.
- Ved den frie strømning eller egenkonveksjon oppstår strømningene nettopp som følge av at hete- eller kjøleflaten gir lokale tetthetsendringer, på grunn av lokale temperaturforskjeller.

I tekniske anlegg virker ofte alle tre arter av varmeoverføring sammen, i en dampkjel blir for eksempel varmen fra forbrenningsgassene overført til rørene ved stråling og konveksjon, ved ledning blir varme ført gjennom rørveggen, og ved ledning og konveksjon blir varmen overført til vannet.

### Varmeledning

Vi betrakter en plan vegg, og forutsetter stasjonære forhold, dvs. at forholdene ikke endres med tiden. Figuren under viser temperaturforløpet ved stasjonær varmeledning gjennom en plan vegg, der  $t_{v1}$  og  $t_{v2}$  er temperaturene på hver side av vegg.



Varmeledning

## f(x)

### VARMESTRØM

Varmestrøm ( $Q$ ) gjennom vegg blir:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (t_{v1} - t_{v2}) \text{ (W)}$$

$\lambda$  = varmeledningstall (W/mK)

$A$  = veggflate (m<sup>2</sup>)

$\delta$  = veggtykkelse (m)

$t_{v1}$  = temperatur (varm side) (°C)

$t_{v2}$  = temperatur (kald side) (°C)

Varmeledningstallet ( $\lambda$ ) varierer sterkt for ulike stoff. Elektriske ledere (metaller) leder som regel også varme godt, mens dielektriske stoffer (stein, glass og keramikk) har lav varmeledningsevne. Porøse stoffer, tre, tøy, glassvatt og skumplast leder varme meget dårlig, fordi luft som fyller porene er en dårlig varmeleder.



Tabellen viser varmeledningsevnen ( $\lambda$ ) i (W/mK) for noen stoff

Stoff	Varmeledningsevne W/mK
Sølv	418
Glass	0,7 - 1,0
Kobber	398
Granitt	2,0 - 4,0
Stål	45
Betong	0,3 - 1,0
Is	2,2
Papir	0,12 - 0,3
Vann	0,6
Luft	0,025

### EKSEMPEL

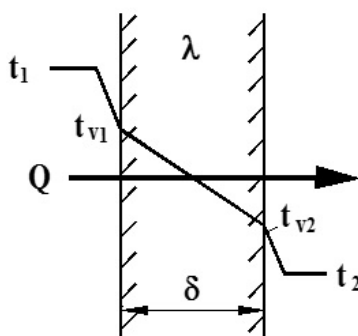
#### Eksempel varmeledning

En 3 mm tykk metallplate med varmeledningstall ( $\lambda$ ) = 17,3 W/mK skiller to vannmengder. Platens temperatur er 55°C på den ene siden og 20°C på den andre. Bestem varmestrøm gjennom 1 m<sup>2</sup> av platen.

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (t_{v1} - t_{v2}) = \frac{17,3(W/mK)}{0,003(m)} \cdot 1(m^2) \cdot (55 - 20)(^{\circ}C) = 202 \text{ kW}$$

### Varmegjennomgang, k - verdi

For de fleste varmevekslere kjenner vi ikke skilleveggs overflatetemperaturer, men bare fluidtemperaturer på begge sider. I figuren under er vist temperaturforløpet ved samtidig konveksjon og ledning gjennom en plan vegg.



Overført varme kan uttrykkes ved følgende tre ligninger:

f(x)

## OVERFØRT VARME

*Varmeovergang* fra fluid til vegg:

$$Q = \alpha_1 \cdot A \cdot (t_1 - t_{v1}) \text{ (W) [1]}$$

$\alpha$  = varmeovergangstall (W/m<sup>2</sup>K)

*Varmeledning* gjennom vegg:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (t_{v1} - t_{v2}) \text{ (W) [2]}$$

*Varmeovergang* fra vegg til fluid:

$$Q = \alpha_2 \cdot A \cdot (t_{v2} - t_2) \text{ (W) [3]}$$

Av [1], [2] og [3] får vi:

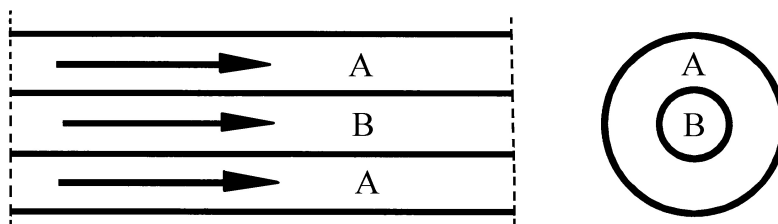
$$Q = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2) \text{ (W)}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \text{varmegjennomgangstall (W/m}^2\text{K)}$$

## Varmeoverføring i varmevekslere

### Medstrøm varmeveksler

I det foregående har vi behandlet varmeutveksling mellom to væsker (eller gasser) atskilt fra hverandre ved en vegg, under den forutsetning at temperaturen på begge sider av vegg var konstant. I de fleste varmevekslere endrer temperaturen seg for begge fluid, og vi må da regne med en midlere temperaturdifferanse.

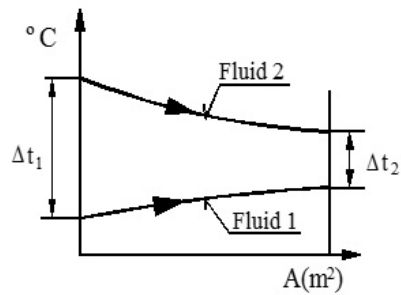


Medstrøms varmeveksler, forenklet

Figuren viser en varmeveksler, der begge fluid føres inn fra samme ende av to konsentriske rør. Dette kaller vi medstrøms arrangement.

Midlere temperaturdifferanse mellom fluidene kan vi beregne på flere måter, men mest brukt er den såkalte midlere logaritmiske temperaturdifferanse, ofte kalt MLTD.

Neste figur viser temperaturforløpet for medstrøms arrangement.



Temperaturdiagram for medstrøms arrangement

f(x)

### OVERFØRT VARME (Q):

Overført varme (Q):

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \text{ (W)}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \text{ (K)}$$

$$\Delta t_m = \text{MLTD (K)}$$

$\Delta t_1$  = temperaturforskjell innløp i °C

$\Delta t_2$  = temperaturforskjell utløp i °C

!

### NB!

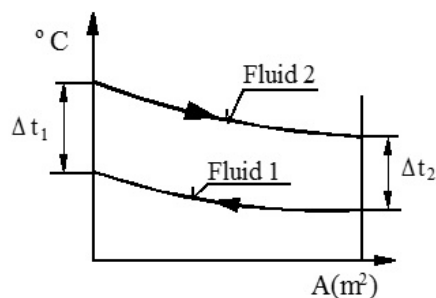
Formelen for ( $\Delta t_m$ ) eller MLTD inneholder som vi ser, en «naturlig» logaritmefunksjon, derav navnet midlere logaritmisk temperatordifferanse. Funksjonen fremkommer ved matematisk utledning av midlere temperatordifferanse mellom to fluid, og vi kan oppfatte den som en form for midlere temperatordifferanse.

Som kontroll ved beregninger kan vi derfor si at MLTD må ligge et sted mellom største og minste temperatordifferanse.

### Motstrøm varmeveksler

En annen mulighet for føring av væsker i en varme-veksler er *motstrøm*, se figur. Men merk at formler for overført varme og midlere logaritmisk temperatordifferanse er like for med- og motstrøms varmevekslere.

Overført varme (Q):



Temperaturdiagram for Motstrøms-arrangement

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \text{ (W)}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \text{ (K)}$$

$$\Delta t_m = \text{MLTD (K)}$$

$k$  = varmegjennomgangstall ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )

$A$  = areal ( $\text{m}^2$ )

Ved motstrømsarrangement kan det forekomme at  $(\Delta t_1)$  er lik, eller nesten lik  $(\Delta t_2)$ . Formelen for  $(\Delta t_m)$  gir da et ubestemt uttrykk, (null over null) som ikke gir mening. I slike tilfeller kan vi anvende følgende formler:

**f(x)**

#### ARITMETISK MIDDELTEMPERATURDIFFERANSE

$$\Delta t_M = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} \text{ (K)}$$

Eller:

$$\Delta t_m = \sqrt{t_1 \cdot t_2}$$

En tredje mulighet for føring av væsker i en varmeveksler er kryss-strøm, der fluidene blir ført på tvers av hete- eller kjøleflaten. Forholdene blir da mer komplekse og vi må da beregne midlere temperaturdifferanse ved hjelp av empiriske formler. Tas ikke med her.

Generelt gjelder at motstrømsarrangement gir mindre kjøler-areal enn medstrøms arrangement, mens kryss-strøm ligger et sted mellom disse. I praksis tilstreber vi derfor motstrømsarrangement dersom ikke andre forhold hindrer dette.

#### Eksempel - Varmeveksler

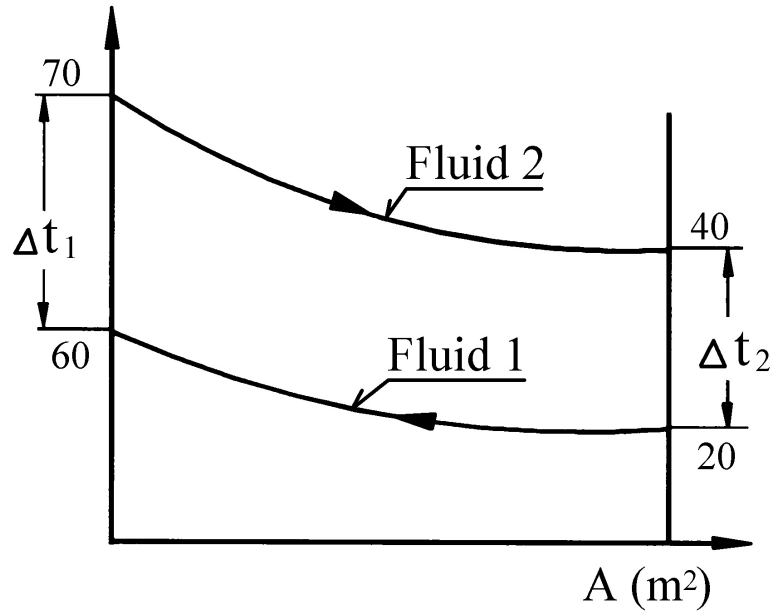
##### EKSEMPEL - VARMEVEKSLER

I en varmeveksler kjøles olje fra  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  til  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  i motstrøm av ferskvann med temperatur inn på  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  og ut  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Massestrøm olje er  $4 \text{ kg/s}$ ,  $c_{\text{olje}} = 1,9 \text{ kJ/kgK}$ ,  $k = 0,52 \text{ kW/m}^2\text{K}$ .

Bestem:

- Midlere logaritmisk temperaturdifferanse.
- Overført varme i kW.
- Nødvendig kjøleflate og massestrøm vann.

Skisse av temperaturforløpet:



a) Temperatur differanser:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= 70 - 60 = 10 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= 40 - 20 = 20 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_m &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{10 - 20}{\ln \frac{10}{20}} = 14,4 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

b) Overført varme:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t_o = 4(\text{kg/s}) \cdot 1,9(\text{kJ/kgK}) \cdot (70 - 40)(\text{K}) = 228 \text{ kW}$$

c) Kjøler areal (A):

$$\begin{aligned}Q &= k \cdot A \cdot \Delta t_m \Rightarrow \\ A &= \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{228(\text{kW})}{0,52\text{kW/m}^2\text{K} \cdot 14,4(\text{K})} = 30,5 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Vi har at:  $Q = \dot{m} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot c_{\text{vann}} \cdot \Delta t_{\text{vann}} (\text{K})$  og får:

$$\text{Massestrøm vann } \dot{m} = \frac{Q}{c_v \cdot \Delta t_v} = \frac{228(\text{kW})}{4,2(\text{kJ/kgK}) \cdot (60-20)\text{K}} = 1,35 \text{ kg/s}$$

## 1.1.6 Fuktig luft

### Innledning

Kroppens temperaturbalanse blir opprettholdt ved at vann fordamper fra huden (og under anstrengelse ved svetting). Størrelsen av denne avdunsting er sterkt avhengig av luftfuktigheten, som derfor har stor betydning for vårt velvære.

Også for maskineri er luftfuktigheten av stor betydning, spesielt gjelder dette for dieselmotorer som krever relativt stor luftgjennomgang. For metalliske materialer er det særlig korrosjonsfaren som har betydning, mens det for elektriske anlegg er isolasjonsmotstanden som blir påvirket.

### Relativ fuktighet

Fuktighet i luft kan angis på flere måter, for eksempel som fuktighetsgrad ( $x$ ) i gram vann per kg tørr luft.

En annen og mer vanlig betegnelse er relativ fuktighet ( $\phi$ ):

$$\phi = \frac{p_D}{p_m}$$

$p_D$  = vanndampens virkelige partialtrykk i lufta (Pa)  
 $p_m$  = vanndampens metningstrykk (Pa)

Ved relativ fuktighet ( $\phi$ ) = 1 er luften mettet med vanndamp.

Forholdet  $p_D/p_m$  er ellers omtrent lik forholdet mellom virkelig fuktighetsgrad i luften og fuktighetsgrad for mettet luft ved samme temperatur.

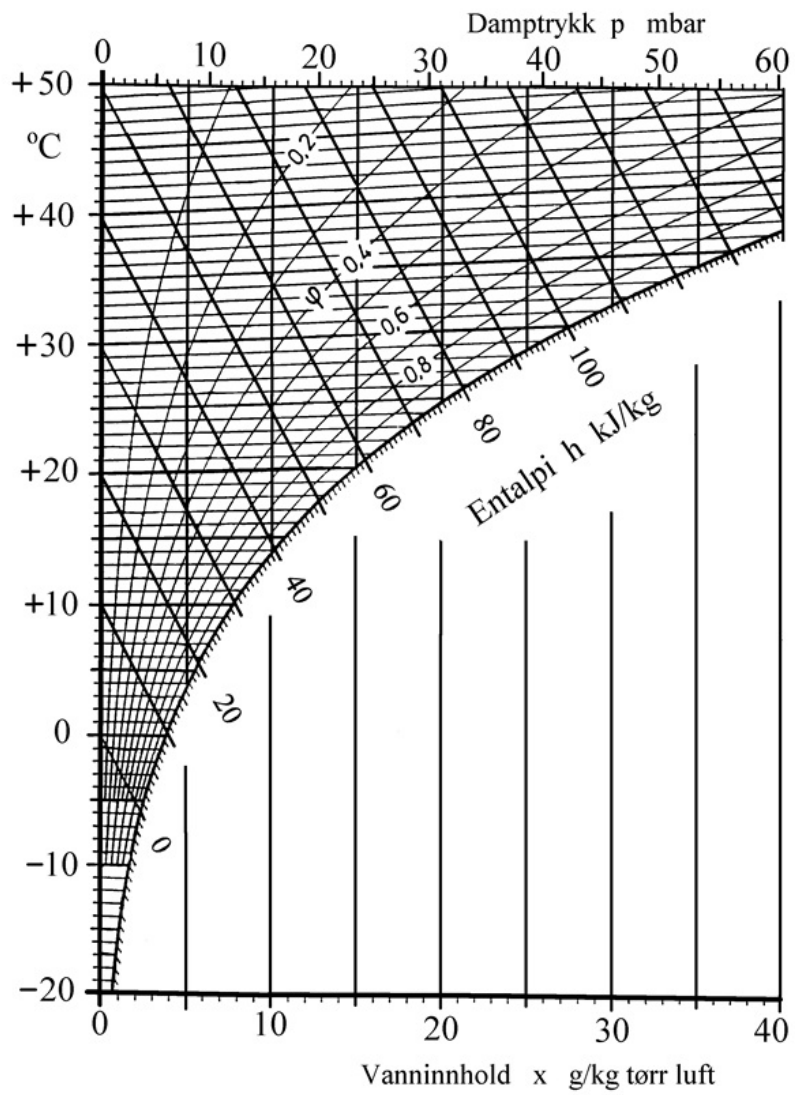
$$\phi = \frac{p_D}{p_m} \approx \frac{x_1}{x_m}$$

$x_1$  = virkelig vanninnhold i g/kg ved tilstand (1)  
 $x_m$  = vanninnhold for mettet luft ved samme temperatur ( $t_1$ )

En fuktighetsgrad på for eksempel 0,8 vil altså tilsvare en relativ fuktighet på ca. 80 %. I praksis bruker vi derfor begge begrepene om hverandre.

### Mollier diagram for fuktig luft

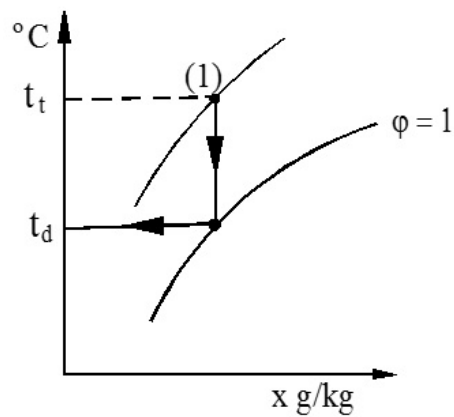
Figuren under viser et Mollier-, også kalt h-x diagram for fuktig luft. Diagrammet har temperatur i °C langs vertikalaksen og vanninnhold  $x$  i g/kg tørr luft langs horisontalaksen. **Metningslinjen** er grensen for hvor mye vann luften kan inneholde, dvs. relativ fuktighet ( $\phi$ ) = 1. Over metningslinjen finner vi linjer for varierende relativ fuktighet ( $\phi$ ). Linjer for **konstant entalpi** ( $h$ ) går på skrått oppover (mot venstre) i diagrammet.



Mollier diagram for fuktig luft

### Duggpunkt

Duggpunktet, eller duggpunktstemperaturen er den temperaturen luften har når den ved avkjøling, begynner å skille ut vann.



I h-x diagrammet finner vi duggpunktet ved å trekke en vertikal linje fra tilstandspunkt (1) ned til skjæring med metningslinjen, som vist i figuren.

Duggpunktstemperaturen ( $t_d$ ) kan vi deretter avlese som vist på figuren.

Merk at luftens vanninnhold ( $x$ ) ikke endres under avkjølingen.

Duggpunkts-bestemmelse

### Eksempel - Duggpunkts-bestemmelse

En luftmengde har tørr temperatur på 22°C og relativ fuktighet ( $\phi$ ) = 0,5 og vi ønsker å bestemme luftens duggpunkt.

(Merk at tørr temperatur  $t_t$  er lufttemperaturen målt med et vanlig termometer).

Vi bruker Mollier-diagram for fuktig og går frem som vist i figuren over.

- Først avsettes tilstandspunkt (1) i diagrammet,
- deretter trekker vi en vertikal linje ned til skjæring med metningslinjen.

I eksempelet avleser vi duggpunktstemperaturen ( $t_d$ ):

$$t_d \approx 11^\circ\text{C}$$

## Fukting av luft

Fukting av luft kan foregå ved at vi enten sprøyter inn vann eller vanndamp. Om vi tilfører ( $m_w$ ) kg vann med entalpi ( $h_w$ ), til ( $m_L$ ) kg luft, finner vi vanninnhold og entalpi av:

$$\text{Vanninnhold: } x_{bl} = x_1 + \frac{m_w}{m_L} \quad (1)$$

$$\text{Entalpi: } h_{bl} = h_1 + \frac{m_w \cdot h_w}{m_L} \quad (2)$$



Ligning (2) skrevet som differensialligning:

$$dh_{bl} = d \left( \frac{m_w}{m_L} \right) h_w = dx \cdot h_w \Rightarrow \frac{dh}{dx} = h_w \quad (3)$$

Av ligning (3) følger at luftens tilstandsending må foregå langs en rett linje med stigning bestemt ved:

$$\frac{dh}{dx} = h_w = \text{spesifikk entalpi for tilført vann eller damp.}$$

Når vi tilfører vann (i dråpe-form) er entalpien av tilført vann ( $m_w \cdot h_w$ ) svært liten i forhold til luftens entalpi og vi kan derfor anta at tilstandsendingen foregår ved konstant entalpi. Slike forhold vil vi ha når vann blir tilført i dråpe-form, f.eks. ved bruk av en luft-fukter.

Når vi tilfører vann i dampform, vil tilført entalpi også bestå av vannets fordampningsvarme. Da vannets fordampningsvarme er relativt høy (ca. 2500 kJ/kg), vil blandingens entalpi øke merkbart. Luftens tilstandsending vil da foregå langs en rett linje parallelt med vanddampens entalpilinie i Mollier-diagrammet.

Anmerkning

Noen h-x diagram for fuktig luft har slike entalpilinjier inntegnet langs ytterkanten av diagrammet. Tilstandsendingens "retning" blir altså parallell med disse entalpilinjene.

### Eksempel - Luftfukting

#### EKSEMPEL - LUFTFUKTING

Luft med temp.  $t = + 30^\circ\text{C}$  og relativ fuktighet  $\phi = 0,4$  passerer en luft fukter og mettes med vann. Bestem (våt) temperatur etter befuktning og tilført vannmengde.

Fra tilstandspunktet:  $t = 30^\circ\text{C}$  og  $\phi = 0,4$  føres en linje parallelt med  $h = \text{konstant}$  - linjen til skjæring med metningslinjen. I skjæringspunktet avleser vi temperaturen  $t_{v\hat{a}t} = + 20^\circ\text{C}$ .

Vanninnholdet avleses på horisontalskalaen til  $x_1 = \text{ca. } 10,8 \text{ g/kg}$  før befuktning og  $x_2 = 14,8 \text{ g/kg}$  etter befuktning. Tilført vannmengde blir:

$$\Delta x = x_2 - x_1 = 14,8 - 10,8 = 4 \text{ g/kg}$$

### Eksempel - Fukting av luft med vann/damp

I en luftstrøm på 1000 kg/h med temperatur  $t_1 = 22^\circ\text{C}$  og  $\phi = 30 \%$ , blir tilført 2 kg vann/h med temperatur  $t_w = 15^\circ\text{C}$ .

- Hva blir blandingstilstanden?
- Hva blir blandingstilstanden dersom vi isteden for vann sprøyter inn en like stor mengde tørrmettet damp av 1 bar ( $h = 2675 \text{ kJ/kg}$ ).

### a) Vanninsprøyting

$$h_w = c_w \cdot (t_w - 0) = 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot (15 - 0) = 62,7 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{bl} = 0,0048 + \frac{2}{1000} = 0,0068 \text{ kg vann per kg tørr luft}$$

$$h_{bl} = 34 + \frac{2 \cdot 62,7}{1000} \approx 34 \text{ kJ/kg}$$

(Merk at vannets entalpi er ubetydelig i forhold til luftens entalpi og kan derfor sløyfes).

Vi går ut fra start tilstanden:  $t_1 = 22^\circ\text{C}$  og  $\phi_1 = 0,3$  og tegner en linje parallelt med  $h = \text{konstant}$ -linjen (på skrå nedover mot høyre). Videre vet vi at blandingstilstanden må ligge et sted på denne entalpilinjen. Vi trekker derfor en vertikal linje gjennom  $x_{bl} = 6,8 \text{ g/kg}$  til den skjærer entalpilinjen.

I h-x diagrammet avleser vi:

$$t_{bl} = 17,5^\circ\text{C} \text{ og } \phi = 55 \%$$

Ved innsprøyting av vann synker altså blandingstemperaturen. Dette har sin forklaring i at den varmen som skal til for å fordampe vannet (fordampningsvarmen) er tatt fra lufta, mens den varmen som blir tilført med vannet er ubetydelig og kan som nevnt, utelates.

### b) Dampinsprøyting

Ved innsprøyting av samme mengde damp blir blandingens vanninnhold uforandret, dvs.:

$$x_{bl} = 0,0068 \text{ kg/kg}$$

$$\text{Blandingens entalpi: } h_{bl} = 34 + \frac{2 \cdot 2675}{1000} \approx 39,5 \text{ kJ/kg}$$

Av h-x diagrammet avleses:

$$t_{bl} = 22,5^\circ\text{C} \text{ og } \phi \approx 40 \%$$

Ved innsprøyting av damp øker altså lufttemperaturen. Dette kan vi forklare ved at vannets fordampningsvarme blir tilført lufta, som derved blir oppvarmet.

## Vannutfelling i motorer

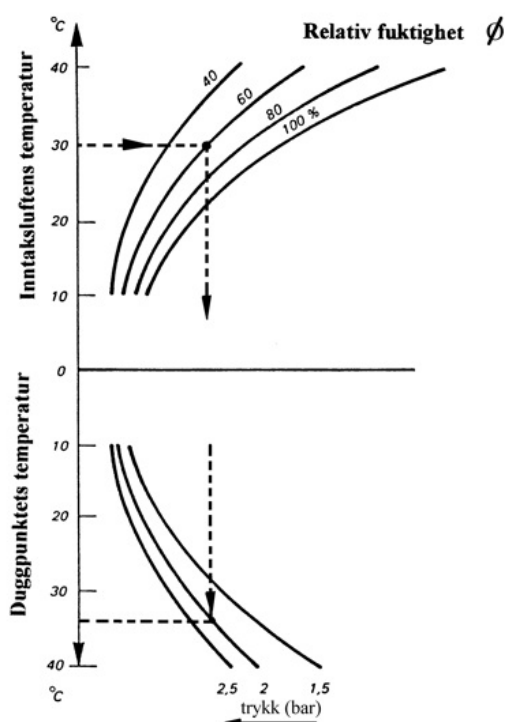
Ved atmosfæretrykk inneholder luft i størrelse 0,01 - 0,02 kg vann per kg luft. Om vi for eksempel betrakter en stor dieselmotor på omkring 100 000 kW, så har den en luftgjennomgang på omkring 100 000 kg/h, dvs. vannmengden i lufta utgjør mellom 1000 og 2000 kg/h. I tillegg kommer vann som blir dannet ved forbrenning av hydrogen i brennoljen.

Ved lav belastning, dvs. lave godstemperaturer er det fare for at deler av dette vannet kondenserer på foringen, noe som igjen kan føre til at smøreoljefilmen på foringen vaskes bort og at det oppstår korrosjon på foringen, særlig ved drift på tungolje.

Ved drift på tungolje vil svovel i oljen reagere med oksygen til svoveldioksid, en del av denne reagerer videre til svovel trioksid som sammen med fuktighet danner svovelsyregass.

Merk at på grunn av det høye trykket i sylindren er duggpunktstemperaturen relativt høy, opptil  $150^\circ\text{C}$ .

For å unngå driftsproblemer med hensyn til korrosjon, bort-vasking av smøreljefilmen på sylindervegger mv., bør vi derfor alltid holde spylelufttemperaturen over luftens dugg-punkts temperatur.



Figuren over viser eksempel på et hjelpediagram til å finne duggpunktet for spyleluften.

#### EKSEMPEL

Innsugsluft:  $t = 30^{\circ}\text{C}$ .  
Relativ fuktighet  $\phi = 60\%$ .  
Spyletrykk = 2 bar.

Vi avleser da duggpunktet ( $t_d$ ) til:  
 $t_d \approx 34^{\circ}\text{C}$

Om vi kjøler luften under  $34^{\circ}\text{C}$ , vil det altså bli felt ut vanndråper i spyle- systemet.

For å ha en viss margin mot vann- utfelling, er det vanlig praksis å kjøle spyleluften til omkring  $5 - 10^{\circ}\text{C}$  over duggpunktstemperaturen.

Typisk spylelufttemperatur er derfor omkring  $45$  til  $50^{\circ}\text{C}$ .

## Vannutfelling i trykkluftsystem

Det er som nevnt, alltid en viss mengde vann i luften. Dette vannet er også tilstede i komprimert luft. Når vi for eksempel bruker komprimert luft i trykkluftverktøy, vil gjenværende luft i tanken ekspandere til et lavere trykk, og temperaturen vil derfor synke.

Da kald luft kan inneholde mindre vann enn varm luft, blir derfor en del vann kondensert. Dette kan igjen føre til at smøremidlet i verktøyet blir vasket bort. Dersom temperaturen synker til under  $0^{\circ}\text{C}$ , kan det også oppstå isdannelse i verktøyet.

## Eksempel - Vannutfelling

### EKSEMPEL - VANNUTFELLING

Om vi for eksempel komprimerer luft av 20°C med relativ fuktighet ( $\phi$ ) = 0,4, så inneholder den ca. 6,5 g/m<sup>3</sup>.

Dersom denne luften blir komprimert til 800 kPa og deretter får kjøle til 20°C etter kompresjonen, vil det nye volumet være ca. 1/8 av det opprinnelige.

Dette innebærer at 1 m<sup>3</sup> luft med trykk 800 kPa vil inneholde:  $8 \cdot 6,5 = 52$  g vann. Men luft av 20°C kan inneholde høyst ca. 18 g vann per m<sup>3</sup>, da er den mettet. Forskjellen ( $52 - 18 = 34$  g), blir altså felt ut eller kondensert i trykklufttanken.

Dersom temperaturen synker ytterligere ved fortsatt bruk, vil det bli kondensert ut enda mer vann.

For å unngå driftsforstyrrelser bør det derfor monteres kondensutskillere på passende steder i et trykkluftsystem.

### NOTER

[^1]: Merk at for væsker er  $c_p = c_v$

[^2]: Omforming krever arbeid.

[^3]: Entropi er per definisjon et mål på uorden i et system.

# 1.2 Mekanikk

## 1.2.1 Kraft og bevegelse

Sammenhengen mellom kraft og bevegelse bygger på Newtons bevegelseslover:

f(x)

### NEWTONS 1. LOV (TREGHETSLOVEN):

Et legeme er i ro eller beveger seg med konstant hastighet langs en rett linje når summen av de ytre kreftene på legemet er lik null.

f(x)

### NEWTONS 2. LOV (KRAFTLOVEN)

Når et legeme med masse  $m$  blir påvirket av en kraft  $F$ , får legemet en akselerasjon  $a$  som er proporsjonal med kraften og omvendt proporsjonal med legemets masse.

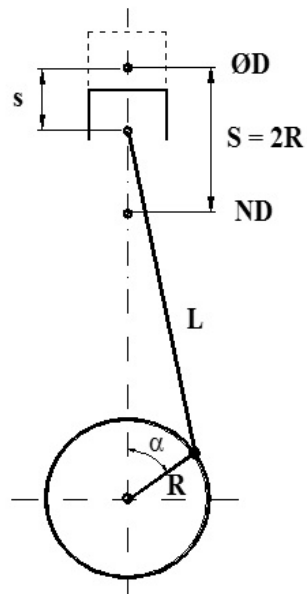
Newtons 2. lov:  $F = m \cdot a$  (N)  
 $F$  = resultantkraft (N = kgm/s<sup>2</sup>)  
 $m$  = masse (kg)  
 $a$  = akselerasjon (m/s<sup>2</sup>)

!

### MERK

Vi uttaler loven slik: *Kraft er lik masse ganger akselerasjon.*

## Stempelbevegelse



Stempel veiv-system, skjematisk.

For stempelbevegelsen gjelder følgende:

Stempelveien (s):

$$s = R \cdot (1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha) \text{ (m)}$$

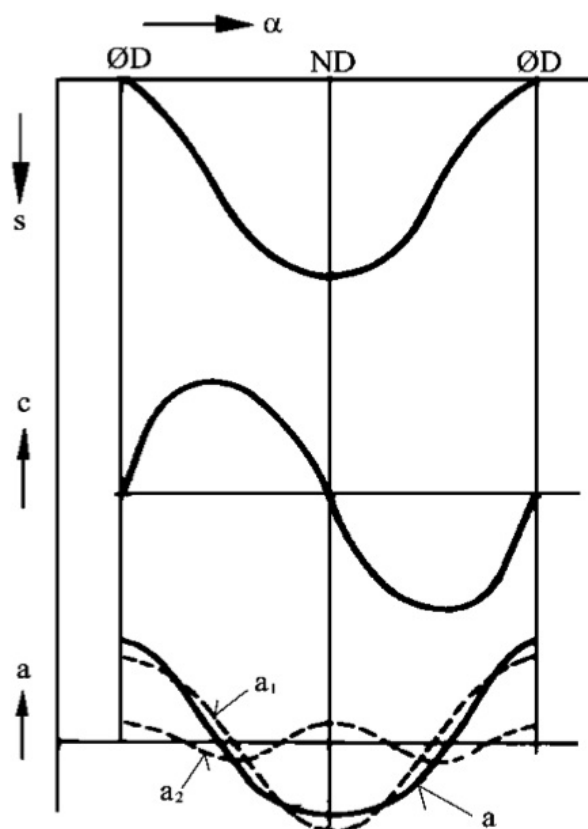
Stempelhastighet (c):

$$c = R\omega (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \text{ (m/s)}$$

Stempelakselerasjon (a):

$$a = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \text{ (m/s}^2\text{)}$$

s = stempelvei (regnet fra ØD) (m)  
R = veivradius (m)  
α = veivvinkel (regnet fra ØD)  
ω = 2πn = vinkelhastighet (s<sup>-1</sup>)  
L = veivstangslengde (m)  
λ =  $\frac{R}{L}$  = veivstangs-forholdet



Figuren over viser stempelbevegelsen for en hel omdreining av veivakselen.

Merk at akselerasjonen har sitt maksimum når stempelet passerer ØD og ND, mens hastigheten er null i ØD og ND.

På nederste figur er akselerasjonen (a) vist som hel-trukket linje. Men (a) kan også uttrykkes som summen av to ledd, kalt første og andre ordens akselerasjon:

$$a_1 = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \text{ (1. orden)}$$

$$a_2 = R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \alpha \text{ (2. orden)}$$

På figuren er  $a_1$  og  $a_2$  vist stiplet.

Stempelets hastighet og akselerasjon varierer altså i perioder på  $360^\circ$  ( $2\pi$  rad.).

### Eksempel - stempelbevegelse

En 2-takts motor har slaglengde  $S = 420$  mm, veivstangslengde  $L = 900$  mm og rotasjons-frekvens  $n = 5,83 \text{ s}^{-1}$ . Bestem stempelhastigheten ved  $\alpha = 30^\circ, 60^\circ, 82^\circ$  og  $138^\circ$  og stempel- akselerasjonen ved  $\alpha = 0^\circ, 60^\circ, 82^\circ$  og  $138^\circ$ .

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0,42}{2} = 0,21 \text{ m} \quad \lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,21}{0,9} = 0,23 \quad \omega = 2\pi \cdot 5,83 = 36,6 \text{ s}^{-1}$$

Stempelhastighet:  $c = R\omega (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha)$

$$\begin{aligned} 30^\circ : c &= 0,21 \cdot 36,6 \cdot (\sin 30^\circ + 0,115 \cdot \sin 60^\circ) = 4,6 \text{ m/s} \\ 60^\circ : c &= 0,21 \cdot 36,6 \cdot (\sin 60^\circ + 0,115 \cdot \sin 120^\circ) = 7,4 \text{ m/s} \\ 82^\circ : c &= 0,21 \cdot 36,6 \cdot (\sin 82^\circ + 0,115 \cdot \sin 164^\circ) = 7,8 \text{ m/s} \\ 138^\circ : c &= 0,21 \cdot 36,6 \cdot (\sin 138^\circ + 0,115 \cdot \sin 276^\circ) = 4,2 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Akselerasjon:  $a = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$

$$\begin{aligned} 0^\circ : a &= 0,21 \cdot 36,6^2 \cdot (1 + 0,23) = + 346 \text{ m/s}^2 \\ 60^\circ : a &= 0,21 \cdot 36,6^2 \cdot (\cos 60^\circ + 0,23 \cdot \cos 120^\circ) = + 108 \text{ m/s}^2 \\ 82^\circ : a &= 0,21 \cdot 36,6^2 \cdot (\cos 82^\circ + 0,23 \cdot \cos 164^\circ) = - 23 \text{ m/s}^2 \\ 138^\circ : a &= 0,21 \cdot 36,6^2 \cdot (\cos 138^\circ + 0,23 \cdot \cos 276^\circ) = - 202 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

## 1.2.2 Friksjon

Når et legeme glir mot et annet, opptrer det alltid i berøringsflaten en motstand mot bevegelsen, som vi kaller friksjon. Den er ikke begrenset til bevegelse mellom faste legemer eller mellom faste legemer og væsker, men opptrer også der væske- eller gass-lag med forskjellig hastighet berører hverandre, såkalt indre friksjon. Også ved formforandring av faste legemer opptrer det energi-forbrukende krefter som virker som indre friksjon.

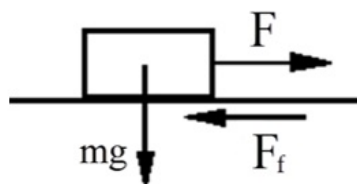
### LÆREMÅL

- Glidfriksjon (statisk og dynamisk).
- Rullemotstand (også kalt rullefriksjon).
- Hydrodynamisk- eller væskefriksjon.

## Glidfriksjon

Hvis vi skal trekke et legeme langs en flate trengs det en kraft  $F$  som er større enn friksjons- kraften mellom legemet og underlaget, se figuren under. Øker vi kraften  $F$  gradvis, vil vi finne at kraften  $F$  må være noe større for å få bevegelsen i gang enn for å holde den ved like. Vi snakker om *statisk friksjon* og *dynamisk- eller glidfriksjon*.

Friksjonskraften er alltid rettet mot bevegelses- retningen og blir uttrykt ved:



$$\begin{aligned} F_f &= \mu \cdot F_N \text{ (N)} \\ F_f &= \text{friksjonskraften (N)} \\ F_N &= mg = \text{normalkraft mot underlaget (N)} \\ \mu &= \text{friksjonskoeffisient} \end{aligned}$$



Forsøk har vist at friksjonskoeffisienten ( $\mu$ ) er tilnærmet uavhengig av berøringsflatenes areal og av normalkraftens størrelse. Tallverdier for ( $\mu$ ) finner vi i ulike håndbøker. Tabellen under viser noen eksempel.

Materiale	Statisk friksjon	Dynamisk friksjon
Glass mot glass	0,9	0,4
Stål mot is	0,03	0,02
Stål mot bronse	0,18	0,16
Gummi mot is	0,03	0,02

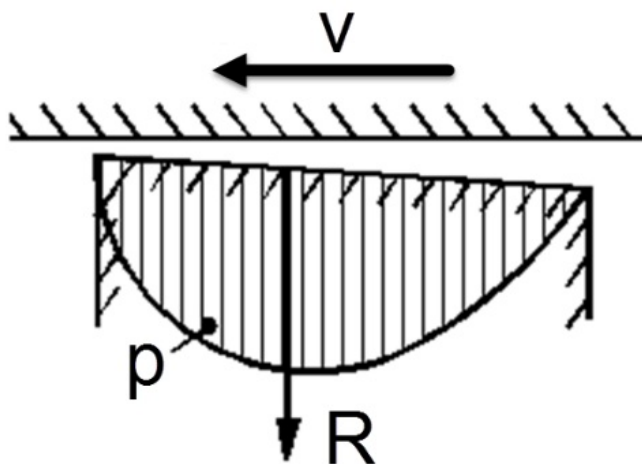
Av tabellen fremgår at glatte flater som glass gir høy friksjonskoeffisient. Ved svært glatte flater, for eksempel høypolerte metaller uten oksidbelegg, kan friksjonen teoretisk bli større enn normalkraften. Grunnen til dette er i korthet at flere molekyler kommer nær hverandre slik at det oppstår tiltrekningskrefter, såkalte adhesjonskrefter, mellom dem.

## Lagre og grensesmøring

I lagre gjelder det å ha minst mulig friksjon. Dette kan vi i prinsippet oppnå på to måter, ved smøremidler, og ved kule- eller rullelager. Smøremidler er væsker, særlig oljer, som danner et sammenhengende lag mellom de to flatene. Det blir da bare indre friksjon i smøremidlet som kommer i betraktning, dvs. vi har såkalt hydrodynamisk friksjon.

Gode smøremidler må ha en bestemt molekylform, slik at molekylene lett glir forbi hverandre.

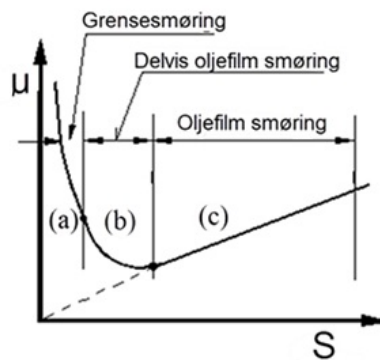
Smøremidlets viskositet må dessuten tilpasses trykk og temperatur mv.



En viktig betingelse for at det skal holde seg en bærende oljefilm mellom to glideflater, er at flatene danner en «liten» vinkel med hverandre, som vist (overdrevet) på figuren til høyre.

Et legeme beveger seg med hastighet ( $v$ ) i pilens retning. Mellom legemet og det stillestående underlaget får vi et varierende trykk ( $p$ ) i oljen, som antydnet på figuren.

Trykkresultanten  $R$  er som regel litt forskjøvet fra midten til nærmere spissen av olje-kilen.



Figuren over viser hvordan friksjons- koeffisienten ( $\mu$ ) varierer som funksjon av Sommerfelds tall<sup>[4]</sup> (S):

$$S = \frac{v \cdot n}{p} \left( \frac{d}{C} \right)^2$$

$v$  = oljens viskositet

$n$  = rotasjonsfrekvens

$p$  = spesifikk lagerbelastning

$C$  = lagerklaring

I område (c) er smøreoljefilmen sammenhengende. Friksjonen øker da proporsjonalt med S, dvs. med økende viskositet og rotasjonsfrekvens. Slike forhold har vi på smurte lager-flater i en motor.

For parameterverdier i område (a) øker friksjonen sterkt. Oljefilmen er da borte og direkte kontakt mellom flatene hindres bare av overflateaktive molekyler i oljen.

Ved dette kritiske belastningstallet inntreer en sterk økning av friksjonskoeffisienten. En liten økning i belastningen gir en stor økning av ( $\mu$ ). I dette grenseområdet er lagerets sikkerhet mot rivning helt avhengig av smøreoljens kvalitet og egenskaper.

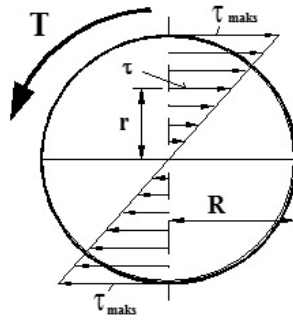
Grensesmøreplassen ved høye spesifikke belastninger er en labil tilstand. Små endringer i driftstilstanden, skeivheter, slitasje og dårlig smøreolje, kan føre til temperaturøkning i lagerflaten som resulterer i nedsatt fasthet av metallet eller varmgang og i verste fall havari.

## 1.2.3 Spenninger i aksler og gods

### Vridning av aksler

En konstruksjonsdel som blir påvirket av et vridningsmoment, blir vridd. I et vilkårlig snitt normalt på konstruksjonsdelen vil det da bli mobilisert indre krefter i materialet som søker å utbalansere vridningsmomentet.

For en sirkulær homogen aksel vil de mobiliserte vridningsspenningene ha sin største verdi langs periferien og avta lineært til null i senter av akselen, se figur.



Sammenhengen mellom vridningsmoment og maksimal vridningsspennning kan vi derfor uttrykke slik:

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{T}{W_p}$$

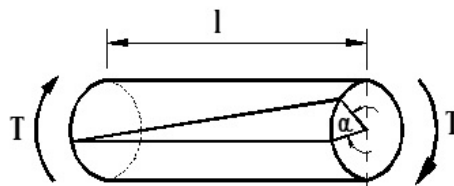
T = vridningsmoment (Nm)

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} = \text{polart motstandsmomentet (m}^3\text{)}$$

$\tau_{\text{maks}}$  = maksimal vridningsspennning (N/m<sup>2</sup>)

### Vridningsvinkel

Hvis en aksel med lengde (l) blir utsatt for et vridningsmoment (T), vil den vri seg en viss vinkel.



Vridningsvinkelen ( $\alpha$ ) er bestemt av:

$$\alpha = \frac{T \cdot l}{W_p \cdot G \cdot r}$$

$\alpha$  = vridningsvinkel (rad)

T = vridningsmoment (Nm)

l = aksellengde (m)

G = skjærmodul (N/m<sup>2</sup>)

r = akselradius (m)

Skjærmodulen G er en materialkonstant som blir brukt ved vridningsberegninger på samme måte som elastisitetsmodulen E blir brukt ved strekk- og trykk beregninger. Sammenhengen mellom G og E er gitt ved:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}$$

Her er ( $\mu$ ) = Poissons tall. For stål er  $\mu \approx 0,31$ . Dette gir skjærmodulen for stål (G):

$$G = \frac{210 \cdot 10^3}{2 \cdot (1+0,31)} \approx 80 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 = 80 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

### EKSEMPEL 1 - VRIDNING AV AKSLER

En aksel med lengde  $l = 3 \text{ m}$  blir belastet med et vridningsmoment  $T = 1500 \text{ Nm}$ . Akselen er av stål og diameteren  $d = 80 \text{ mm}$ . Bestem maksimal vridningsspenning og vridningsvinkelen.

$$\text{Polart motstandsmoment: } W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,080^3}{16} = 1,005 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Maksimal vridningsspenning:

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{T}{W_p} = \frac{1500}{1,005 \cdot 10^{-4}} = 14,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 14,9 \text{ N/m}^2$$

Vridningsvinkelen:

$$\alpha = \frac{T \cdot l}{W_p \cdot G \cdot r} = \frac{1500(\text{Nm}) \cdot 3(\text{m})}{1,005 \cdot 10^{-4}(\text{m}^3) \cdot 80 \cdot 10^9(\text{Pa}) \cdot 0,04(\text{m})} = 0,014 \text{ rad} = 0,8^\circ$$

Sammenhengen mellom dreiemoment og effekt er gitt ved:

$$T = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (Nm)}$$

$T$  = midlere dreiemoment (Nm)  
 $P_e$  = akseffekt (W)  
 $n$  = rotasjonsfrekvens ( $\text{s}^{-1}$ )

## EKSEMPEL 2 - VRIDNING AV AKSLER

En maskinaksel skal overføre 30 kW ved  $n = 6,67 \text{ s}^{-1}$ .

- a) Beregn nødvendig diameter når tillatt skjærspenning  $\tau_{till} = 50 \text{ N/mm}^2$ .  
b) Bestem vridningsvinkelen ( $\alpha$ ) når lengden  $l = 1 \text{ m}$ .

$$\text{Dreiemoment (T)} = \frac{P_e}{2\pi n} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ (W)}}{2 \cdot \pi \cdot 6,67 \text{ (s}^{-1})} = 716,2 \text{ Nm}$$

Vi har at vridningsspenningen  $\tau_{till} = \frac{T}{W_p} \Rightarrow$

$$\text{Nødvendig motstandsmoment } W_p = \frac{T}{\tau_{till}} = \frac{716,2 \cdot 10^3}{50} = 14324 \text{ mm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 14324 \text{ mm}^3 \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14324}{\pi}} \approx 42 \text{ mm}$$

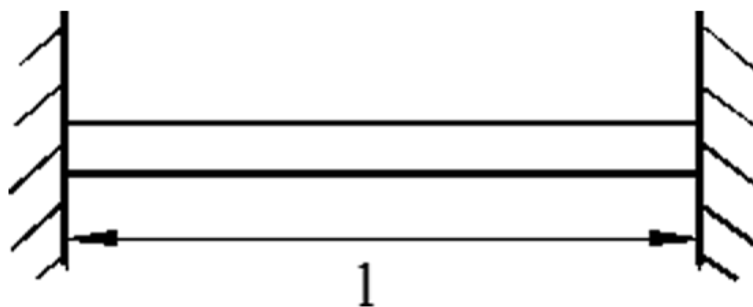
c) Vridningsvinkel ( $\alpha$ ) :

$$\alpha = \frac{T \cdot l}{W_p \cdot G \cdot r} = \frac{716,2 \text{ (Nm)} \cdot 1 \text{ (m)}}{14,3 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3) \cdot 80 \cdot 10^9 \text{ (N/m}^2) \cdot 0,021 \text{ (m)}} = 0,0298 \text{ rad.} = 1,7^\circ$$

## Temperatur-spenninger

Ved oppvarming blir en maskindel større, og ved avkjøling krymper den. Dette utnytter vi i krympeforbindelser, der vi for eksempel krymper fast en aksel i et nav.

Figuren under viser en stålstang med lengde  $l$  som akkurat passer inn mellom to ufor-skyvbare avsteng. Stangen blir plassert mellom disse og så varmet opp  $70^\circ\text{C}$ .



Dersom stangen kunne forlenge seg fritt, ville den få en forlengelse ( $\Delta l$ ):

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot (t_2 - t_1)$$

Da av-stengene ikke kan forskyves, kan vi tenke oss at disse trykker stangen tilbake den samme strekningen ( $\Delta l$ ).

Da kan vi sette:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot (t_2 - t_1) = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} = \sigma \cdot \frac{l}{E} \Rightarrow$$

Av dette finner vi spenningen som molekylene i stålstangen mobiliserer, når de blir påført trykk fra av stengene:

$$\sigma_t = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1) \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vi setter vridnings vinkelen  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$  og elastisitetsmodulen  $E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ .

Ved å varme opp stangen  $70^\circ\text{C}$  blir altså trykkspenningen:

$$\sigma_t = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 210 \cdot 10^3 = 161,7 \text{ N/mm}^2$$

Hvis stangen var fastholdt i endene og ble avkjølt  $40^\circ\text{C}$ , ville det på samme måte oppstå strekkspenninger i stangen.

Ved avkjøling ( $40^\circ\text{C}$ ) blir strekkspenningen:

$$\sigma_s = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1) = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 210 \cdot 10^3 = 92,4 \text{ N/mm}^2$$

## TEMPERATURSPENNING

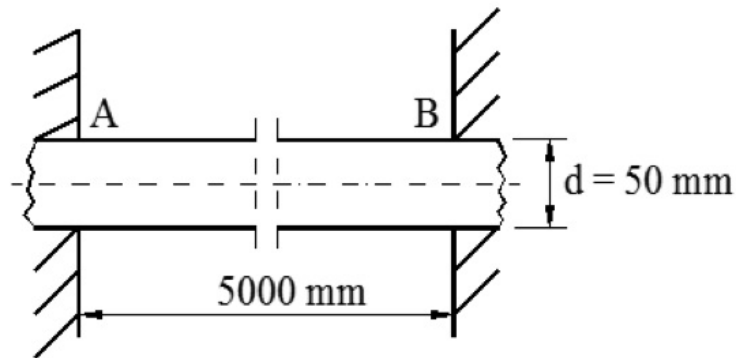
Et varmtvannsrør av stål har godstykkelse 3 mm og er festet mellom to vegger A og B.

Monteringen av røret skjer ved romtemperatur  $+ 20^\circ\text{C}$ . Røret skal transportere vann med temperatur  $+ 90^\circ\text{C}$ . Festet i veggene kan utføres på to måter:

- 1) Hull som er større enn røret, (fritt opplagt).
- 2) Hull som er noe mindre enn rørets ytterdiameter, (fast innspent).

Ved 1) forlenges røret, mens det ved 2) oppstår en trykkspenning i materialet på grunn av den faste innspenningen. Beregn:

- a) Forlengelsen i tilfelle 1)
- b) Varmespenningen i tilfelle 2).
- c) Kraften som gir like stor påkjenning som varmespenningen. ( $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  per  $^\circ\text{C}$ ).



a) **Fritt opplagt rør**

Forlengelse av røret:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot (t_2 - t_1) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5000 \cdot (90 - 20) = 4,2 \text{ mm}$$

b) **Fast innspent rør**

Temperaturspenning i røret:

$$\sigma_t = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot (90 - 20) = 176 \text{ N/mm}^2$$

c) Kraften (F) får vi av:  $\sigma_t = \frac{F}{A} \Rightarrow$

$$F = \sigma_t \cdot A = 176 \cdot \frac{\pi \cdot (50^2 - 44^2)}{4} = 78 \cdot 10^3 \text{ N} = 78 \text{ kN}$$



**ANMERKNING**

I praksis vil temperaturen ikke bli 90°C i hele røret, men kanskje omkring 55°C (middelverdi). De virkelige spenningene blir derfor omtrent halvparten av det vi fant i eksempelet.

## Måling av spenning - Strekkapper

Strekkapper blir brukt ved måling av spenninger i gods og dreiemoment på propellakslar mv. I prinsippet består strekkapper av tynne elektriske motstandselement, orientert i måleretningen.

Motstands-elementene er festet på et tynt underlag av epoksy, akryl eller bakelitt e.l., og blir limt fast på akselens overflate.

Virkemåten til strekkapper bygger på prinsippet om at resistansen i en elektrisk leder varierer når den strekkes, fordi tverrsnitts-arealet blir mindre og lengden større, men også fordi den spesifikke resistansen blir endret ved mekaniske deformasjoner.

Den elektriske resistansen endrer seg i prinsippet proporsjonalt med endring av lederens lengde, og vi får følgende sammenheng:

$$\frac{R}{R} = k \frac{L}{L}$$

R = strekklassens resistans

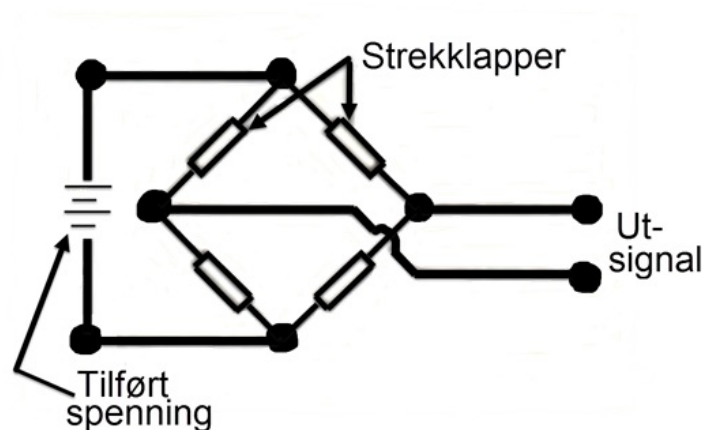
$\Delta R$  = endring av resistans

L = strekklassens lengde

$\Delta L$  = lengdeforandring

k = strekklassens følsomhet

Når en aksel blir påført et dreiemoment, vil den vris og det kan vises (sløyfes her) at hoved-spenningene<sup>[5]</sup> alltid har en vinkel på 45° i forhold til akselens lengderetning. Det blir da strekkpåkjenning i den ene og trykkpåkjenning i den andre hovedretningen.



Strekklasser - Wheatstone bro

Et måleelement består vanligvis av flere strekklasser, koplet i en såkalt Wheatstone bro. Se figur.

Ved å tilknytte en ytre spenningskilde, kan vi måle motstandsendringen.

Ut-signalet fra broen blir som regel, overført trådløst til en stasjonær enhet, og basert på dette signalet kan vi beregne momentet når akselens diameter og materiale er kjent.

## 1.2.4 Utmatting og brudd mekanismer

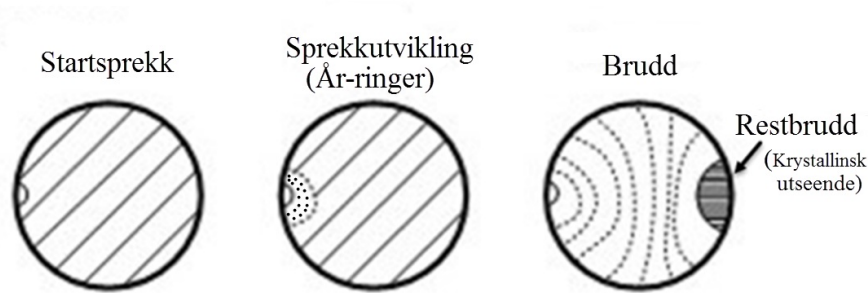
### Utmatting (materialtretthet)

En vanlig årsak til skade på maskinkomponenter er såkalt utmatting eller materialtretthet. Utmatting opptrer i komponenter som er utsatt for vekslende belastning, typiske eksempler er sylindereksler, stempelkroner, sylindreforinger, avgassventiler, akslinger og tannhjul mv.

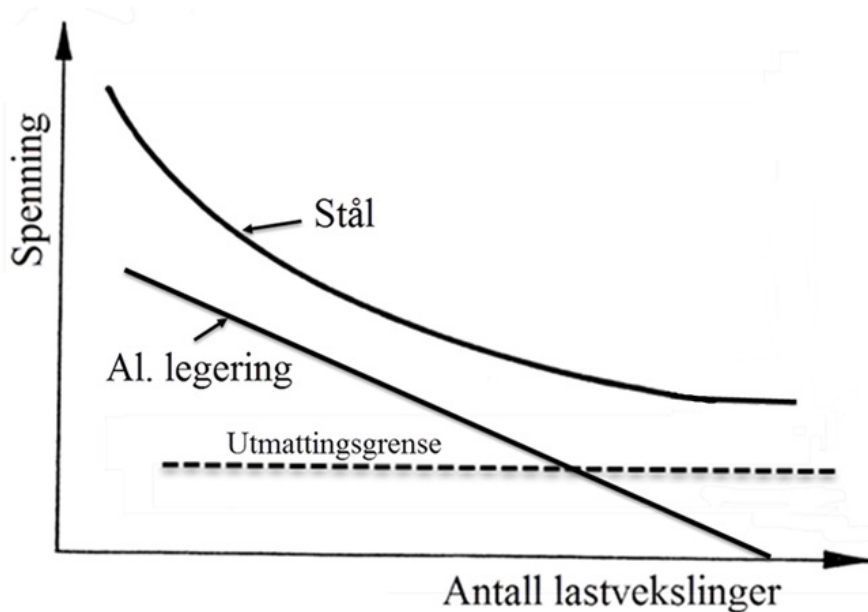
Utmatningsbrudd arter seg ved at det etter en tids belastning (fra timer til år) utvikler seg en mikrosprekk i materialet. Mikrosprekken vokser til en litt større sprekk, og vi kommer over i en stabil sprekkvekst fase, der sprekken for hver belastningsveksling vokser et lite stykke.

Etter hvert som sprekken vokser blir det bærende arealet mindre og da den ytre belastningen er uendret, vil spenningen øke. På et tidspunkt blir spenningen lik materialets bruddgrense, og vi får et såkalt restbrudd. Dette arter seg som et plutselig og ofte uventet brudd i materialet, ofte kalt utmatningsbrudd. Figuren under illustrerer et utmatningsbrudd for en aksel.





Forutsetningen for et utmattingsbrudd er at delen er utsatt for vekslende belastning og at belastningen setter opp strekkspenninger i materialet. Generelt gjelder at jo lavere spennings amplituden er, desto flere vekslinger vil materialet tåle før det oppstår sprekker eller brudd.



### Utmattingsgrense

Sammenhengen mellom antall lastvekslinger til brudd og spenningsamplitude angis ofte ved en utmattingskurve eller «Wöhler» kurve, se figur.

Wöhler kurvens form avhenger av flere forhold, for eksempel:

- Overflate (polert flate gir økt levetid).
- Korrosivt miljø gir redusert levetid.
- Høy temperatur gir redusert levetid.

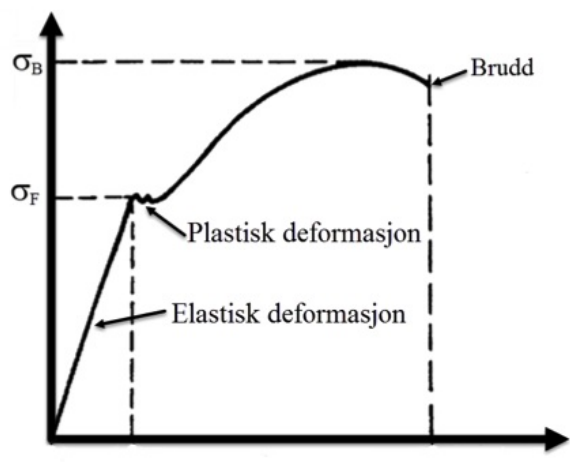
I enkelte tilfeller vil Wöhler kurven flate ut og bli horisontal for last-vekslingstall over et visst antall. Tilhørende spenningsverdi kaller vi utmattingsgrense. Er spenningen lavere, vil vi altså ikke få utmattingsbrudd i materialet.

En slik utmattingsgrense finner vi vanligvis for stål, men merk at det ikke alltid finnes en utmattingsgrense, dette gjelder for eksempel stål i sjøvann.

Det finnes også materialer som ikke har noen utmattingsgrense, de viktigste av disse er aluminium og aluminiumslegeringer. I slike materialer kan vi få utmattingsbrudd selv om spenningene er lave, bare antall vekslinger er høyt nok.

## Elastisk og plastisk deformasjon

I alle metaller og metall-legeringer ordner atomene seg i et regelmessig, tredimensjonalt mønster kalt atomgitter eller krystallstruktur.



Dersom materialet blir påført belastninger under flytegrensen, oppstår det en deformasjon med bare små forandringer i atomgitteret.

Fjernes belastningen, går forandringen tilbake, deformasjonen er elastisk.

Ved belastninger som overskrider flyte-grensen, men ikke bruddgrensen, deformeres materialet varig. Det kalles plastisk deformasjon. Den metalliske sammenheng i materialet beholdes fortsatt, men forandringen i atomgitteret er større og ikke alltid reversibel om belastningen fjernes.

Økes imidlertid belastningen ytterligere, brytes til slutt den metalliske sammenheng og brudd oppstår, materialet er overbelastet.

## Siging og sprøbrudd

Dersom et materiale utsettes for høye temperaturer og konstant strekkbelastning i lengre tid, kan det inntreffe en varig deformasjon eller brudd ved spenninger som er lavere enn flytegrensen ( $\sigma_F$ ). Dette kaller vi siging.

Ved siging skjer deformasjonen både inne i kornene ved gliding mellom atomplanene og ved korn grensegilding. Ved lav temperatur har korn grensene den høyeste fasthet, men om temperaturen stiger, blir korn grensene svakere og kornene kan gli i forhold til hverandre langs korn grensene.

Et seigt brudd kan defineres som et relativt langsomt brudd som er ledsaget av betydelig plastisk deformasjon. Den plastiske deformasjonen skjer på makroskala og sees tydelig på selve bruddet, ved at bruddflatene har et matt utseende.

I motsetning til seigt brudd oppstår det ved sprøbrudd ingen makroskopisk deformasjon, og forplantningshastigheten er stor. Ved sprøbrudd skjer brudd ved kløving langs visse krystall plan og bruddflaten får derfor et krystallinsk utseende. Makroskopisk har bruddflaten også ofte et pil-mønster, der pilsissene peker mot startpunktet for bruddet.

For at et sprøbrudd skal kunne oppstå må følgende vilkår være oppfylt samtidig:

- Høy nominell spenning.
- Lav temperatur.
- Høy tri-aksial spenningstilstand.
- Høy belastningshastighet.

Dette betyr at risikoen for sprøbrudd ikke bare er avhengig av temperaturen, men også av indre og påførte spenninger og kjerver i materialet.

Vanligvis er kjerver, som har vært startpunkt for sprøbrudd, relativt skarpe da slike vil skape store spenningskonsentrasjoner.

Utmattingssprekker og sveisesprekker er de defekter vi vanligvis ser som startpunkter for sprøbrudd.

## 1.2.5 Innføring om svingninger (vibrasjoner)

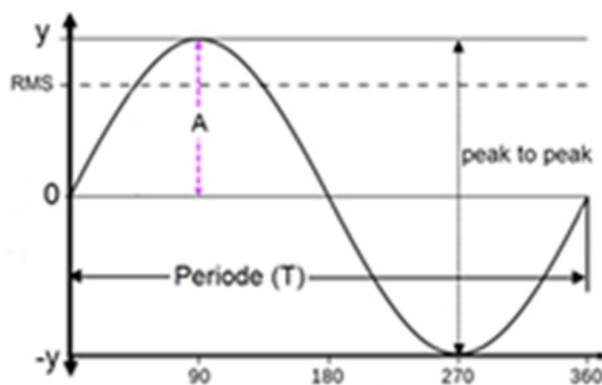
Vi skal her kort beskrive og definere noen sentrale størrelser og begrep, brukt i forbindelse med vibrasjonsmåling og analyse av svingninger i maskineri og skrog.

### Harmoniske svingninger (vibrasjoner)

Ved studie av vibrasjoner er det praktisk å ta utgangspunkt i såkalte harmoniske svingninger, som vi kan beskrive ved hjelp sinus funksjoner, definert som følger:

$$y = A \cdot \sin \omega t \quad \omega = \text{vinkelhastighet (rad/s)}$$

Figuren under viser eksempel på en enkel sinuskurve, der y-aksen kan angis i en valgt enhet, for eksempel hastighet i mm/s, akselerasjon i mm/s<sup>2</sup> eller (g).



Vinkel i grader

A = amplitude i mm/s eller mm/s<sup>2</sup>

RMS ⇒ Root Mean Square, på norsk kalt effektiv-verdien.

$$\text{RMS} = \frac{1}{\sqrt{2}} A = 0,707 \cdot A$$

T = svingetid (s)

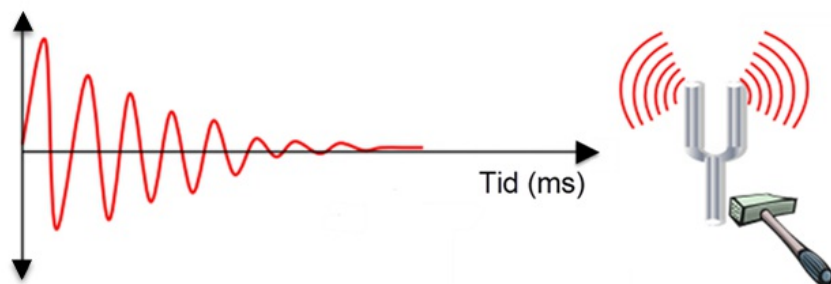
f = frekvens (s<sup>-1</sup>)

RMS verdien eller effektiv-verdien er en karakteristisk størrelse for sinussvingninger, og blir ofte brukt som mål på svingningsutslaget istedenfor amplituden (A).

## Eigenfrekvens - definisjon

**Eigenfrekvensen**, er den frekvens eller de frekvenser et svingedyktig system svinger med etter å være brakt ut av sin likevektsstilling. For et mekanisk system er eigenfrekvensen bestemt ved massen som svinger og de elastiske krefter som driver massen tilbake til likevektsstillingen.

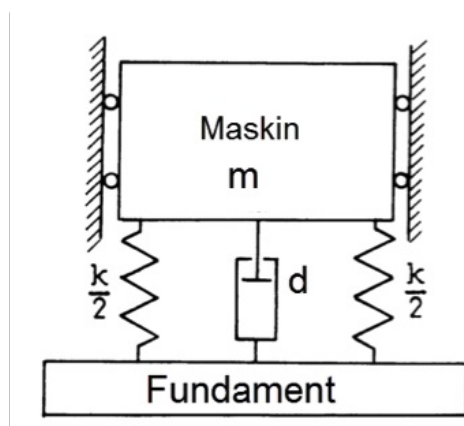
Et enkelt eksempel på eigenfrekvens er en stemmegaffel. Når vi slår på gaffelen vil den svinge med en bestemt frekvens, som altså er gaffelens eigenfrekvens.



## Eigenfrekvens - mekaniske system

For å forklare begrepet eigenfrekvens for mekaniske system, ser vi på et forenklet svinge-system:

En maskin med masse ( $m$ ) er lagret til et fundament på to fjærer med fjærstivhet ( $\frac{k}{2}$ ) som vist på figuren under. Vi ser bort fra dempning i systemet ( $d = 0$ ).



Bevegelsen settes i gang i vertikal retning ved å påføre en impuls kraft og systemet blir så overlatt til seg selv.

Eigenfrekvensen ( $f_e$ ) er bestemt av:

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

$f_e$  = eigenfrekvensen i  $s^{-1}$  (hertz)

$k$  = fjærstivhet i N/m (sum av 2 fjærer)

$m$  = masse i kg

Dersom maskinen blir påført periodiske krefter med frekvens lik egenfrekvensen, oppstår det resonans, som teoretisk gir uendelig utslag. Men i praksis er det alltid dempning tilstede, slik at utslagene likevel blir begrenset.

Av formelen over ser vi at egenfrekvensen ( $f_e$ ) øker med økt stivhet av innfesting eller opplagring (økt  $k$ ) og avtar med økt masse ( $m$ ).

I praksis er det som regel, vanskelig å endre massen av en maskin eller utstyr, mens avstivning ofte er mulig.

Dersom vi for eksempel har sterke vibrasjoner i et skott eller en maskin om bord, kan vi ofte løse problemet ved å montere inn en ekstra stiver på skott eller maskinfeste. Egenfrekvensen blir da endret slik at vi unngår resonans.

Merk imidlertid at dersom vi forsterker et skott e.l. for å stoppe vibrasjonen, så vil impuls-kreftene som forårsaket vibrasjonene, fortsatt være tilstede i skrog og innredning mv., noe som kan føre til at vibrasjonene «flyttes» til en annen maskin eller skott i nærheten.

Egenfrekvensen for virkelige skott og maskiner er ofte vanskelig eller umulig å beregne, men i praksis kan vi likevel ha god nytte av ovennevnte formel som en tommelregel<sup>[6]</sup> :

**Avstivning gir altså økt egenfrekvens og er et mulig tiltak mot lokale resonans svingninger.**

#### NOTER

[4]:  $S$  er et karakteristisk belastningstall for lager-smøring.

[5]: Merk at akselbrudd alltid skjer i en vinkel på ca.  $45^\circ$  av lengde-retningen.

[6]: AL har, med hell, brukt regelen i praksis.

# 1.3 Hydromekanikk

## 1.3.1 Trykk (p)

Trykk er forholdet mellom kraft som virker loddrett inn mot en flate og arealet av flaten.

Vi skriver dette slik:

$$p = \frac{F}{A} \text{ (kPa)}$$

Der  $p$  er trykket i kPa,  $F$  er kraften i kN og  $A$  er arealet i  $m^2$ .

Trykket kan virke mot overflaten av et legeme eller mot en tenkt flate i legemets indre. I væsker og gasser vil det alltid være et visst trykk. Men om en gass får utvide seg ubegrenset, går trykket mot null.

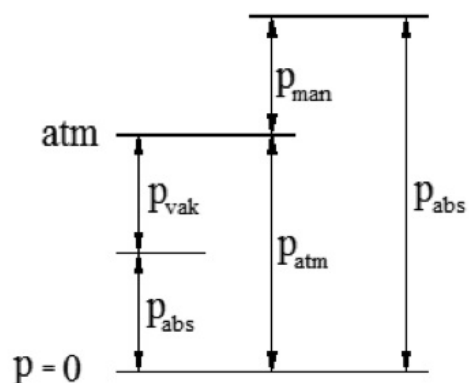
Trykket over en væske eller i en væske kan bare reduseres til væskens damptrykk ved den temperatur væsken har. Det vil da inntre koking slik at væsken går over i dampform.

I SI - systemet måler vi trykk i pascal,  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ . Denne enheten er relativt liten og derfor lite anvendelig i teknisk sammenheng. I praksis anvender vi derfor avledete enheter, som for eksempel:  $\text{MPa} = 10^6 \text{ Pa}$ ,  $\text{kPa} = 10^3 \text{ Pa}$  og  $\text{bar} = 10^5 \text{ Pa}$ .

De fleste trykkmåleinstrument måler trykket over atmosfæretrykket, såkalt manometertrykk eller overtrykk. Absoluttrykket er derfor lik:

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{atm}} + p_{\text{man}}$$

Figuren under viser sammenhengen mellom absolutt-, atmosfære- og manometertrykk.



Trykk

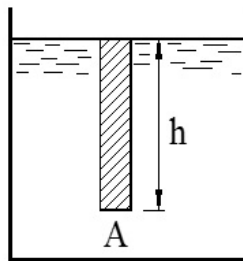
$p_{\text{abs}}$  = absolutt trykk (Pa)  
 $p_{\text{atm}}$  = atmosfæretrykk (Pa)  
 $p_{\text{man}}$  = manometertrykk (Pa)

Trykk lavere enn atmosfæretrykket kaller vi vakuum. Vi har altså:

$p_{\text{atm}} = p_{\text{vak}} + p_{\text{abs}}$  (Pa)  
 $p_{\text{vak}}$  = vakuum (Pa)

Atmosfæretrykket er ikke konstant, men varierer med tiden og hvor vi befinner oss. En mye brukt referanseverdi er en standard atmosfære, definert som tyngdetrykket av en kvikksølv søyle (Hg) på 760 mm ved 0°C. (1 atm = 1,013 bar), eller 750 mm Hg ved 0°C (750 mm Hg = 1 bar).

## Hydrostatisk- og dynamisk trykk



Tyngdetrykk

Hydrostatisk trykk eller tyngdetrykket i en væske er kraft per flateenhet på grunn av væskens tyngde. Tyngdetrykket på flaten (A) i figuren under er lik tyngden av den skraverte væskesøylen:

$p = \frac{F}{A} = \frac{\rho Ahg}{A} = \rho gh$  (Pa)  
 $\rho$  = tetthet ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $g$  = tyngdeakselerasjon ( $\text{m/s}^2$ )  
 $h$  = væskesøyle høyde (m)

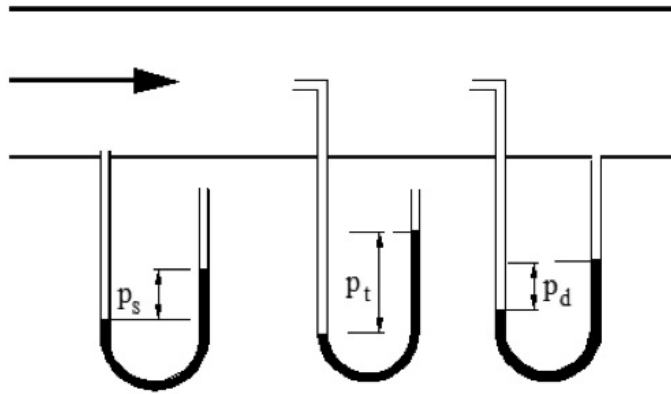
Tyngdetrykket er like stort i alle retninger. Trykket er derfor uavhengig av flatens skråstilling, så fremt høyden  $h$  er målt fra overflaten av væsken til flatens tyngdepunkt.

Trykk måles også i væskesøylehøyde ( $h_s$ ):

$h_s = \frac{p}{\rho \cdot g}$  (m)  
 $h_s$  = trykk i meter væskesøyle  
 $p$  = trykk ( $\text{N/m}^2$ )

## Dynamisk trykk

For væsker og gasser i bevegelse måler vi statisk trykk vinkelrett på strømningsretningen, mens dynamisk trykk blir målt mot strømningsretningen, se figur.



Statisk-, total- og dynamisk trykk

$$\text{Totaltrykk } p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}}$$

$p_t$  = totaltrykk (Pa)

$p_s$  = statisk trykk (Pa)

$p_{\text{dyn}}$  = dynamisk trykk (Pa)

$$p_{\text{dyn}} = \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

$\rho$  = tetthet ( $\text{kg/m}^3$ )

$c$  = hastighet (m/s)

## Hydrostatisk trykk mot tank-flater

Trykket i en væske som er i ro er kjennetegnet ved at:

- **Trykket i et punkt er like stort i alle retninger.**
- **Trykket virker alltid vinkelrett på flaten.**

Det hydrostatiske trykket mot bunnen i de to karene a) og b) på figuren under er like stort i begge karene. Dersom bunnarealene er like store, blir kreftene som trykker mot bunnene også like store.

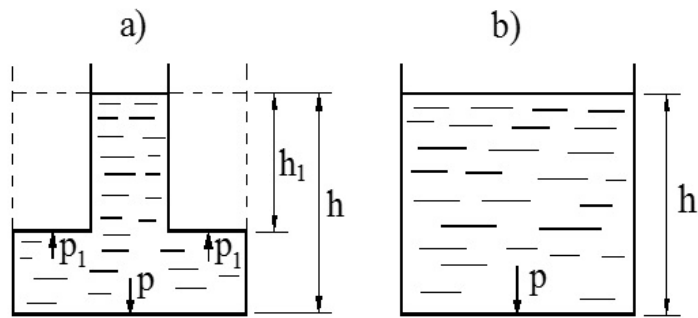
Mot bunnen får vi altså trykkraften (F):

$$F = p(\text{N/m}^2) \cdot A(\text{m}^2) = \rho \cdot g \cdot h \cdot A \text{ (N)}$$

$A$  = areal ( $\text{m}^2$ )

$$p = \rho(\text{kg/m}^3) \cdot g(\text{m/s}^2) \cdot h(\text{m})$$





Trykk mot tankflater

Trykkraften mot tanktoppen i kar a) blir:

$$F_1 = p_1(\text{N/m}^2) \cdot A_1(\text{m}^2)$$

$$A_1 = \text{areal av tanktopp (m}^2\text{)}$$

$$p_1 = \rho(\text{kg/m}^3) \cdot g(\text{m/s}^2) \cdot h_1(\text{m})$$

### EKSEMPEL - HYDROSTATISK TRYKK

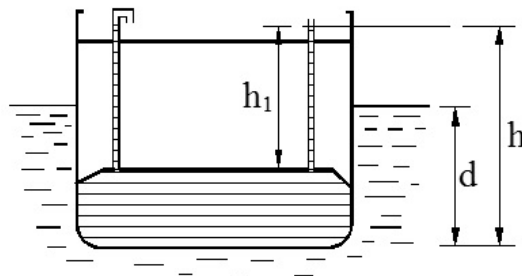
Bestem det hydrostatiske trykket 30 m under overflaten av en væske når tettheten er  $1030 \text{ kg/m}^3$  og  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ ?

$$p = \rho \cdot g \cdot h = 1030(\text{kg/m}^3) \cdot 9,8(\text{m/s}^2) \cdot 30(\text{m}) \approx 3 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 3 \text{ bar}$$

### Trykkprøving av tanker

Vi trykkprøver tanker for å kontrollere om tanktoppen vil tåle trykket ved overfylling eller at tanktoppen i dobbeltbunnen av et skip tåler væsketrykket dersom bunnen skulle bli lekk, for eksempel ved grunnstøting. Fremgangsmåten er i korthet som følger:

Vi fyller vann i tanken og påfyllingsrøret til godt over laveste vannlinje.



Trykkprøving av tank

Kraften oppover mot tanktoppen er da lik produktet av tanktoppens areal og det hydrostatiske trykket på grunn av høyden  $h_1$ :

$$F_1 = \rho g h_1 \cdot A_1 \text{ (N)}$$

$$F_1 = \text{kraft mot tanktopp (N)}$$

$$h_1 = \text{væskesøylehøyde over tanktopp (m)}$$

$$A_1 = \text{tanktoppens areal (m}^2\text{)}$$

$$\rho = \text{væskens tetthet (kg/m}^3\text{)}$$

### Eksempel - Trykkprøving av tank

En rektangulær bunntank har lengde 12 m, bredde 8 m og høyde 0,8 m. Væsken står 7 m opp i peilerøret (over tankens bunn).

Bestem kraften fra væsken mot tankens bunn og topp når væskens tetthet er 1025 kg/m<sup>3</sup>.

Tankens bunn- og toppareal:  $A = 12 \cdot 8 = 96 \text{ m}^2$

Kraft mot bunnen ( $F_B$ ):

$$F_B = \rho g h \cdot A = 1025 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9,8 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 7 \text{ (m)} \cdot 96 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\mathbf{F_B = 6,76 \cdot 10^6 \text{ N} = 6,76 \text{ MN}}$$

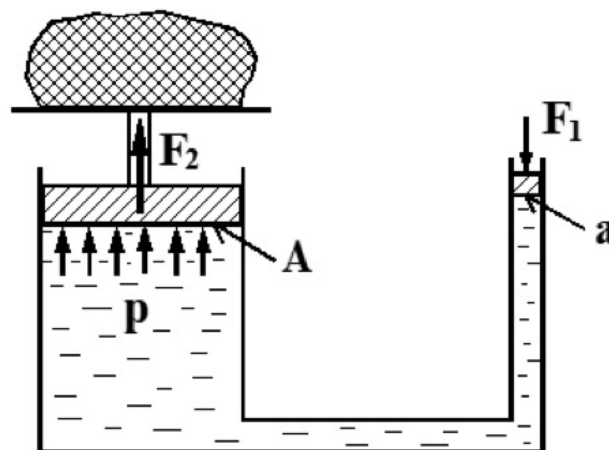
Kraft mot tanktopp ( $F_T$ ):

$$F_T = \rho g h_1 \cdot A = 1025 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9,8 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 6,2 \text{ (m)} \cdot 96 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\mathbf{F_T = 5,98 \cdot 10^6 \text{ N} = 5,98 \text{ MN}}$$

### Hydraulisk trykkraft

Det faktum at trykket i en væske i en lukket beholder forplanter seg like sterkt i alle retninger, utnytter vi ved en hydraulisk presse. I figuren under er vist prinsippet for en slik hydraulisk presse.



Hydraulisk presse

Det lille pumpestempelet presser olje under det store presstempelet. Derved oppnår vi en kraftvinning.

Vi har at trykket er like stort under begge stempler og får:

$$p = \frac{F_2}{A} = \frac{F_1}{a} \text{ (Pa)}$$

Herav får vi presskraften ( $F_2$ ):

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{A}{a} \text{ (N)}$$

$F_1$  = kraft på pumpestempel (N)

$A$  = areal av presstempel ( $\text{m}^2$ )

$a$  = areal av pumpestempel ( $\text{m}^2$ )

### Eksempel - hydraulisk trykkraft

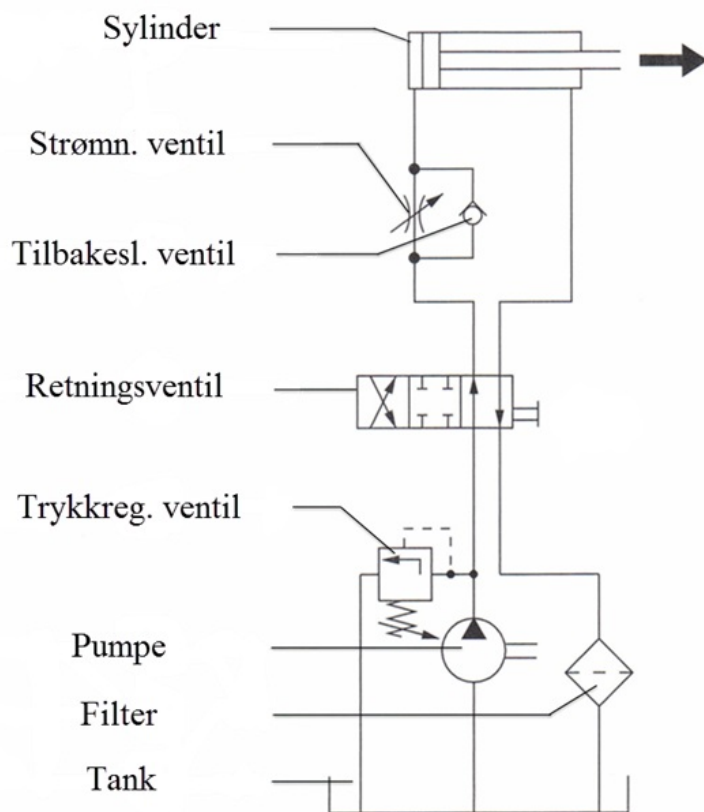
#### EKSEMPEL - HYDRAULISK TRYKKRAFT

Ved en hydraulisk presse som vist i figuren over, er pumpestempelets areal  $a = 20 \text{ cm}^2$  og pressstempelets areal  $A = 1600 \text{ cm}^2$ . Bestem kraften  $F_2$  på presstempelet når kraften  $F_1$  på pumpestempelet er 500 N.

$$\text{Presskraft } F_2 = F_1 \cdot \frac{A}{a} = 500(\text{N}) \cdot \frac{1600}{20} = 40000 \text{ N} = 40 \text{ kN}$$

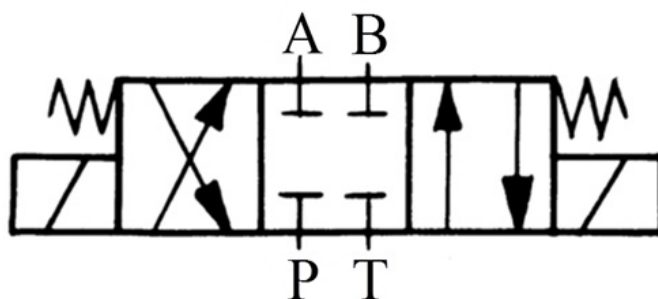
## Kort om hydrauliske system

I hydrauliske systemer blir den mekaniske energien som utgjør energiforsyningen til systemet, først og fremst omformet til hydraulisk energi, som i sin tur blir omformet til hydraulisk energi, som i sin tur blir overført og styrt, for til slutt igjen å bli omformet til mekanisk energi. Dette skjer ved hjelp av hydrauliske komponenter som er ordnet slik at de virker sammen etter en på forhånd innstilt sekvens slik at de utfører den den ønskede funksjonen.



Figuren viser et grunnleggende hydraulisk system og de komponentene som inngår i systemet.

### Retningsventilen



Den viste ventilen har tre posisjoner og fire rørtilkoblinger, og benevnes derfor  $\frac{3}{4}$ -ventil. I midtposisjon er alle fire tilslutningene stengt. Når spindelen skyves mot høyre, blir det forbindelse mellom P-B og A-T. Skyves den til venstre, blir forbindelsene P-A og B-T.

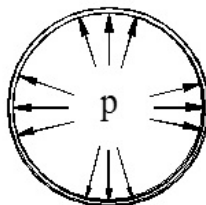
Koblet i en sylinder-krets står sylinderen stille når ventilen er i midtposisjon. Med ventilen aktivert styres oljestrømmens retning slik at sylinderen beveger seg

De tre firkantene symboliserer koblingsmulighetene mellom A, B, P og T. For å forstå slike hydraulikksymboler må vi tenke oss at tilkoblingene står stille, og at blokken med pilene skyves i samme retning som spindelen. I dette tilfellet er ventilen elektrisk operert, indikert av magnetventil symbolene på side

## 1.3.2 Innvendig trykkbelastning i rør og beholdere

### Radielle spenninger i rør og beholdere

Vi vil bestemme spenningene i rør og sylindriske beholdere utsatt for et innvendig overtrykk.

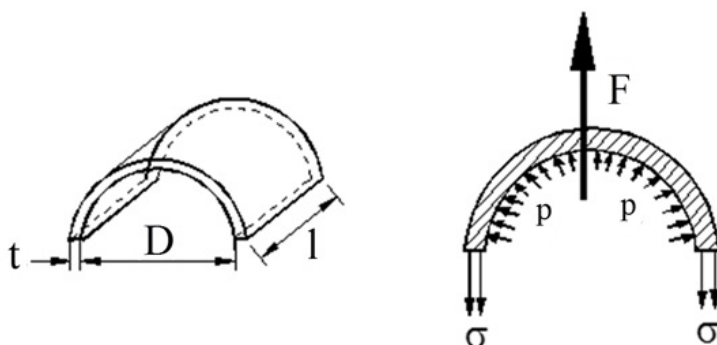


*Innvendig trykk*

Gassen eller væsken utøver et tilnærmet jevnt fordelt trykk ( $p$ ) mot rør- eller beholderveggen som blir utsatt for strekk.

Hvis trykket er stort nok blir røret/beholderen sprengt utover. Styrken i materialet må derfor kunne stå imot de kreftene som skyldes overtrykket i røret.

For å studere dette nærmere tenker vi oss at vi snitter røret (beholderen) på midten og påfører de krefter som virker på den avkappede halvdelene, se figuren under.



Samlet vertikal kraft  $F$  på en rør- eller beholderlengde på  $l$  m blir lik samlet trykk-kraft mot den innvendige flatens vertikalprojeksjon ( $D \cdot l$ ).

Vi får angrepskraften  $F$ :

$$F = p(\text{Pa}) \cdot D(\text{m}) \cdot l(\text{m}) \text{ (N) [1]}$$

Denne kraften vil materialet i de 2 rør- eller beholderveggene mobilisere krefter mot. Samlet kraft nedover utgjør derfor mobilisert spenning ganger «strukket» areal:

$$F = 2 \cdot \sigma(\text{Pa}) \cdot t(\text{m}) \cdot l(\text{m}) \text{ (N) [2]}$$

Vi setter [1] = [2] og får opprettede spenning ( $\sigma$ ):

$$\sigma = \frac{pD}{2t} \text{ (Pa) eller } t_{\text{n\ddot{o}dv}} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{till}}} \text{ (m) [3]}$$

Her er  $t_{\text{n\ddot{o}dv}}$  = n\ddot{o}dvendig godstykkelse i meter.

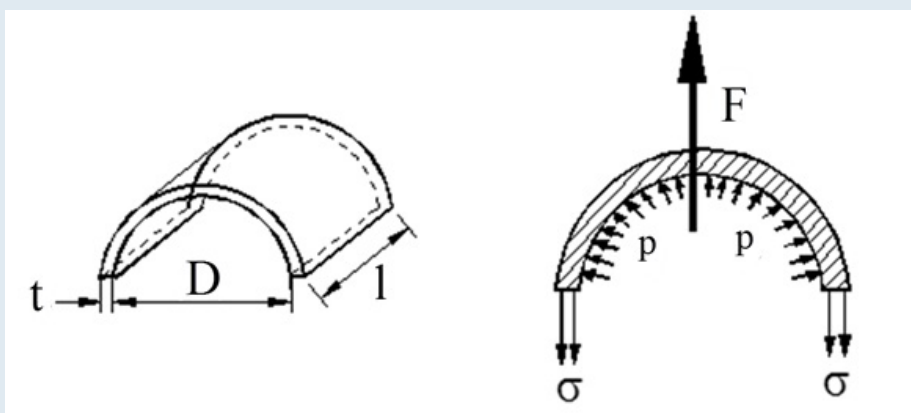
## EKSEMPEL - STYRKEBEREGNING AV BEHOLDER

### Eksempel 1

En sylindrisk beholder av st\alplater skal t\ale et innvendig trykk  $p = 10 \text{ bar}$  og ha en innvendig diameter  $D = 1 \text{ m}$ .

Tillatt strekkspenning i st\alplaten er  $\sigma_{\text{till}} = 120 \text{ N/mm}^2$ .

Bestem n\ddot{o}dvendig godstykkelse.



Innsetting i ligning [3] gir n\ddot{o}dvendig godstykkelse:

$$t_{\text{n\ddot{o}dv}} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{till}}} = \frac{10^6 \text{ (Pa)} \cdot 1 \text{ (m)}}{2 \cdot 120 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}}$$
$$t_{\text{n\ddot{o}dv}} = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,17 \text{ mm}$$

Beregnet godstykkelse er alts\aa 4,17 mm og beholderen b\or derfor lages av 5 mm plater.

### Eksempel 2

En sylindrisk beholder har innvendig trykk  $p = 1,2 \text{ N/mm}^2$  og diameter  $D = 1,4 \text{ m}$ .

Tillatt spenning  $\sigma_{\text{till}} = 90 \text{ N/mm}^2$ .

Bestem n\ddot{o}dvendig godstykkelse.

Ligning [3] gir n\ddot{o}dvendig godstykkelse:

$$t_{\text{n\ddot{o}dv}} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{till}}} = \frac{1,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1,4 \text{ m}}{2 \cdot 90 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 9,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

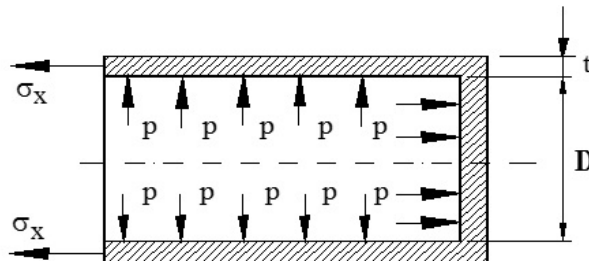
Beregnet godstykkelse blir alts\aa 9,3 mm og beholderen b\or derfor lages av 10 mm plater.

## Trykkbelastning mot ende-flater i beholdere

Trykk mot ende-flaten i en beholder vil gi langsgående strekkspenninger i beholderveggene.

For å studere dette snitter vi en beholder på tvers av lengderetningen og påfører den avkappede beholderen de krefter som virker på den.

Likevekts betingelsen: ( $\Sigma F_x = 0$ ), gir oss grunnlag for å finne strekkspenningen.



Angrepskraften blir lik trykkresultanten mot ende-flaten:

$$F_x = p(\text{Pa}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ (m}^2\text{) (N)}$$

Godsets «forsvars kraft» er lik mobilisert spenning ganger strukket areal.

$$\text{Strukket areal } A = t \cdot \pi \cdot D \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_x = \sigma_x \cdot A = \sigma_x \cdot t \cdot \pi \cdot D \Rightarrow$$

$$\sigma_x \cdot t \cdot \pi \cdot D = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Dette gir strekkspenning ( $\sigma_x$ ) :

$$\sigma_x = \frac{p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{\pi \cdot D \cdot t} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot t} \text{ (Pa)}$$

Av formelen over ser vi at strekkspenning i beholderens lengderetning er halvparten av hva den var på tvers av beholderen.

Herav følger at dersom trykket blir stort nok, vil **sprekker alltid oppstå på langs av rør og beholdere.**

### 1.3.3 Strømning i rør

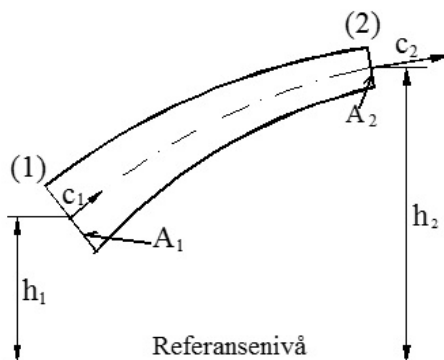
#### Bernoullis ligning

Bernoullis ligning uttrykker energiloven for et vilkårlig kontrollvolum (system). Om vi ser bort fra tap, gjelder ifølge energiloven, at det totale energiinnholdet i to punkter på samme strømlinje er konstant.

I figuren under er vist et strømrør med kontrollvolum eller system avgrenset av snittflatene  $A_1$  og  $A_2$ . Vi ser bort fra tap og skriver opp energibalansen for kontrollvolumet:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot h_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_2 \text{ (J/kg)}$$

Dette er *Bernoullis ligning for tapsfri strømning*, uttrykt i Joule per kg strømningsmedium.



Kontrollvolum (systemgrense)

$p_1$  og  $p_2$  = manometertrykk (Pa)  
 $c_1$  og  $c_2$  = middelhastigheter (m/s)  
 $h_1$  og  $h_2$  = stedshøyder (m)  
 $\rho$  = tetthet (kg/m<sup>3</sup>)  
 $g = 9,81$  (m/s<sup>2</sup>)

For væskeberegninger er det praktisk å uttrykke Bernoullis ligning i meter væskesøyle. Omregning fra energienheten J/kg til meter væskesøyle får vi ved å dividere på begge sider av ligningen med tyngdeakselerasjonen ( $g$ ).

Vi dividerer alle ledd i ligning (1) med ( $g$ ) og får:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + h_2 \text{ (m)}$$

For væskeberegninger velger vi gjerne referansenivået slik at enten  $h_1$  eller  $h_2$  blir null, og for horisontale rør får vi:  $h_1 = h_2 = 0$ .

For trykk velger vi normalt atmosfæretrykket som referansetrykk, dvs. alle trykk lik atmosfære- trykket blir da lik null.

## Kontinuitetsligningen

Ved strømning i rørledninger regner vi vanligvis med middelhastigheten i tverrsnittet. Om strømningen er kontinuerlig, må det passere en konstant væskemengde per tidsenhet gjennom ethvert tverrsnitt. Dette uttrykkes vi ved kontinuitetsligningen:

f(x)

### KONTINUITETSLIGNINGEN

$$q_v = A_1 \cdot c_1 = A_2 \cdot c_2 = A \cdot c \text{ (m}^3\text{/s)}$$



Her er ( $q_v$ ) volumstrøm i  $m^3/s$ , ( $A$ ) er tverrsnitts arealet i  $m^2$  og ( $c$ ) er middelhastigheten i  $m/s$ .

Ved å multiplisere med mediets tetthet ( $\rho$ ) i  $kg/m^3$ , får vi massestrømmen:

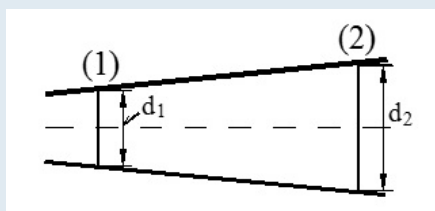
$$\dot{m} = q_v \cdot \rho = A \cdot c \cdot \rho \text{ (kg/s)}$$

### EKSEMPEL - BERNOULLI OG KONTINUITETSLIGNINGEN

Olje strømmer gjennom et horisontalt rør med jevnt økende tverrsnitt, se skisse.

Oppgitt:  $d_1=100$  mm,  $d_2 = 150$  mm,  $p_1= 126$  kPa,  $p_2 = 140$  kPa og tetthet ( $\rho$ ) =  $800$   $kg/m^3$ .

Bestem volumstrømmen i  $m^3/s$ .



$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,15^2 = 17,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Kontinuitetsligningen gir:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{A_2}{A_1} \Rightarrow c_1 = \frac{17,7}{7,85} \cdot c_2 \Rightarrow c_1 = 2,25 \cdot c_2$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + h_2 \text{ (m)}$$

$$\frac{126 \cdot 10^3}{800 \cdot 9,8} + \frac{c_1^2}{2 \cdot 9,8} + 0 = \frac{140 \cdot 10^3}{800 \cdot 9,8} + \frac{c_2^2}{2 \cdot 9,8} + 0 \Rightarrow$$

$$c_1^2 - c_2^2 = 35 \Rightarrow (2,25c_2)^2 - c_2^2 = 35 \Rightarrow c_2 = 2,94 \text{ m/s}$$

Volumstrøm ( $q_v$ ):

$$q_v = A_2 \cdot c_2 = 17,7 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2) \cdot 2,94 \text{ (m/s)} = 0,052 \text{ m}^3/\text{s}$$

## Strømningstap i rørsystem

Ved strømning i rør og kanaler vil det opptre energitap som følge av friksjon mellom fluid og rørvegger. Ved passering gjennom ventiler og annen armatur tapes det også energi. Slike tap beregner vi ved hjelp av empiriske formler.

Tap i rørsystem inndeles praktisk i rørfriksjonstap og enkeltmotstander.

### Rørfriksjonstap

Friksjonstap i rør uttrykkes ved:

$$h_{FR} = \frac{\lambda \cdot l \cdot c^2}{2 \cdot g \cdot d_h} \text{ (m)}$$

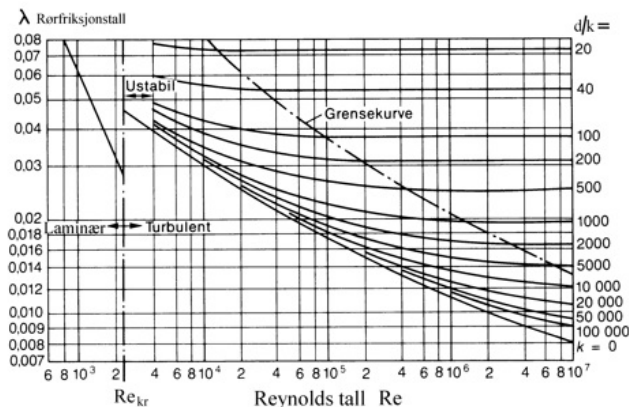
$h_{FR}$  = friksjonstap i meter væskesøyle

$\lambda$  = rørfriksjonskoeffisient (dimensjonsløs)

$l$  = rørlengde (m)

$d_h$  = hydraulisk diameter (= diameter for rør) (m)

$c$  = middelhastighet (m/s)



Rørfriksjon (Moody's diagram)

Friksjonskoeffisienten ( $\lambda$ ) kan vi beregne ved hjelp av empiriske formler eller ved avlesning i diagram, som for eksempel Moody's diagram for rørfriksjon, se figuren under. I diagrammet er ( $\lambda$ ) fremstilt som funksjon av Reynolds tall ( $Re$ ). Relativ ruhet  $d/k$  langs høyre vertikallakse. For stålrør varierer  $k$  typisk fra ca. 0,05 til 0,2.

### EKSEMPEL - FRIKSJONSTALLET

En oljeledning har innvendig diameter 500 mm. I ledningen strømmer det olje med kinematisk viskositet  $50 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$ . Strømningshastigheten er 1,8 m/s,  $k = 0,05 \text{ mm}$ .

Bestem friksjonstallet.

Reynolds tall:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} = \frac{1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,5 \text{ m}}{50 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 18 \cdot 10^3$$

$$\frac{d}{k} = \frac{500 \text{ mm}}{0,05 \text{ mm}} = 10000$$

I Moody's diagram avleser vi:  $\lambda = \text{ca. } 0,027$

### Enkeltmotstander

Enkeltmotstander i ventiler og bender er bestemt ved:

$$h_{te} = \sum \zeta \cdot \frac{c^2}{2g} \text{ (m)}$$

Der  $\zeta$  (zeta) er en motstandskoeffisient. For overslagsberegninger kan vi bruke følgende verdier:

$$\zeta \approx 4 - 6 \text{ for åpne tallerkenventiler}$$

$$\zeta \approx 0,5 \text{ for 90 grader rørbend}$$

Det samlede tapet er summen av friksjons- og enkelttap:

$$h_t = h_{FR} + h_{te} \text{ (m)}$$

Tapene uttrykt i trykkenheter får vi ved å multiplisere med faktoren ( $\rho g$ )

$$\Delta p_t \text{ (Pa)} = \rho \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot g \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot h_t \text{ (m) (Pa)}$$

Bernoullis ligning med tap kan vi nå skrive slik:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + h_2 + h_t \text{ (m)}$$

### Eksempel Tap i rørledninger

Et rør med diameter 200 mm transporterer 70 liter vann pr sekund. Røret består av en rett rørlengde  $l = 45$  m, der friksjons koeffisienten  $\lambda = 0,019$ , fire bend der  $\zeta = 0,35$  for hvert, og to ventiler der  $\zeta = 4$  for hver. Vannets tetthet  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ .

Bestem tapene i rørledningen.

Løsning:

Kontinuitetsligningen gir strømningshastigheten:

$$c = \frac{q_v}{A} = \frac{70 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,2^2} = 2,2 \text{ m/s}$$

Vi velger å beregne tapene uttrykt i trykkenheter.

Trykkfall på grunn av friksjon:

$$\Delta p_{FR} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot c^2 \cdot l}{2 \cdot d} = \frac{0,019 \cdot 1000 \cdot 2,2^2 \cdot 45}{2 \cdot 0,2} = 10340 \text{ Pa}$$

Trykkfall på grunn av enkeltmotstander:

$$\Delta p_E = \sum \zeta \cdot \frac{c^2 \cdot \rho}{2} = (0,35 + 4 \cdot 2) \cdot \frac{2,2^2 \cdot 1000}{2} = 19360 \text{ Pa}$$

Det totale trykktapet er summen av alle tap:

$$\Delta p_{\text{tap}} = 10340 \text{ Pa} + 19360 \text{ kPa} = 29700 \text{ Pa}$$

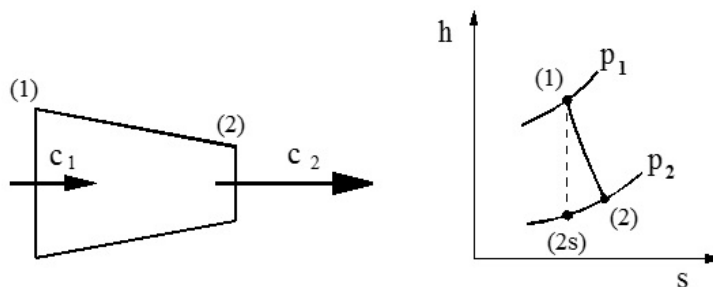
Beregnet trykktap kan omregnes til meter væskesøyle ved å dividere med faktoren ( $\rho g$ ).

Dette gir totalt tap i m:

$$h_{\text{tap}} = \frac{p}{\rho \cdot g} = \frac{29700}{1000 \cdot 9,8} = 3,0 \text{ m} (= \text{væskesøylehøyde})$$

### 1.3.4 Strømning i dyser

Figuren under viser en konvergerende dyse skjematisk, og et hs-diagram for strømmingen gjennom dysen.



For strømningsprosesser gjelder energiligningen:

$$h_1 - h_2 = \left( \frac{1}{2}c_1^2 - \frac{1}{2}c_2^2 \right) \cdot 10^{-3} \text{ (kJ/kg)}$$

Ved strømning i dyser er innløpshastigheten ( $c_1$ ) som regel, så liten at vi kan sløyfe den. Ved å innføre  $c_1 = 0$ , får vi utløpshastigheten ( $c_2$ ):

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) \cdot 10^3} \text{ (m/s)}$$

$$h_1 - h_2 = \text{entalpiendring (kJ/kg)}$$

Om vi antar at strømmingen i dysen er isentropisk, kan det vises at vi oppnår maksimal utløpshastighet når mottrykket ( $p_2$ ) er null. Maksimal (teoretisk) hastighet blir da:

$$c_{\text{maks}} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1} \text{ (m/s)}$$

$\kappa$  = isentropeksponent for mediet

#### Eksempel - Maksimal teoretisk utløpshastighet:

For vandamp er gitt: Innløpstemperatur  $t_1 = 400^\circ\text{C}$ , gasskonstanten  $R = 460 \text{ J/kgK}$ ,  $\kappa = 1,3$ .

Bestem maksimal utløpshastighet.

Ligningen over gir maksimal utløpshastighet ( $c_{\text{maks}}$ ):

$$c_{\text{maks}} = \sqrt{2 \frac{1,3}{1,3-1} 460\,673 \text{ (m/s)}} = 1638 \text{ m/s}$$

Merk at den teoretiske hastigheten har liten praktisk interesse, da de fleste gasser vil kondensere eller sublimere lenge før vi når trykket ( $p_2$ ) = 0.

### Kritisk hastighet (lydhastighet)

Når mottrykket når en bestemt verdi, det såkalte kritiske trykk, stopper ekspansjonen opp i vanlige dyser og ved lekkasjer. Dette kritiske trykkforholdet ( $p_k/p_1$ ) er et karakteristisk forholdstall for alle (ideelle) gasser, definert som følger:

$$\text{Kritisk trykkforhold: } p_k/p_1 = \left( \frac{2}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

For ( $p_2/p_1$ )  $\leq$  ( $p_k/p_1$ ) stopper ekspansjonen når trykket  $p_2 = p_k$  og hastigheten er da lik kritisk hastighet  $c_k$ :

$$c_k = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1} \text{ (m (m/s))}$$

Den kritiske hastigheten ( $c_k$ ) er lik *lydhastigheten i gassen*.

### Eksempel - Damphastighet i dyse

Mettet damp av 10 bar skal ekspandere i en dyse til  $p_2 = 6$  bar og massestrømmen er 1 kg/s.

Bestem teoretisk hastighet og utløpsarealet. For mettet damp er  $\kappa = 1,3$ .

Kritisk trykkforhold:

$$\frac{p_k}{p_1} = \left( \frac{2}{\kappa - 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left( \frac{2}{1,3 - 1} \right)^{\frac{1,3}{1,3 - 1}} = 0,577$$

Virkelig trykkforhold:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{6}{10} = 0,6$$

Trykkforholdet  $p_2/p_1 = 0,6$  er altså større enn det kritiske. I dette tilfellet slutter derfor ekspansjonen før det kritiske trykket og kritisk hastighet er nådd. Teoretisk hastighet er da bestemt av:

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) \cdot 10^3} = \sqrt{2(2780 - 2680) \cdot 10^3} = 440 \text{ m/s}$$

Fra Mollier-diagram:  $v_2 = 0,305 \text{ m}^3/\text{kg} \Rightarrow \rho = \frac{1}{0,305} = 3,279 \text{ kg/m}^3$

Av kontinuitetsligningen får vi utløpsarealet ( $A_2$ ):

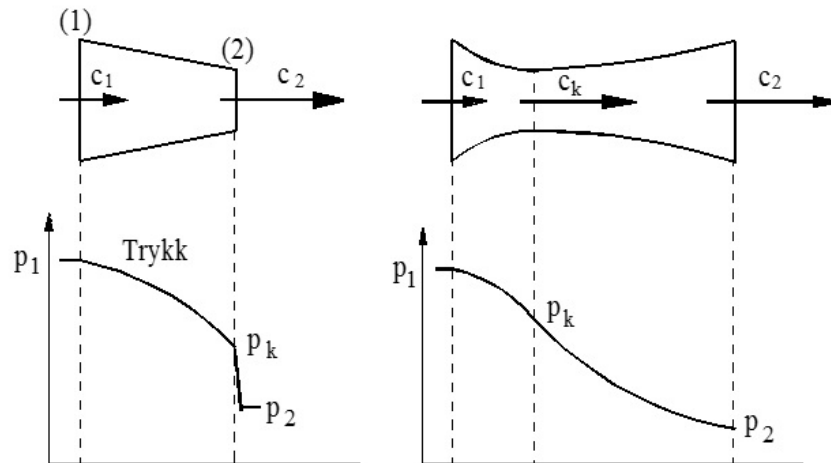
$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot c_2} = \frac{1}{3,279 \cdot 440} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

### Lavaldysen

Maksimal hastighet i vanlige dyser er som nevnt, begrenset til lydhastigheten. Dette innebærer at dersom mottrykket er lavere enn det kritiske trykket, vil ekspansjonen likevel stanse ved det kritiske trykket. Figuren under illustrerer dette, når trykket er sunket til ( $p_k$ ) vil videre ekspansjon gå med til virveltap og støy mv.

Lavaldysen er utformet slik at gassen, ved bestemte mottrykk, kan ekspandere helt ned til det aktuelle mottrykket. Utløpshastigheten vil da kunne øke utover den kritiske hastigheten.

Dette er illustrert i figuren under.



Konvergerende dyse Laval-dyse

Teoretisk utløpshastigheten fra en Laval-dyse er bestemt ved:

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \cdot 10^3 \text{ (m/s)}$$

Utløpshastigheten fra en laval-dyse kan som nevnt, være større enn lydshastigheten, men massestrømmen gjennom Laval-dysen er likevel begrenset av kritisk hastighet, som opptrer i det minste tverrsnittet.

Merk at ved bestemte trykkforhold kan det oppstå såkalte kompresjonsstøt i dysen, som medfører at hastigheten plutselig skifter fra supersonisk til subsonisk. Strømningsforholdene blir da vesentlig mer komplekse og blir ikke behandlet her.

Slike kompresjonsstøt forekommer for eksempel i forbindelse med overlydsfly og er årsak til de ekstremt høye "lydsmell" som oppstår når overlydsfly passerer i vår nærhet.

### EKSEMPEL - DAMPHASTIGHET I LAVALDYSE

Tørrmettet damp av 10 bar skal ekspandere til 1 bar mottrykk i en dyse. Massestrøm gjennom dysen er 1 kg/s.

Bestem de teoretiske hastigheter.

Løsning:

Vi bestemmer trykkforholdet:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{10} = 0,1$$

For tørrmettet damp ( $\kappa = 1,3$ ) får vi kritisk trykkforhold:

$$\frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa - 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{2}{1,3 - 1}\right)^{\frac{1,3}{1,3 - 1}} = 0,577$$

Trykkforholdet er her lik 0,1 som altså er mindre enn det kritiske trykkforholdet på 0,577 og dysen må derfor utformes som en Laval-dyse, idet vanlige dyser kun kan ekspandere til kritisk trykk, dvs. i dette tilfellet til 5,77 bar.

Dysens minste tverrsnitt er bestemt av kritisk trykkforhold og kritisk hastighet, dvs. ved en tenkt ekspansjon fra begynnelsestrykket  $p_1 = 10$  bar, til kritisk trykk  $p_k = 5,77$  bar.

$$c_k = \sqrt{2(h_1 - h_k) \cdot 10^3} \text{ (m/s)}$$

Innsatt verdier (fra Mollier diagram) gir:

$$c_k = 450 \text{ m/s}$$

$c_k$  = hastighet i minste tverrsnitt

Utløpshastighet ( $c_2$ ) i Laval-dysen er bestemt ved «hele» entalpifallet, dvs. vi får:

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) \cdot 10^3} \text{ (m/s)}$$

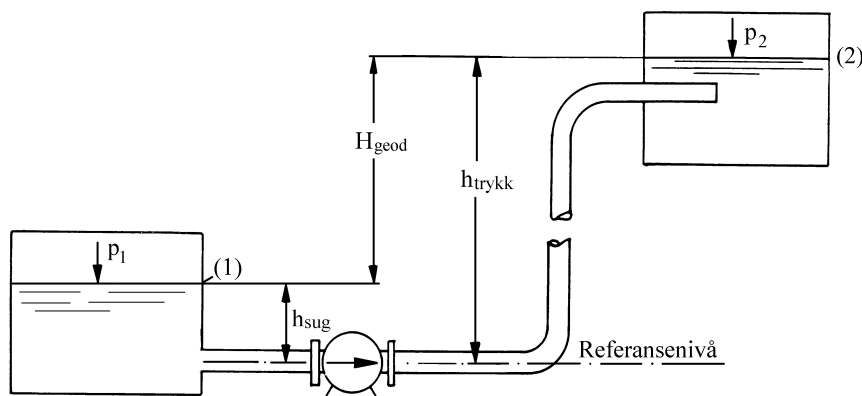
Innsatt verdier fra Mollier-diagram gir utløpshastigheten ( $c_2$ ):

$$c_2 = \sqrt{2(2780 - 2390) \cdot 10^3} = 880 \text{ m/s}$$

## 1.3.5 Pumpesystem

### Leveringshøyde H

En pumpe transporterer væsker ved at energi (arbeid) overføres til pumpemediet. Ofte er pumpens oppgave å transportere væsker fra et lavere til et høyere nivå, derved øker væskens stillingsenergi. I andre tilfeller er oppgaven å trykke en væske inn i en tank eller beholder med høyere trykk enn omgivelsene, da øker væskens trykkenergi etc. Figuren under viser et pumpesystem der væske blir pumpet fra en tank til en annen.



Pumpesystem



Nødvendig pumpeenergi for en bestemt transportoppgave beregner vi enklest på grunnlag av Bernoullis ligning. Vi har da følgende sammenheng:

$$H = H_{\text{geod}} + \frac{p_1 p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 c_2^2}{2} + h_{\text{tap}} \text{ (m)}$$

$H$  = leveringshøyde = pumpeenergi uttrykt i meter væskesøyle

$H_{\text{geod}} = h_{\text{trykk}} - h_{\text{sug}} =$  geodetisk (statisk) høydeforskjell (m)

$p_1, p_2 =$  væsketrykk inn/ut (av kontrollvolumet) (Pa)

$c_1, c_2 =$  væskehastighet inn/ut (av kontrollvolumet) (m/s)

$\rho =$  væskens tetthet (kg/m<sup>3</sup>)

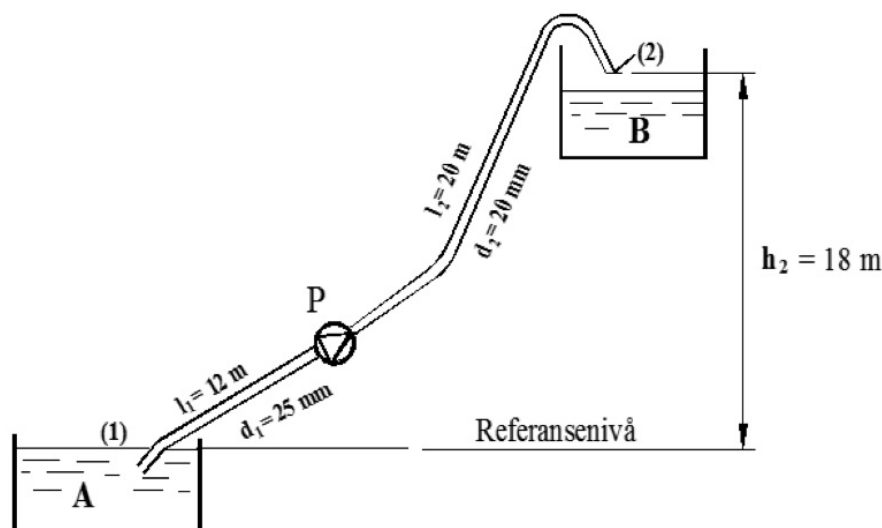
$h_{\text{tap}} =$  summen av alle tap (i kontrollvolumet) (m)

For systemet vist i figuren over er  $c_1$  og  $c_2$  lik væskeoverflatenes hastighet, som i praksis er liten i forhold til rørhastigheten. Vi kan derfor sette  $c_1 = c_2 = 0$ . Vi får da:

$$H = H_{\text{geod}} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + h_{\text{tap}} \text{ (m)}$$

## EKSEMPEL - PUMPESYSTEM

Pumpen P skal pumpe  $q_v = 4 \text{ dm}^3$  vann pr sekund fra beholder A og opp i beholder B. Rørledningen har mål som vist på figuren og består av et sugerør (1) og et trykrør (2). Vi skal beregne hvor stor effekt pumpen må yte.



Pumpesystem

Vannet som starter i kar A, vil tape energihøyde etter hvert som det beveger seg oppover sugerøret. Men når det passerer pumpen, vil det motta energi fra pumpen og energihøyden øker da med en verdi tilsvarende pumpetrykket.

Økningen i energihøyde må være stor nok til at vannet kan fortsette gjennom trykrøret til utløpsåpningen over kar B.

Pumpeeffekten er bestemt av:

$$P_p = \frac{\rho \cdot g \cdot q_v \cdot H}{\eta_p} \quad (\text{W})$$

$\rho$  = væskens tetthet ( $\text{kg/m}^3$ )

$q_v$  = volumstrøm gjennom pumpen ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$H$  = total energihøyde (leveringshøyde) (m)

$\eta_p$  = pumpens virkningsgrad

For å beregne effekten må vi altså beregne leveringshøyden  $H$ .

Vi måler stedshøyder i forhold til et horisontalplan langs vannspeilet i kar A, og kaller dette snitt (1). Vannet i karet har da energihøyde  $h_1 = 0$ . Trykket ved innløp (1) og utløp (2) er lik atmosfæretrykket, dvs. trykkehøydene er null. Det nødvendige pumpetrykk for at vannet skal strømme som forutsatt blir:

$$H = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} + h_{\text{tap}} \quad (\text{m})$$

Her er  $h_{\text{tap}}$  lik summen av alle tap mellom karet A og utløpsåpningen (2). Vi bestemmer vannhastighetene:

Hastighet i trykkledningen:

$$c_2 = \frac{q_v (\text{m}^3/\text{s})}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 1,28 \text{ m/s}$$

Hastighet i sugerøret:

$$c_1 = c_2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = 1,28 \cdot \left(\frac{20}{25}\right)^2 = 0,82 \text{ m/s}$$

Av enkeltmotstander i rørledningen skal vi her bare ta med motstanden fra en sil, som vi forutsetter er plassert foran innløpet til sugerøret. Tapskoeffisienten settes til 2. For rørfriksjonen regner vi med  $\lambda = 0,03$  og pumpevirkningsgraden settes til 0,8.

$$\text{Tap i sugerøret: } \zeta \cdot \frac{c_1^2}{2g} + \frac{\lambda \cdot c_1^2 \cdot l_1}{2 \cdot g \cdot d} = 2 \cdot \frac{0,82^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{0,03 \cdot 0,82^2 \cdot 12}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,025} = 0,56 \text{ m}$$

$$\text{Tap i trykkørret: } \frac{\lambda \cdot c_2^2 \cdot l_2}{2 \cdot g \cdot d_2} = \frac{0,03 \cdot 1,28^2 \cdot 20}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,020} = 2,5 \text{ m}$$

Samlet tap i rørledningen:  $h_t = 0,56 + 2,5 = 3,06 \text{ m}$

Dette gir leveringshøyden:  $H = 18 \text{ m} + \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} + 3,06 = 21,1 \text{ m}$

Vi kan nå beregne pumpeeffekten:

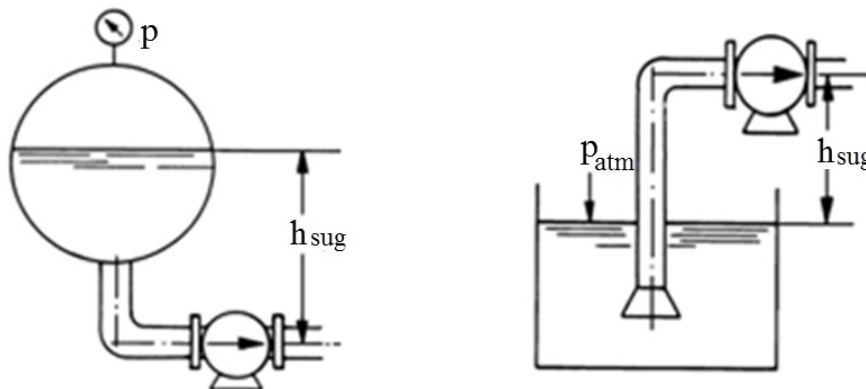
$$P_p = \frac{\rho \cdot g \cdot q_v \cdot H}{\eta_p} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 21,1}{0,8} = 1035 \text{ W} = 1,035 \text{ kW}$$

## Sugehøyde og kavitasjon

Leveringshøyden H kan inndeles i suge- og trykkehøyde:

$$H = H_{\text{sug}} + H_{\text{trykk}}$$

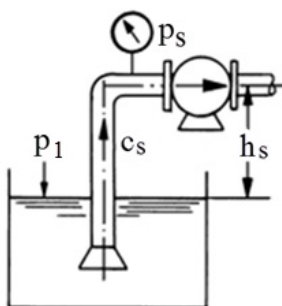
Sugehøyden  $H_{\text{sug}}$  er da lik summen av statisk sugehøyde ( $h_{\text{sug}}$ ), motstandstap i sugeledning og trykkforskjell fra atmosfæretrykktet. Figurene under viser to vanlige arrangement på sugesiden i et pumpesystem.



Dersom trykket på sugesiden av en pumpe blir lavere enn væskens damptrykk, oppstår det såkalt kavitasjon. Det dannes da luftbobler som vil implodere når trykket igjen øker. Dette medfører uheldige trykksvingninger og mekaniske belastninger på gods mm, som i verste fall kan skade pumpe og ventiler i systemet.

Det laveste trykket i et pumpesystem opptrer på sugesiden av pumpen. Figuren under viser suge siden av et pumpesystem. Vi anvender Bernoullis ligning for systemet og får:

$$p_s = p_1 - (h_s \cdot \rho \cdot g + h_{\text{tap}} \cdot \rho \cdot g + \frac{\rho \cdot c_s^2}{2}) \text{ (Pa)}$$



- $p_s$  = trykk på sugeside av pumpen (Pa)
- $p_1$  = trykk over væskeflaten (Pa)
- $h_s$  = statisk sugehøyde (m)
- $h_{\text{tap}}$  = sum tap på sugeside (m)
- $c_s$  = hastighet på sugesiden (m/s)
- $(c_1 = \text{væskeflatens hastighet er sløfjet})$

Dersom sugetrykket ( $p_s$ ) blir mindre eller lik væskens damptrykk ( $p_D$ ) ved en gitt temperatur, oppstår det kavitasjon.

## NPSH

Vi er kjent med at atmosfæretrykket er ca. 1 bar (100 kPa). Dette tilsvarer ca. 10 meter vannsøyle og utgjør den «hjelpen» en pumpe har til å suge opp væske. Imidlertid er det flere faktorer som spiller inn og motvirker denne hjelpen. En av disse faktorene er væskens damptrykk ( $p_D$ ) som øker sterkt med temperaturen, se tabell.

Omtrentlige damptrykk for vann

:-	:-	:-	:-	:-	:-	:-	:-	:-	:-
Temperatur (°C)	10	20	30	40	50	70	100		
Damptrykk (m Vs)	≈ 0	≈ 0	0,5	0,8	1,3	3,2	10,2		

For vanlig kaldt vann er altså damptrykket neglisjerbart, mens det for vann ved 100°C er økt til atmosfæretrykket. Vann ved 100°C kan derfor ikke suges fra en åpen tank.

Grensetrykket for kavitasjon angis ofte som NPSH (Net Positive Suction Head). Vi skiller mellom nødvendig og tilgjengelig

**Nødvendig**  $NPSH_{NV}$  (også kalt holdetrykk) har med pumpens konstruksjon å gjøre og representerer den minimale nødvendige margin mellom totaltrykket på sugesiden ( $H_{sug}$ ) og damptrykket ved en gitt kapasitet:

Nødvendig  $NPSH_{NV}$  kan defineres ved:

$$NPSH_{NV} = H_{sug} - \frac{p_D}{\rho \cdot g} \quad (\text{m})$$

$NPSH_{NV}$  oppgis av pumpefabrikanten.

**Tilgjengelig**  $NPSH_{TG}$  har med systemet der pumpen arbeider å gjøre og er lik differansen mellom trykket på sugesiden av pumpen og damptrykket ved den aktuelle temperaturen.

Tilgjengelig NPSH kan defineres ved:

$$NPSH_{TG} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_s}{\rho \cdot g} - h_{tap} - \frac{p_D}{\rho \cdot g} \quad (\text{m})$$

$p_1$  = trykk over væskeflate (sugeside) (Pa)

$p_s$  = sugetrykk v/innløp pumpe (Pa)

$p_D$  = væskens damptrykk (Pa)

$\rho$  = væskens tetthet ( $\text{kg/m}^3$ )

$h_{tap}$  = sum tap på sugeside (m)

### EKSEMPEL - KAVITASJONSKONTROLL

Fra datablad for en neddykket brann saltvannspumpe har vi følgende:

Saltvannstemperatur = 6 - 11 °C

Tetthet  $\rho$  = 1026  $\text{kg/m}^3$

Damptrykk  $p_D$  = 0,013 bar (overtrykk)

Sugetrykk ved pumpen  $p_s$  = 1,27 bar (overtrykk)

Leveringshøyde  $H$  = 176,3 m

Kapasitet  $q_v$  = 740  $\text{m}^3/\text{h}$

NPSH - nødvendig = 3 m

NPSH - nødvendig v/150 % kapasitet = 4,5 m

Vi skal kontrollere om det er fare for kavitasjon i pumpen.

Beregn tilgjengelig NPSH:

$$NPSH_{TG} = \frac{p_s}{\rho \cdot g} - \frac{p_D}{\rho \cdot g}$$

$$NPSH_{TG} = \frac{(1,27 - 0,013) \cdot 10^5 \text{ (Pa)}}{1026 \text{ (m}^3/\text{kg)} \cdot 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}} = 12,5 \text{ m}$$

Vi ser at det er god margin med hensyn til kavitasjon.

#### Kavitasjonskontroll for ekstreme forhold:

Vi antar at pumpen må kjøres med 150 % kapasitet, dvs. NPSH nødvendig er 4,5 m. Videre antas at det har oppstått et oljeutslipp og at pumpen begynner å suge olje.

Data for oljen er:  $p_D = 0,6 \text{ bar}$ ,  $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$

$$NPSH_{TG} = \frac{(1,27 - 0,6) \cdot 10^5 \text{ (Pa)}}{860 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}} = 7,9 \text{ m}$$

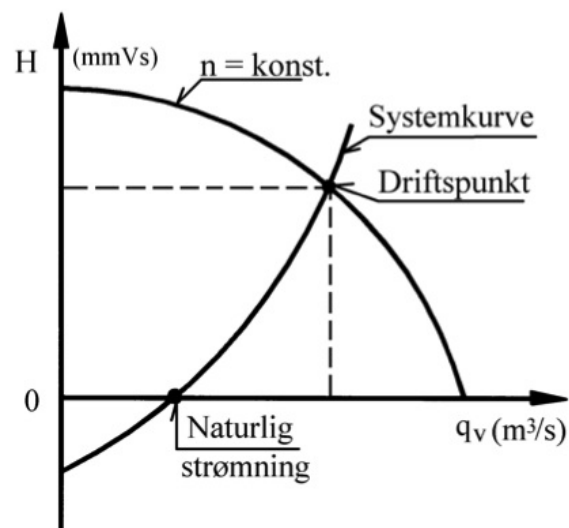
Også i dette tilfelle er NPSH tilgjengelig  $>$  NPSH nødvendig.

## Systemkurver og pumperegulering

Av det foregående følger at friksjonsmotstand og enkeltmotstander øker (tilnærmet) proporsjonalt med kvadratet av hastigheten. Totalmotstanden eller leveringshøyden (H) kan derfor uttrykkes ved:

$$H = \text{konstant} \cdot q_v^2$$

$$q_v = \text{volumstrøm (m}^3/\text{s)}$$



Herav følger at leveringshøyden (H) i prinsippet er proporsjonal med annen potens av volumstrømmen.

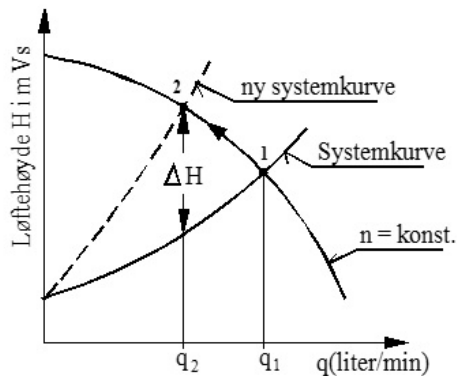
I figuren til høyre er vist en typisk systemkurve for kjølevannssystem på skip. I figuren er også inntegnet en turtallskurve (pumpekurve) for en sentrifugalpumpe.

Systemets driftspunkt er skjæringspunktet mellom pumpens turtallskurve og system- kurven.

### Pumperegulering

Ved konstant omdreiningstall vil en stempelpumpe levere tilnærmet konstant væskemengde, uansett leveringstrykk. For sentrifugalpumpen vil derimot væskemengden øke når leverings- trykket reduseres. Slike data oppgis gjerne av fabrikanten i form av en pumpekurve, der løftehøyden (H) er gitt som funksjon av volumstrømmen i f.eks. m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/s eller m<sup>3</sup>/h.

### Struperegulering



Ved struperegulering innføres et ekstra trykktap ( $\Delta H$ ) i systemet og dermed får vi en "ny" systemkurve.

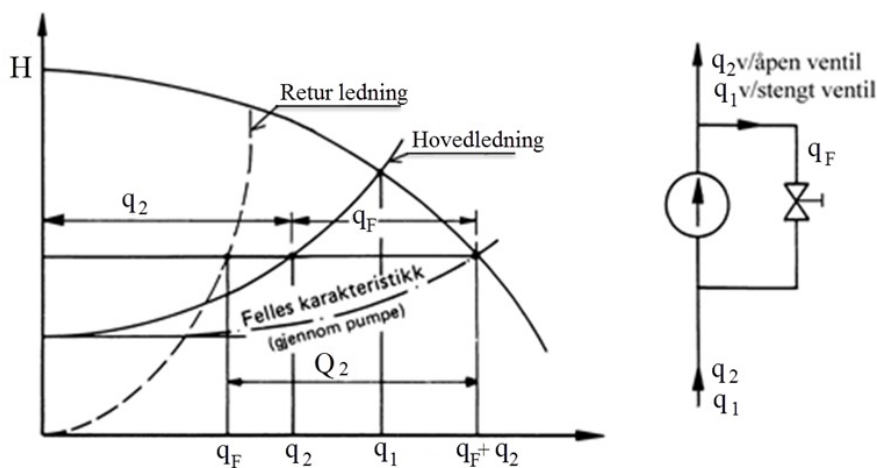
I figuren til venstre er prinsippet for struperegulering vist, driftspunktet flyttes fra (1) til (2) langs turtallskurven.

Strupetapet  $\Delta H$  må tilpasses slik at skjæring mellom ny systemkurve og pumpekurven er lik ønsket leveringsmengde.

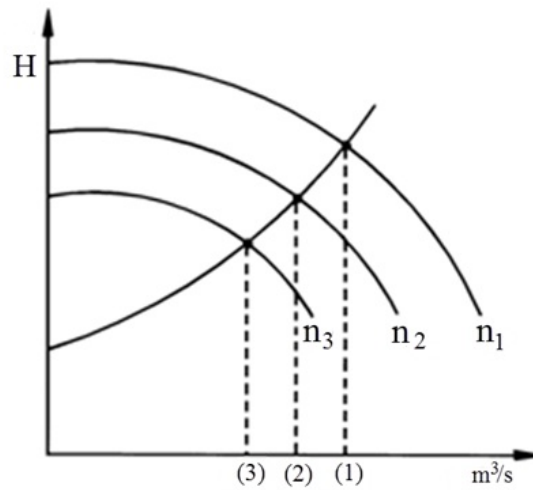
Struping medfører et unyttig energitap, idet pumpen må yte omtrent samme effekt uansett leveringsmengde.

### Retur - regulering

Ved denne reguleringsformen ledes en del av væskestrømmen forbi hele eller deler av systemet i en egen tilbake-ledningsgren. På denne måten reduseres trykktapet i systemet og væskemengden gjennom systemet reduseres, se figur.



Ved å åpne retur-ventilen flyttes driftspunktet langs systemkurven som vist i figuren. Denne reguleringsformen gir også et "unyttig" energitap ved struping i returledningen.



*Turtallsregulering*

### **Turtallsregulering**

Ved å endre pumpeturtallet, endrer vi også pumpekurven.

I figuren til høyre er vist pumpekurver for tre ulike turtall, der (1) tilsvarer full leveringsmengde mens (2) og (3) tilsvarer leveringsmengden ved lavere turtall.

Energitapet er lite for denne regulerings- formen og vesentlig mindre enn for strupe- og retur-regulering.

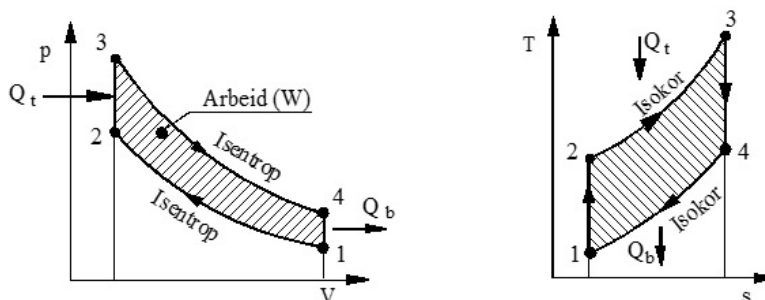
# 2. Motorlære – teori

## 2.1 Idealprosesser

For å lette forståelsen for hva som skjer i en virkelig motorprosess, er det hensiktsmessig å ta utgangspunkt i forenklede idealprosesser og deretter tilpasse disse til virkelige prosesser. Otto- og dieselprosessene er eksempler på ideelle stempelmotorprosesser. Vi forutsetter som regel, at arbeidsmediet er ren luft, med  $c_p = 1$  kJ/kgK,  $c_v = 0,714$  kJ/kgK,  $\kappa = 1,4$ .

### 2.1.1 Otto-prosessen

Otto prosessen er den idealprosessen som kommer nærmest bensinmotorens prosess. Figuren under viser Otto-prosessen i pV og Ts diagram.



Otto-prosess, pV-diagram Otto-prosess, Ts-diagram

#### Definisjon av Otto prosessen:

- 1 - 2: Isentropisk kompresjon ( $Q = 0$ ,  $s = \text{konstant}$ ).
- 2 - 3: Varme tilført ved konstant volum ( $Q_{23}$ ).
- 3 - 4: Isentropisk ekspansjon ( $Q = 0$ ,  $s = \text{konstant}$ ).
- 4 - 1: Varme bortført ved konstant volum ( $Q_{41}$ ).

Utleddning basert på energiloven gir følgende uttrykk for termiske virkningsgrad:

$$\eta_t = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = \frac{W}{Q_t} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{e^{\kappa-1}} \quad [1]$$

Her er:

$\epsilon = V_1/V_2$  = nominell kompresjonsgrad,  $T_2$  er absolutt temperatur ved varmetilførsel (kompresjonstemperatur) i K,  $T_1$  er omgivelsestemperaturen (lufttemperatur) i K og  $W$  = netto arbeid i for eksempel kJ. (Enheter må samordnes).



Av [1] følger at  $\eta_t$  øker når  $T_2$  øker  $\Rightarrow$  Høy kompresjonstemperatur gir altså høy termisk virkningsgrad. Videre følger at  $\eta_t$  bare avhenger av kompresjonsgraden ( $\epsilon$ ), og at  $\eta_t$  øker med økende ( $\epsilon$ ).

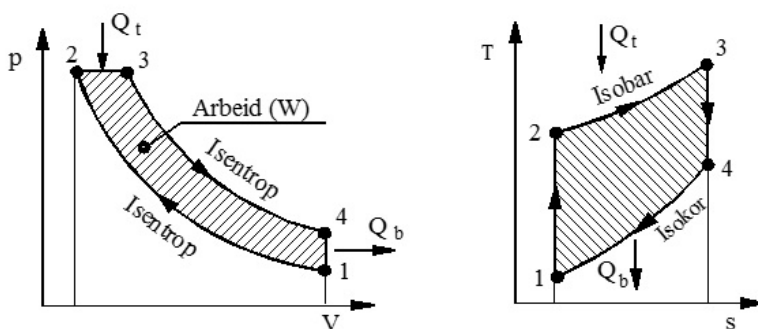
Men i praksis er det grenser for hvor mye kompresjonsgraden kan øke. For bensinmotorer er ( $\epsilon$ ) begrenset til omkring 10 på grunn av fare for selvantennning (banking), som kan skade motoren.

Generelt må vi dessuten ta hensyn til at lagerbelastningen øker med økende ( $\epsilon$ ), og at varme- belastningen også normalt øker med økende ( $\epsilon$ ).

I tillegg til dette vil økning av kompresjonsgraden også innvirke på utslipp av miljøskadelige gasser, som for eksempel  $\text{NO}_x$  mv.

## 2.1.2 Dieselprosessen

Dieselprosessen har fått sitt navn etter den tyske ingeniøren Rudolf Diesel, som utviklet den første innsprøytingsmotoren fra omkring 1893 og utover. I figuren under er dieselprosessen vist i pV og Ts diagram.



Diesel - pV diagram Diesel - Ts diagram

### Definisjon av Dieselprosessen:

- 1 - 2: Isentropisk kompresjon ( $Q = 0$ ,  $s = \text{konstant}$ ).
- 2 - 3: Varme tilført (forbrenning) ved konstant trykk.
- 3 - 4: Isentropisk ekspansjon ( $Q = 0$ ,  $s = \text{konstant}$ ).
- 4 - 1: Varme bortført ved konstant volum.

Utledning basert på energiloven gir termisk virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa}-1}{\kappa(\rho-1)} \quad [2]$$

$\kappa = c_p/c_v =$  isentropiekspONENTEN

$\epsilon = V_1/V_2 =$  nominell kompresjonsgrad

$\rho = V_3/V_2 =$  volumforhold under varmetilførselen (forbrenning)

Første ledd i [2] er identisk med Otto-prosessen og viser at høy kompresjonsgrad gir høy termisk virkningsgrad for begge prosesser.

Andre ledd i ligning [2] gir ingen direkte informasjon, men ved nærmere analyse (sløyfes her), vil vi finne at dette leddet alltid blir større enn 1 og øker med økende volumforhold ( $\rho$ ), noe som i praksis betyr økende motorbelastning. Virkningen blir altså at termisk virkningsgrad ( $\eta_t$ ) for dieselprosessen avtar med økende motorbelastning.

## Konklusjon idealprosesser

For samme kompresjonsgrad er termisk virkningsgrad alltid høyere for Otto-prosessen enn for Diesel-prosessen. En viktig årsak til dette er at dieselmotoren i praksis normalt har høyere kompresjonsgrad enn bensinmotoren.

Av formel [2] følger videre at økt belastning, dvs. økt ( $\rho$ ) gir redusert termisk virkningsgrad.

Overført til virkelige motorer innebærer dette at forbrenningen må forskyves lengre og lengre bort fra  $\text{ØD}$  for å begrense maksimaltrykket. Ved redusert belastning kan vi tilsvarende forskyve tenningen tidligere og dermed oppnå økt termisk virkningsgrad. Dette siste blir i praksis utnyttet ved hjelp av VIT (Variable Injection Timing), dvs. ved å la innsprøytingen starte tidligere ved redusert belastning. Dette kommer vi tilbake til senere.

## 2.2 Effekt og virkningsgrader

Prosess- og pV-diagram for virkelige motorer avviker fra de idealprosesser vi har sett på til nå. Årsaken er, dels at forbrenningen må forskyves utover i slaget for å begrense mekanisk og termisk belastning av motoren og dels at gassvekslings-prosessen nødvendigvis må ta noe tid. Videre er hverken kompresjon eller ekspansjon i sylindere isentropisk, idet varme blir overført til/fra sylinderveggen under prosessene.

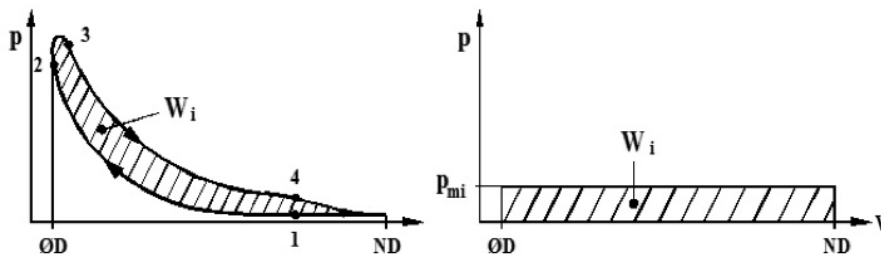
### 2.2.1 Indikert middeltrykk og effekt

Indikert middeltrykk ( $p_{mi}$ ) er et «tenkt» konstant trykk, som vi antar virker på oversiden av stempet fra øvre dødpunkt (ØD) til nedre dødpunkt (ND). Indikert middeltrykk ( $p_{mi}$ ) er derfor lik høyden i et rektangel med lengde tilsvarende slaglengden (S) og flateinnhold lik areal av virkelig arbeidsdiagram.

Herav følger at netto utviklet arbeid per sylinder, per arbeidsslag er lik areal av diagrammet, ofte kalt indikert arbeid ( $W_i$ ).

Figuren under viser skisse av et indikatordiagram for en 2-takts dieselmotor. Der  $V_h$  er slagvolumet, dvs. volumet som tilsvarer stempelets slag, og  $W_i$  er indikert arbeid per sylinder, per arbeids-slag.

$$W_i \text{ (kJ)} = p_{mi} \text{ (kN/m}^2\text{)} \cdot V_h \text{ (m}^3\text{)} \quad V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \text{slagvolum (m}^3\text{)}$$



Indikert- arbeid ( $W_i$ ) og middeltrykk ( $p_{mi}$ )

#### Indikert effekt

Når indikert middeltrykk er kjent, kan vi beregne indikert effekt ( $P_i$ ):

$$P_i \text{ (kW)} = p_{mi} \text{ (kN/m}^2\text{)} \cdot V_h \text{ (m}^3\text{)} \cdot n_a \text{ (s}^{-1}\text{)} \cdot i$$

$i$  = antall sylindere

$n_a$  = arbeidsslag per sekund

$p_{mi}$  = indikert middeltrykk (kPa)

2 takt:  $n_a = n \text{ (s}^{-1}\text{)}$  (ett arbeidsslag per omdreining)

4 takt:  $n_a = \frac{n}{2} \text{ (s}^{-1}\text{)}$  (ett arbeidsslag per 2. omdreining)

Indikert effekt ( $P_i$ ) er altså et mål på effekt utviklet i sylindere.



## MERK

Merk at  $p_{mi}$  er et differansetrykk, det er derfor meningsløst å snakke om bara eller barg i denne sammenheng.

### 2.2.2 Akseleffekt

Av effekt utviklet i sylindere ( $P_i$ ), kan bare en viss andel ( $P_e$ ) komme motorens utgående aksel til gode. Denne forskjellen utgjør mekaniske tap, som vi uttrykker ved hjelp av mekanisk virkningsgrad ( $\eta_m$ ):

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \Rightarrow P_e \text{ (kW)} = P_i \cdot \eta_m$$

Effektivt middeltrykk ( $p_{me}$ ) =  $p_{mi} \cdot \eta_m$

#### Mekaniske tap ( $W_m$ )

Mekaniske tap ( $W_m$ ) kan vi inndele som følger:

$$\begin{aligned} W_{mfr} &= \text{friksjonstap} \\ W_{mhj} &= \text{tap i hjelpemaskineri (kjølevann-, smøreolje- og brennoljepumper mv.)} \\ W_{mp} &= \text{gassvekslingstap (hjelpeblåser, stempel underside mv.)} \end{aligned}$$

Mekaniske tap er altså lik summen av tapene:

$$W_m = W_{mfr} + W_{mhj} + W_{mp}$$

#### Friksjonstap ( $W_{mfr}$ ) [5-7 % av $W_i$ ]

Friksjonstapene utgjør den største andelen av de mekaniske tap, i størrelse 5% av indikert arbeid. Av dette utgjør friksjon mellom stempel og sylindreføring ca. 50%, mens resten fordeler seg med ca. 20% mellom ringer og føring og ca. 30% i lagre, tannhjul og ventilsystem.

#### Drift av hjelpemaskineri ( $W_{mhj}$ ) [1-2% av $W_i$ ]

Energi til drift av nødvendige hjelpefunksjoner som kjølevann-, smøreolje- og brennolje- pumper utgjør i størrelse 1 til 2% av indikert arbeid.

#### Gassvekslingstap ( $W_{mp}$ )

Gassvekslingstapene utgjør nødvendig energi (arbeid) for å "skyve" forbrenningsgassene ut og "suge" inn ny frisk luft i sylindere. Vi skiller da mellom normal- og turbo-ladete motorer:

#### Gassvekslingstap - Normalladet motor

- I en 4-takts normalladet motor kan vi si at gassen må "skyves" ut av sylindere og ny luft "suges" inn. Dette krever arbeid, som altså «tas» fra indikert arbeid.
- I en 2-takts normalladet motor krever rensing av sylindere en eller annen form for hjelpedrift, som for eks. roterende blåsere, underside av stempel, eller lignende, som uansett «stjeler» energi fra motoren, dvs. mekanisk virkningsgrad blir redusert.



Effektiv termisk virkningsgrad gir et mål på hvor stor del av tilført varme med brennstoffet som kommer motorens utgående aksel til gode.

$P_i$  = indikert effekt (effekt utviklet i sylinder) (kW eller MW)  
 $P_e$  = akseffekt (kW eller MW)  
 $b_i$  = indikert spesifikt brennstoff-forbruk (kg/MJ)  
 $b_e$  = effektivt spesifikt brennstoff-forbruk (kg/MJ)  
 $Q_t$  = tilført varme (kW) =  $m \cdot b$  (kg/s)  $\cdot$   $h$  (kJ/kg)  
 $m \cdot b$  = tilført brennstoffmengde (kg/s)  
 $h$  = brennstoffets brennverdi (kJ/kg eller MJ/kg)

(Alle enheter må selvsagt samordnes).

!

### MERK

Merk at termisk virkningsgrad er definert for kretsprosesser, og gjelder for alle typer varmekraftmaskiner; Stempelmotorer, gassturbiner og dampturbiner mv.

## Regneeksempel - effekt og virkningsgrader

### Eksempel 1

For en 8 sylinders 4-takts dieselmotor er gitt:

|||

| :- | :- | :- | :- |

Sylinderdiameter |  $D$  | = 580 mm

Slaglengde |  $S$  | = 640 mm |

Indikert middeltrykk |  $p_{mi}$  | = | 2,2 MPa

Effektivt middeltrykk |  $p_{me}$  | = | 2,0 MPa

Rotasjonsfrekvens |  $n$  | = | 6,0 s<sup>-1</sup>

Brennstoff-forbruk | | = | 0,4 kg/s

Oljens brennverdi |  $h$  | = | 42,7 MJ/kg

Bestem:

- Motorens akseffekt i kW.
- Mekanisk virkningsgrad.
- Effektiv termisk virkningsgrad.

a) Akseffekt ( $P_e$ )

$$P_e \text{ (kW)} = p_{me} \text{ (kPa)} \cdot V_h \text{ (m}^3) \cdot \frac{n}{2} \text{ (s}^{-1}) \cdot i \text{ (syl)}$$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi 0,58^2}{4} \cdot 0,64 = 0,169 \text{ m}^3$$

$$P_e = 2000 \text{ (kPa)} \cdot 0,169 \text{ (m}^3) \cdot 3 \text{ (s}^{-1}) \cdot 8 = \mathbf{8100 \text{ kW}}$$

b) Mekanisk virkningsgrad ( $\eta_m$ )

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{2 \text{ (MPa)}}{2,2 \text{ (MPa)}} = 0,91$$

c) Effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ )

$$\eta_e = \frac{P_e \text{ (MW)}}{m_B \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \cdot h \text{ (MJ/kg)}} = \frac{8,1}{0,4 \cdot 42,7} = 0,47$$

### Eksempel 2

For en 12 sylinders 4-takts dieselmotor er gitt:

Sylinderdiameter	D	=	400	mm
Slaglengde	S	=	460	mm
Effektiv ytelse pr. sylinder		=	440	kW/syl
Rotasjonsfrekvens n		=	8,5	s <sup>-1</sup>
Effektivt spes. brennstoff-forbruk	b <sub>e</sub>	=	54	g/MJ
Oljens brennverdi	h	=	41,8	MJ/kg

Bestem:

- Effektivt middeltrykk i bar.
- Motorens midlere dreiemoment i kNm.
- Effektiv termisk virkningsgrad.

a) Effektivt middeltrykk ( $p_{me}$ )

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi 0,46^2}{4} \cdot 0,46 = 0,0577 \text{ m}^3$$

$$P_{me} = \frac{P_e \cdot 2}{V_h \cdot n} = \frac{440 \cdot 2}{0,0577 \cdot 8,5} = 1792 \text{ kPa (17,92 bar)}$$

b) Midlere dreiemoment (T)

$$T \text{ (kNm)} = \frac{P_e \text{ (kW)}}{2\pi n} = \frac{440 \cdot 12}{2\pi \cdot 8,5} = 98,86 \text{ kNm}$$

c) Effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ )

$$\eta_e = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{P_e}{Q_t} = \frac{1}{b_e \cdot h} = \frac{1}{0,054 \cdot 41,8} = 0,44$$

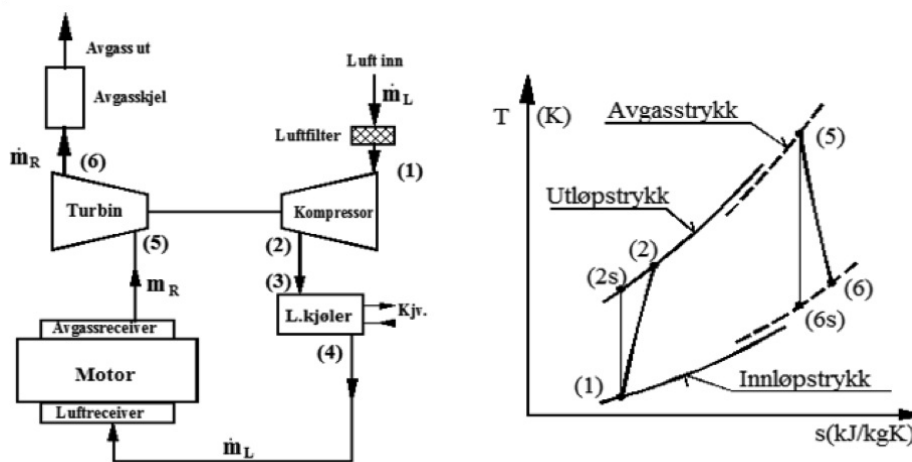
## 2.2.4 Turbolader-effekt og indre virkningsgrad

Oppbygning og virkemåte for turboladere er beskrevet i del I. Vi skal her se nærmere på energi- omsetningen i slike system.

!

### MERK

Merk at turbolader prosessen i prinsippet er den samme enten den er liketrykks- eller støtdrevet, nemlig at noe avgassenergi blir overført til en turbin som igjen driver en turbokompressor.



Liketrykks turboladersystem

Figuren viser et liketrykks turboladersystem skjematisk, der prosessen er tegnet inn i et Ts-diagram på høyre side.

For liketrykksdrift kan vi (basert på energiloven) uttrykke turbin-effekten ( $P_T$ ):

$$P_T(\text{kW}) = \dot{m}_{RG} (\text{kg/s}) \cdot \Delta h_T (\text{kJ/kg}) = \dot{m}_{RG} (\text{kg/s}) \cdot c_p (\text{kJ/kgK}) \cdot (T_5 - T_6) (\text{K})$$

$$\dot{m}_{RG} = \text{avgassmengde (kg/s)}$$

$$\Delta h_T = \text{entalpifall gjennom turbinen (kJ/kg)}$$

$$c_p = \text{spesifikk varme ved konstant trykk (kJ/kgK)}$$

For støtdrift er beregning av turbineffekten i prinsippet noe mer komplisert, idet vi da må ta med gassens hastighetsenergi inn på turbinen. Dette sløyfer vi her, da vi for praktisk bruk kan bruke samme fremgangsmåte.

For kompressoren får vi tilsvarende effekten ( $P_K$ ):

$$P_K = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (T_2 - T_1) (\text{kW})$$

$$\dot{m}_L = \text{massestrøm luft (kg/s)}$$

$$c_{pL} = \text{spesifikk varme ved konstant trykk (kJ/kgK)}$$





### MERK

Merk at rekkefølgen av temperaturer inn/ut kun bestemmer fortegnet i svaret, og at vi for effektberegninger normalt ordner rekkefølgen slik at svaret blir positivt.

Da turbinen «driver» kompressoren, kan vi si at turbin- og kompressoreffekten må være omtrent like store, og at entalpifallet gjennom turbinen er omtrent lik entalpi-økningen gjennom kompressoren.

Merk derfor at systemet er selvregulerende, idet et fall i turbinenergien blir oppveid av et fall i kompressorenergien, inntil det oppstår energilikevekt.

Virkningsgraden for turbolader prosessene kan vi definere som følger:

f(x)

### INDRE VIRKNINGSGRAD KOMPRESSOR ( $\eta_{IK}$ ):

$$\eta_{IK} = \frac{\text{Teoretisk temp. økning}}{\text{Virkelig temp. økning}} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\Delta T_{IS}}{\Delta T_K}$$

f(x)

### INDRE VIRKNINGSGRAD TURBIN ( $\eta_{IT}$ ):

$$\eta_{IT} = \frac{\text{Virkelig temp. fall}}{\text{Teoretisk temp. fall}} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6s}} = \frac{\Delta T_T}{\Delta T_{IS}}$$



### MERK

**Merk at både kompressor- og turbinvirkningsgraden er definert i forhold til en ideell maskin, der kompresjon og ekspansjon foregår isentropisk ( $\Delta s = 0$  og  $q = 0$ ).**

Turboladerens totale virkningsgrad ( $\eta_{TL}$ ) kan vi definere slik:

$$\eta_{TL} = \eta_{IK} \cdot \eta_{IT} \cdot \eta_m \quad (\eta_m = \text{mekanisk virkningsgrad})$$

For store turboladere er mekanisk virkningsgrad som regel, så nær 1 at vi for praktiske forhold kan sløyfe den og vi får:

$$\eta_{TL} = \eta_{IK} \cdot \eta_{IT}$$

For støtdrevne turboladere må vi for mer nøyaktige beregninger, ta med gassens kinetisk energi inn på turbinen, men for praktiske overslag kan vi som nevnt, bruke ovennevnte definisjoner.

Virkningsgraden for (store) moderne turboladere med liketrykks drift varierer typisk fra omkring 0,65 til 0,75.

Merk at temperaturendringen gjennom kompressor og turbin gir tilnærmet samme informasjon om turbolader-tilstanden som virkningsgraden.

For praktisk tilstandsvurdering av turboladere kan vi derfor bruke følgende regler:

- **Turbin:** Redusert  $\Delta T_T$  indikerer belegg eller andre feil på turbin.
- **\*\*Kompressor:** Økt  $\Delta T_K$  indikerer belegg eller andre feil på kompressor.

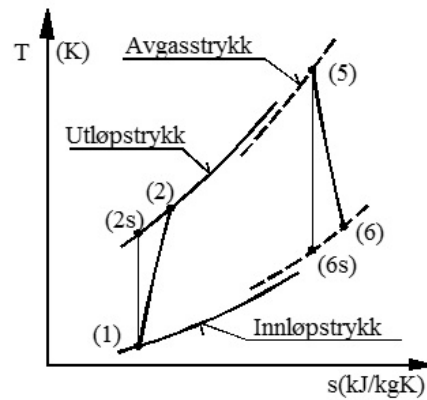
## Eksempel - turboladereffekt og indre virkningsgrad

For en sekssylindret 2-takts dieselmotor er gitt:

Sylinderdiameter	D	=	900 mm
Slaglengde	S	=	1 550 mm
Akseleffekt	$P_e$	=	13 200 kW
Luftgjennomgang		=	29,7 kg/s
Brennstoff-forbruk		=	0,75 kg/s
Maskinroms temperatur		=	27 °C
Avgasstemperatur før turbin		=	430 °C
Avgasstemperatur etter turbin		=	350 °C
Spyletrykk		=	2,25 bar (abs.)
Barometertrykk		=	1,0 bar
Spesifikk varme for luft/avgass	$c_p$	=	1,005 kJ/kgK
Isentropeksponent for luft/avgass	$\kappa$	=	1,4
Polytropeksponent for turbolader kompressor	n	=	1,55

Bestem:

- Indre (isentropisk) virkningsgrad for turbolader kompressor.
- Effekt overført turbolader kompressor i kW.
- Effekt overført turbolader turbin i kW.
- Turboladervirkningsgraden når turbinens indre virkningsgrad er 0,79.



Med symboler fra skissen har vi:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 300 \text{ K} \\
 T_5 &= 430 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_6 &= 350 \text{ }^\circ\text{C} \\
 p_2 &= 2,25 \text{ bar} \\
 p_1 &= 1,0 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Vi beregner først teoretisk (isentropisk) og virkelig utløpstemperatur fra kompressor:

$$\text{Isentropisk utløpstemperatur: } T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 300 \text{ (K)} \cdot \left(\frac{2,25}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 378 \text{ K}$$

$$\text{Virkelig utløpstemperatur: } T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \text{ (K)} \cdot \left(\frac{2,25}{1}\right)^{\frac{1,55-1}{1,55}} = 400 \text{ K}$$

a) Indre virkningsgrad kompressor:

$$\eta_{ik} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{378 - 300}{400 - 300} = 0,78$$

b) Effekt overført kompressor:

$$P_K = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$P_K = 29,7 \text{ (kg/s)} \cdot 1,005 \text{ (kJ/kgK)} \cdot (378 - 300) \text{ (K)} = 2330 \text{ kW}$$

c) Effekt overført turbin ( $P_T$ ):

$$P_K = \dot{m}_{RG} \cdot c_p \cdot (T_5 - T_6)$$

Beregner massestrøm avgass:

$$\dot{m}_{RG} = \dot{m}_L + \dot{m}_B = 29,7 \text{ (kg/s)} + 0,75 \text{ (kg/s)} = 30,4 \text{ kg/s}$$

Innsetting i effektformelen gir:

$$P_T = 30,4 \text{ (kg/s)} \cdot 1,005 \text{ (kJ/kgK)} \cdot (430 - 350) \text{ (K)} = 2\,440 \text{ kW}$$

Turbineffekten er altså omkring 100 kW større enn kompressoreffekten. Dette må vi anse som ok, idet turbinen jo «driver» kompressoren.

For en liketrykks turbolader kan vi som nevnt, definere virkningsgraden slik:

$$\eta_{TL} = \eta_{iK} \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_m$$

Videre kan vi for praktisk bruk sette mekanisk virkningsgrad  $\eta_m \approx 1$ . Dette gir:

Turbolader virkningsgrad ( $\eta_{TL}$ ):

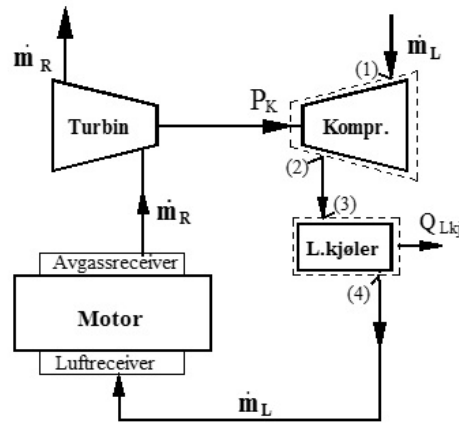
$$\eta_{TL} = 0,78 \cdot 0,79 = 0,62 \text{ (Litt lav, men akseptabel)}$$

## Turbolading og termisk virkningsgrad

For å studere ovennevnte problemstilling, ser vi på energibalansen for kompressor og luftkjøler. Med henvisning til figuren under får vi:

$$\text{Kompressoreffekt: } P_K = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ (kW) [1]}$$

$$\text{Bortført varme i kjøler: } Q_{Lkj} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \text{ (kW) [2]}$$



Om vi nå antar at luften blir kjølt til innløps-temperaturen, kan vi sette  $T_4 = T_1$ . Videre kan vi sette  $T_2 = T_3$ . Av [1] og [2] får vi da:

$$P_K \text{ (kW)} \approx Q_{Lkj} \text{ (kW)}$$

Tilført kompresjonsenergi i kompressor er altså tilnærmet lik bortført varme i luftkjøler, mens luftens trykk og tetthet er økt.

Med økt lufttilførsel kan vi øke tilført brenn- oljemengde og dermed øke motorens effekt.

Av ovennevnte beregning følger at tilført energi til motoren ikke blir påvirket av turbo-laderen.

Motorens tap blir imidlertid påvirket av turboladeren. Dette kan vi (litt forenklet) forklare som følger:

- Gassvekslingstapene blir redusert eller bortfalt, da det blir dannet et overtrykk på "utsiden" av sylindren, som gjør at gassen blir «skjøvet ut» og ny luft blir tilført sylindren, uten ytre energitilførsel.
- I en normalladet motor krever gassvekslingen at vi må tilføre mekanisk energi, og mekanisk virkningsgrad blir derfor redusert. (Se også avsnitt om mekaniske tap).
- Økt effekt gir også økt friksjon, men denne økningen er relativt sett mindre enn effekt- økningen, dette bidrar derfor også til økt mekanisk virkningsgrad.
- Økt luftgjennomgang gir videre bedre rensing og økt luftfylling, noe som bidrar til bedre forbrenning og dermed bedre utnyttelse av brennstoffenergien, dvs. til økt indikert termisk virkningsgrad ( $\eta_i$ ).

Σ

## KONKLUSJON

Vi har altså at effektiv termisk virkningsgrad  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ . Når vi samtidig har at både  $\eta_m$  og  $\eta_i$  øker ved å turbolade en motor, må følgelig også  $\eta_e$  øke ved turbolading.

!

## ANMERKNING!

Store 2-takts turbo-ladete skipsdieselmotorer har per i dag (2016) høyest effektiv termisk virkningsgrad av alle varmekraftmaskiner, og kan ved optimal drift oppnå effektiv termisk virkningsgrad på inntil 53 %.



$$\text{Tilført varme } Q_t(\text{kW}) = \dot{m}_B(\text{kg/s}) \cdot h(\text{kJ/kg}) = 1,16 \cdot 40 \cdot 10^3 = 46400 \text{ kW} = 100 \%$$

$$\text{Akseleffekt } P_e = 20 \text{ MW} \Rightarrow \frac{21 \text{ MW}}{46,4 \text{ MW}} \cdot 100 = 45 \% \text{ av tilført energi}$$

$$\text{Avgasstap } Q_{RG} = m_{RG} \cdot c_{RG} \cdot (t_{\text{exh}} - t_{\text{inn}}) = 51,5 \text{ kg/s} \cdot 1,05 \text{ kJ/kgK} \cdot (300 - 20)(\text{K}) = 15140 \text{ kW}$$

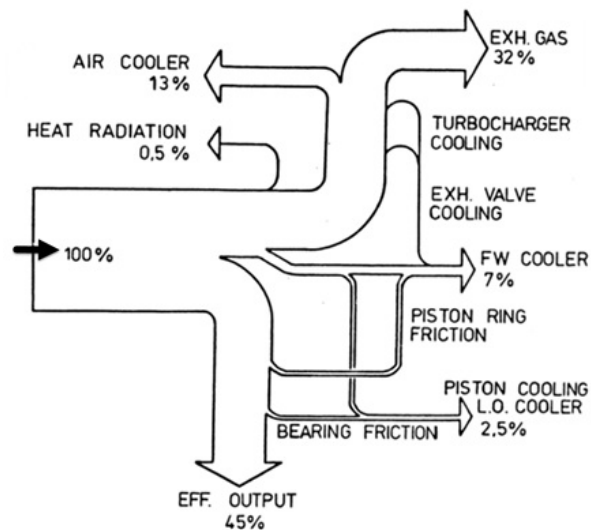
$$Q_{RG} = \frac{15,14 \text{ MW}}{46,4 \text{ MW}} \cdot 100 = 32\% \text{ av tilført energi}$$

$$\text{Kjøletap setter vi lik resten } (Q_{kjv}) = 100\% - 45\% - 32\% = 23\%$$

## Sankey diagram

Sankey diagram blir ofte brukt til grafisk fremstilling av energibalansen i varmetekniske system.

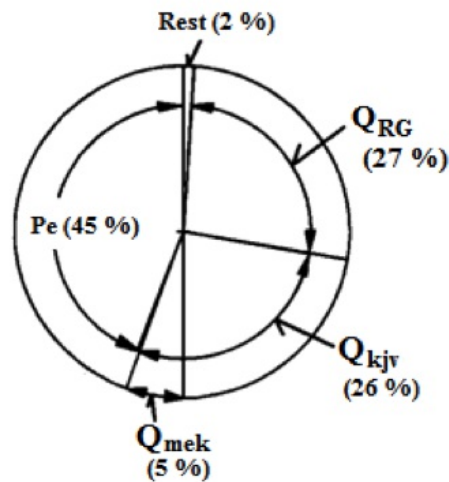
Figuren under viser eksempel på et Sankey diagram for en skipsdieselmotor. Av figuren fremgår at av tilført varme (100 %) går ca. 45 % til fremdrift (output), mens resten blir fordelt til drift av turbolader, kjøling og eksostap mv.



## Sirkeldiagram

For overslags beregninger kan vi anvende såkalte sirkeldiagram, som gir en forenklet oversikt over energifordelingen.

Figuren under viser eksempel på et sirkeldiagram, der tilført varme tilsvarer hele sirkelen, dvs. 100 %, mens bortført varme utgjør sektorer av sirkelen.



Merk at sirkelen, grovt sett kan inndeles i tre hoved sektorer:

- Akseleffekt  $P_e = 45 \%$
- Kjølevann  $Q_{kju} = 26 \%$
- Røykgasstap  $Q_{RG} = 27 \%$
- Rest-tap  $2 \%$

Sum av alle sektorer skal bli en hel sirkel.

!

#### MEKANISK TAP

Merk at mekaniske tap inngår i kjølevannstapet.

Sirkeldiagrammet egner seg som nevnt, best for overslagsberegninger. For mer nøyaktige analyser anvender vi det før nevnte Sankey diagrammet.

### Røykgasskjelens varmembalanse

Dampanlegg i motorskip er behandlet i del I og vil ikke bli behandlet i del II, men vi skal her kort definere energibalansen for røykgasskjeler. Dette fordi det feilaktig, har vært praktisert å innføre en kjelvirkningsgrad, definert som en form for termisk virkningsgrad, tilsvarende oljefyrte kjeler.

!

**Dette er altså feil bruk av begrepet termisk virkningsgrad.**

Feilen har versert i både lærebøker og ellers i skolesammenheng i minst 30 år, herunder også i eksamensoppgaver og det kan derfor være på tide å fjerne den, i hvert fall på ledelsesnivå.

Det bemerkes at feilen, uten hell, har vært påpekt tidligere, men vi må samtidig tilføye at feilen har ingen praktisk betydning for drift av anlegget, og at verden som kjent, går videre uansett.

**Røykgasskjelen må nemlig betraktes som en varmeveksler, der eksosen avgir varme til vann og/eller damp i kjelen.**

Energibalansen for røykgasskjelen kan vi derfor sette opp som følger:

$f(x)$

**Avgitt varme (fra røykgassen) = mottatt varme (vann/damp)**



Merk at vi her har utelatt bortført varme ved stråling, dette fordi denne varmemengden er ubetydelig i forhold til de øvrige energimengder, dvs. for praktisk bruk kan vi derfor sløyfe strålevarmen. Varmebalansen uttrykt matematisk blir da som følger:

$$\dot{m}_{RG} \cdot c_{RG} \cdot \Delta t_{RG} = \dot{m}_D (h_{Damp} - h_{vann})$$

$$\dot{m}_{RG} = \text{massestrøm røykgass (kg/s)}$$

$$c_{RG} = \text{røykgassens spesifikke varme (kJ/kgK)}$$

$$\dot{m}_D = \text{massestrøm damp (kg/s)}$$

$$\Delta t_{RG} = \text{røykgassens temperaturfall (K)}$$

$$h_{Damp} = \text{dampens entalpi (kJ/kg)}$$

$$h_{vann} = \text{føddevannets entalpi (kJ/kg)}$$

Dersom det dannes belegg på vann- eller røykgass siden, vil dette selvsagt påvirke overført varmemengde og temperaturendringer, men ifølge energiloven vil belegg på gass- eller damp siden kun føre til at medienes temperatur blir endret. Belegg på røykgass siden vil eksempelvis føre til at røykgass temperaturen ut øker og at avgitt varme fra røykgassen minker, dvs. overført varme til vann/damp også minker og produsert dampmengde minker tilsvarende mye.

Ved praktisk tilstandskontroll av røykgasskjelen bruker vi røykgassens trykk inn på kjelen (etter turbolader turbinen) som grunnlag, idet eksostrykket inn på kjelen gir et mål på trykkfallet gjennom kjelen, fra receiver-trykket til atmosfæretrykket.

**Økt eksostrykk etter turbolader turbinen indikerer altså økt strømningsmotstand gjennom kjelen, som igjen indikerer belegg på røykgass-siden i kjelen.**

## 2.3 Luftgjennomgang og forbrenning

### Innledning

Med forbrenning forstår vi vanligvis en oksidasjonsprosess, der oksygen forbinder seg kjemisk til et brennbart materiale, slik at kjemisk bundet energi blir frigjort.

Kjemisk energi skyldes elektriske krefter mellom elektronene og atomkjernene i molekylene.

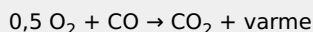
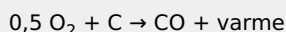
Elektronene vil alltid prøve å innstille seg slik at deres potensielle energi er minst mulig. Når to molekyler kommer i nærheten av hverandre, kan elektronene innstille seg i nye baner med lavere energi og da avgis energi i form av stråling, som igjen kan gå over til varme. På denne måten blir energi frigjort i forbrenningsprosesser og vanlige eksplosjoner.

### 2.3.1 Teoretisk luftforbruk

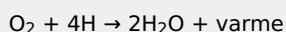
Våre vanligste brennstoffer består i hovedsak av grunnstoffene karbon (C), hydrogen (H) og svovel (S). Dersom temperaturen er høy nok, vil oksygenet i lufta binde seg kjemisk med grunnstoffene i brenselet. Slike kjemiske forbrenningsreaksjoner er svært komplekse, og blir ikke tatt med her.

Dersom vi forutsetter fullstendig forbrenning og bare ser på tilstanden før og etter forbrenningen, kan vi sette opp følgende forenklete reaksjonsligninger:

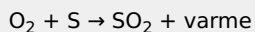
*Karbon* forbrenner i to etapper:



*Hydrogen* forbrenner til vann:



*Svovel* forbrenner til svoveldioksid (evt. svoveltrioksid):



Teoretisk luftmengde  $(L/B)_r$  er definert ved antall kg luft som kreves for fullstendig forbrenning av 1 kg olje (under laboratorieforhold).

Ifølge kjemien er teoretisk luftmengde  $(L/B)_r$  bestemt av:

$$(L/B)_r = 1,293 \cdot \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \frac{\text{kg luft}}{\text{kg olje}}$$

I formelen er c, h, s og o masseandel av henholdsvis karbon (c), hydrogen (h), svovel (s) og oksygen (o) i brennoljen, men oksygen-andelen er normalt ubetydelig og blir som regel, sløyet.

### Eksempel - Teoretisk luftmengde (L/B)<sub>r</sub>

En brennolje har følgende massesammensetning: c = 0,857, h = 0,114 og s = 0,029.

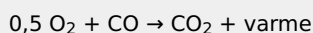
Dette gir teoretisk luftmengde (L/B)<sub>r</sub> :

$$(L/B)_r = 1,293 \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{0,857}{12} + \frac{0,114}{4} + \frac{0,029}{32} \right) = 13,9 \text{ kg/kg}$$

Det kreves altså 13,9 kg luft for å forbrenne 1 kg av denne oljen.

### Dissosiasjon

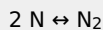
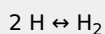
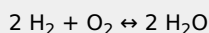
Reaksjonsligningen for forbrenning av karbonmonoksid kan vi skrive slik:



Denne reaksjonen som går mot høyre, betegner vi endotermisk (temperaturen øker) og utgjør det vi til vanlig forstår med en forbrenning.

Reaksjonen kan imidlertid under bestemte forhold også gå mot venstre, vi har da en såkalt eksotermisk reaksjon som vi betegner dissosiasjon og som innebærer at det «tas» energi fra forbrenningsproduktene, noe som fører til at forbrenningstemperaturen blir lavere enn den ellers ville blitt.

For reaksjonen mellom H<sub>2</sub> og O<sub>2</sub> gjelder de samme forhold. Også luftas bestanddeler dissosierer ved høy temperatur etter følgende ligninger:



Lavt trykk og høy temperatur fremmer dissosiasjon, men omfanget har først praktisk betydning ved temperaturer over ca. 1500°C.

For drift av dieselmotorer er det særlig dannelsen av NO<sub>x</sub> - forbindelser som har interesse, idet det er fastsatt internasjonale minstekrav for slike utslipp. (Se avsnitt; Utslipp til luft).

## 2.3.2 Luftgjennomgang og luftfaktorer

Luftgjennomgangen i motorer blir gjerne oppgitt som spesifikk luftgjennomgang i kg/kWh, kg/MJ eller i form av såkalte luftfaktorer.

Vi skiller mellom total luftfaktor (λ), også kalt luftfaktor henregnet til luftforbruk, og luftfaktor henregnet til forbrenning med symbol (λ<sub>f</sub>). Begge faktorer gir et mål på luftgjennomgangen i forhold til teoretisk nødvendig luftmengde for forbrenning av 1 kg brennstoff.

Total luftfaktor (λ) er definert ved:

$$\lambda = \frac{(L/B)}{(L/B)_r}$$

(L/B) = total luftmengde i kg per kg brennstoff (kg/kg).

(L/B)<sub>r</sub> = teoretisk luftmengde i kg per kg brennstoff (≈14 kg/kg for tungolje).

Total luftfaktor ( $\lambda$ ) gir altså et mål på total luftstrøm gjennom motoren. For dieselmotorer varierer ( $\lambda$ ) typisk mellom ca. 2,5 og 3,5. Motorfabrikantene oppgir som regel ( $\lambda$ ) sammen med øvrige data fra prøvestandskjøring av sine motorer.

### Typisk luftforbruk i 2- og 4-takts motorer

Gassvekslingen i en 4-takts motor blir som kjent, gjennomført i løpet av en hel omdreining, der stempelet bidrar til å «skyve» ut restgasser.

En 4-takts motor har dessuten ett "hvileslag" (uten forbrenning), noe som gir enklere og som regel bedre rensing av sylindere.

I en 2-takts motor skjer gassvekslingen i løpet omkring 130 grader veivinkel og gassen må dessuten "skyves" ut ved hjelp av spyletrykket.

Typiske verdier for luftfaktorer og spesifikk luftgjennomgang er:

**2-takt:**  $\lambda = 2,5 - 3,5$  som tilsvarer:  $(L/B) = 35 - 49$  kg luft per kg olje

$$l_e = 2,3 - 3 \text{ (kg/MJ)} \{= 8,3 - 11 \text{ (kg/kWh)}\}$$

**4-takt:**  $\lambda = 2 - 3$  som tilsvarer:  $(L/B) = 28 - 40$  kg luft per kg olje

$$l_e = 2 - 2,5 \text{ (kg/MJ)} \{7,2 - 9 \text{ (kg/kWh)}\}$$



#### ANMERKNING!

Generelt bør luftgjennomgangen i en dieselmotor være så stor at vi oppnår tilfredsstillende rensing og har mest mulig luftmasse «innestengt» i sylindere når kompresjonen starter.

Fremgangsmåten for å beregne eller anslå størrelsen av ( $\lambda$ ) vil variere med hvilke opplysninger vi har tilgang til. Enklest blir regnestykket dersom spesifikt luftforbruk og spesifikt brennstoffforbruk er kjent, se etterfølgende eksempel.

### Eksempel 1 - Beregning av luftfaktor $\lambda$

For en 2-taktsmotor er gitt:

Akseleffekt	$P_e$	=	9000 kW
Spesifikt luftforbruk	$l_e$	=	2,0 kg/MJ
Spesifikt brennstoff-forbruk	$b_e$	=	56,7 g/MJ
Teoretisk luftmengde	$(L/B)_r$	=	14 kg/kg

- Bestem total luftgjennomgang i kg luft per kg olje og kg/s.
- Bestem luftfaktor henregnet til luftforbruk (total luftfaktor).

a) Luftgjennomgang i kg per kg olje

$$(L/B) = \frac{l_e(\text{kg/MJ})}{b_e(\text{kg/MJ})} = \frac{2}{0,0567} = 35,3 \frac{\text{kg luft}}{\text{kg olje}}$$

Luftgjennomgang i kg/s

$$\dot{m}_{Lr} = P_e(\text{MJ/s}) \cdot l_e(\text{kg/MJ}) = 9 \cdot 2 = 18 \text{ kg/s}$$

b) Total luftfaktor ( $\lambda$ )

$$\lambda = \frac{(L/B)}{(L/B)_r} = \frac{35,3(\text{kg/kg})}{14(\text{kg/kg})} = 2,52$$

### Luftfaktor og avgassanalyse

Om bord kan vi bestemme luftgjennomgangen ved for eksempel å måle  $\text{CO}_2$  mengden i avgassen fra motoren.

For å beregne ( $\lambda$ ) kan vi anvende følgende formel:

$$\lambda = \frac{22,4 \frac{c}{12} (100 - V_{\text{CO}_2})}{V_{\text{CO}_2} v_{Lr}} + 0,21 \text{ (Se formelsamling)}$$

Der  $v_{Lr}$  er teoretisk luftmengde i  $\text{Nm}^3$  luft per kg olje ( $1 \text{ Nm}^3 = 1 \text{ m}^3$  v/760 mm Hg og  $0^\circ\text{C}$ ),  $V_{\text{CO}_2}$  er målt volumprosent  $\text{CO}_2$  i avgass og  $c$  er masseandel karbon i brennoljen.

### Eksempel 2 - Beregning av ( $\lambda$ ) ved målt $\text{CO}_2\%$ i avgass

I avgassen fra en dieselmotor som brenner gassolje, er målt  $\text{CO}_2 = 5,9\%$ . Oljens kjemiske massesammensetning er: 86,5 % C, 12,9 % H og 0,45 % S.

Vi forutsetter fullstendig forbrenning.

- Bestem teoretisk luftmengde i  $\text{Nm}^3/\text{kg}$ .
- Bestem total luftfaktor.

a) Teoretisk luftmengde ( $v_{Lr}$ ):

$$v_{Lr} = \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right)$$
$$v_{Lr} = \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{0,865}{12} + \frac{0,129}{4} + \frac{0,0045}{32} \right)$$

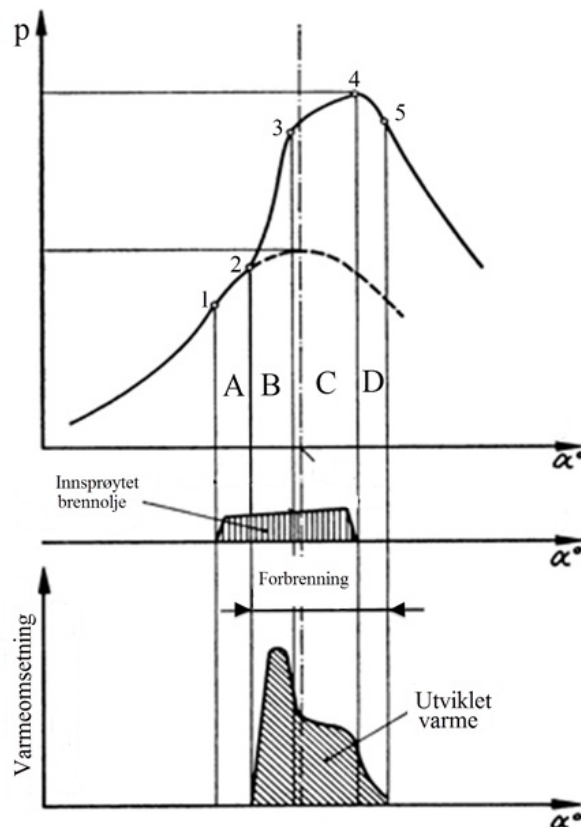
$$v_{Lr} = 11,14 \text{ (Nm}^3/\text{kg)}$$

b) Total luftfaktor ( $\lambda$ ):

$$\lambda = \frac{22,4 \frac{c}{12} (100 - V_{\text{CO}_2})}{V_{\text{CO}_2} \cdot v_{Lr}} + 0,21$$
$$\lambda = \frac{22,4 \frac{0,865}{12} (100 - 5,9)}{5,9 \cdot 11,14} + 0,21$$
$$\lambda = 2,52$$

## 2.4 Forbrenning og utslipp

### 2.4.1 Forbrenningsprosessen i dieselmotorer



Forbrenningsprosessen i dieselmotorer deler vi praktisk inn i fire faser:

- A. Tennforsinkelse
- B. Ukontrollert forbrenning
- C. Kontrollert forbrenning
- D. Etterbrann

- 1.) Innsprøyting starter
- 2.) Forbrenning starter

#### A. Tennforsinkelse

Denne fasen er karakterisert ved at oljen må **varmes opp, fordampe og få kontakt med oksygen** før selvtenning kan komme i gang.

Avhengig av tenn-forsinkelsens lengde, vil fra 30 til 70 % av total brennoljemengde sprøytes inn under denne fasen.



#### MERK

Merk at dagens tungoljer ofte har dårlige tenn-egenskaper, noe som betyr stor tenn-forsinkelse, som igjen kan føre til skader på motorer.

## B. Ukontrollert forbrenning

Når antenning først skjer (flere steder samtidig) oppstår en eksplosjonsartet forbrenning, som medfører rask trykkstigning. Dette fordi all oljen som er sprøytet inn i løpet av tennforsinkelsen normalt vil delta i forbrenningen.

Dersom tennforsinkelsen blir for stor, kan denne eksplosjonsartede forbrenningen bli for voldsom, og føre til svært rask trykkstigning, som igjen innebærer fare for såkalt ringkollaps og gjennomslag, samt uheldige slagbelastninger på kryss-, veiv- og rammelager.

Ved for rask trykkstigning blir det nemlig for liten tid til å bygge opp gassputen bak ringene, slik at trykkraften mot ringens glideflate blir større enn egenspennkraften pluss gasskraft bak ringen. Ringen vil da bli slått inn i sporet, og vi får et ringkollaps, gasslekkasje og gjennomslag.

## C. Kontrollert forbrenning

Denne fasen blir kalt kontrollert fordi vi i prinsippet kan kontrollere den ved å endre brennolje-pumpens innsprøytingskarakteristikk (bestemt av fabrikant). I denne fasen vil tilført brennolje forbrenne kontinuerlig.

## D. Etterbrenning

Dette er forbrenning som fortsetter etter at dysenålen har lukket. Etterbrann er i prinsippet uønsket, men er vanskelig eller umulig å unngå, særlig ved drift på tungolje.



### MERK

\*Merk at med nye innsprøytingssystem, ofte kalt "Common Rail" system, blir forbrenningsforløpet noe annerledes. \*

## Tennforsinkelse og CCAI verdi

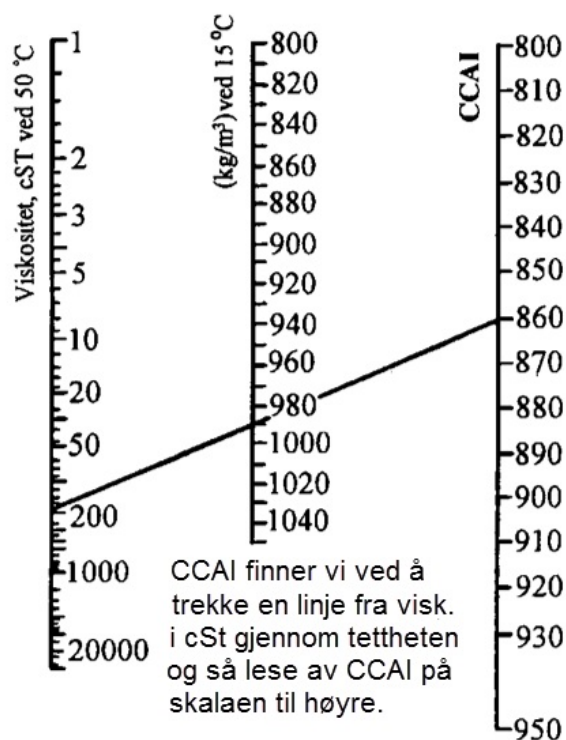
For tungoljer finnes det per i dag ingen standard definisjon for oljens tennegenskaper. (For dieselolje bruker vi Cetantall eller Diesel indeks som mål på tenningskvalitet).

I praksis bruker vi CCAI tallet som et tilnærmet mål for tenningskvaliteten av tungolje, definert ved:

$$CCAI = D - 140,7 \log \log (V + 0,85) - 80,6$$

D = tetthet v/15 °C, V = visk i cSt v/ 50 °C

I praksis kan vi finne CCAI verdien ved hjelp av nomogram, lignende det som er vist under.



CCAI-verdi	Tenningskvalitet
790–830	Svært god til god
830–850	God til tilfredsstillende
850–870	Variabel til dårlig
870–950	Dårlig til ubrukbar



### MERK

Merk at **høy tetthet og lav viskositet** gir **høy CCAI - verdi**, som altså indikerer dårlige tenningsegenskaper. Ved bunkring av olje med høy tetthet og lav viskositet bør vi derfor være «på vakt», uavhengig av CCAI verdien.

**Merk at CCAI verdien er en empirisk formel som kun gir en indikasjon på tungoljens tennings- og forbrenningsegenskaper.**

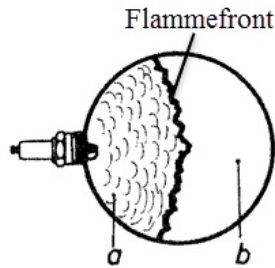
**Merk også at når en bestemt olje er tatt i bruk, er det (virkelig) virkning på drift av motoren som har betydning, dvs. CCAI verdien er da uten interesse.**

## 2.4.2 Forbrenning i bensin- og gassmotorer

Forbrenningsprosessen i en bensin-/gassmotorer kjennetegnes ved at brenselet er tilstede i sylindern og godt blandet med lufta når forbrenningen innledes ved hjelp av en gnist eller for- innsprøyting av en liten mengde diesellolje.

Forbrenningen skjer derfor relativt hurtig og under tilnærmet konstant sylindervolum, idet stempel bevegelsen er liten omkring øvre vendepunkt.





Forbrenning i bensin-/gassmotor

Forbrenningen i gassmotorer starter altså ved at gass- blandingen i et forkammer blir antent, enten ved hjelp av gnist i et forkammer (Rolls Royce) eller ved hjelp av for-innsprøyting av diesel i forkammeret (Wärtsilä).

Den videre forbrenningen utvikler seg ved at en flamme brer seg gjennom forbrenningsrommet i form av en kuleformet front, se figur.

Flammefrontens hastighet er relativt høy, omkring 25 m/s i gjennomsnitt.

Når flammefronten brer seg utover vil restblandingen i sylindere bli komprimert. Dette medfører fare for selvantennning av restblandingen, noe som medfører svært hurtig forbrenning og det oppstår såkalt «banking» som over tid kan skade motoren.

Faren for banking i gassmotorer er i hovedsak knyttet til luftoverskuddet og alle stempel- gassmotorer har derfor installert en trykk sensor i forbrenningsrommet, som i prinsippet gir signal til et regulerings system, som igjen justerer lufttilførselen slik at «bankingen» opphører.

### 2.4.3 Utslipp til luft

Ved drift av motorer er røykgassmengde og sammensetning grovt sett bestemt av luft- gjennomgang og brennstofftype, som for de fleste større skipsdieselmotorer er tungolje. (Merk at tungolje skal etter planen fases ut innen 2020).

Ved drift av motorer på tungolje er avgassmengden regnet per kg brennolje, omtrent som følger:

||| |  
 | :- | :- | :- | :- |  
 CO<sub>2</sub>: | 3 - 3,2 | kg/kg brennolje  
 CO : | 3 - 5 | g/kg | brennolje  
 NO<sub>x</sub>: | 70 | g/kg | brennolje  
 SO<sub>2</sub>: | 50 - 60 | g/kg brennolje

I tillegg får vi noe utslipp av ulike partikler i form av uforbrente HC-forbindelser og aske.

Karbondioksid (CO<sub>2</sub>) har ingen direkte skadelig virkning, men utgjør den viktigste av de såkalte drivhusgassene, som bidrar til global oppvarming.

Karbonmonoksid (CO) dannes ved ufullstendig forbrenning. Gassen er giftig fordi den binder seg til hemoglobinet i blodet vårt og hindrer derved oksygenopptaket, som igjen kan føre til dårlig konsentrasjonsevne og redusert utholdenhet mv.

## Nitrogenoksider (NO<sub>x</sub>)

NO<sub>x</sub> er en samlebetegnelse for gassene NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O etc., som blir dannet ved normal drift av bensin- og dieselmotorer. Gassene bidrar sterkt til forurening av luft og vann og utgjør derfor en miljøtrussel.

Faktorer som bidrar til økt utslipp av NO<sub>x</sub> er:

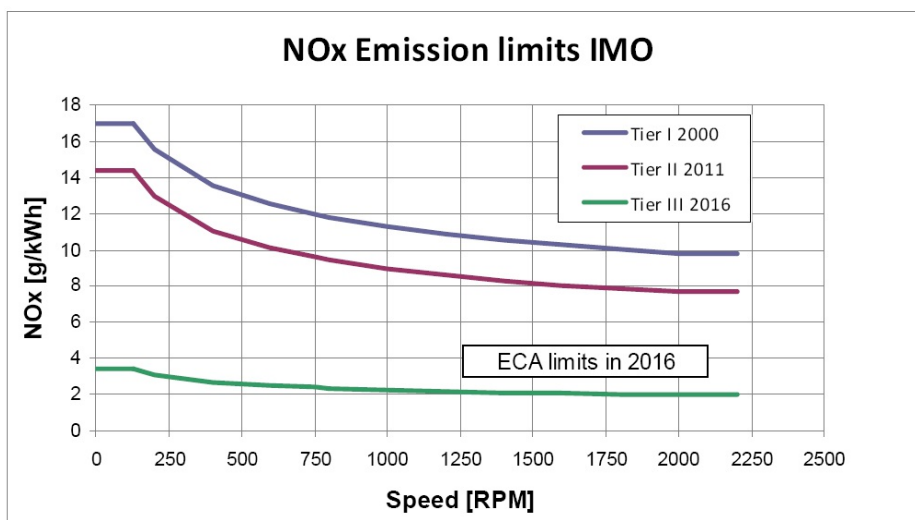
- Høy temperatur (NO<sub>x</sub> dannes i hovedsak ved temperaturer over 1500°C).
- Lang tid med høy temperatur (langsomt-gående motorer har derfor størst NO<sub>x</sub> utslipp).
- Hurtig trykkstigning (lang tennforsinkelse gir økt NO<sub>x</sub> dannelse, dette fordi økt tennforsinkelse gir raskere forbrenning og dermed høyere maksimal forbrennings- temperatur).
- Mengde forbrenningsluft (høy λ<sub>f</sub> gir redusert temperatur og dermed redusert NO<sub>x</sub> dannelse).
- Mengde nitrogen i brennstoffet (kan være inntil 1 %).

## IMO grenser for utslipp av NO<sub>x</sub>

Kontroll med og reduksjon av utslipp av nitrogenoksider er gitt høy prioritet hos myndigheter både nasjonalt og internasjonalt.

Figuren under viser IMO grenser for tillatt utslipp av NO<sub>x</sub> fra skipsmaskineri. Øverste kurve (blå) viser krav vedtatt i 2000. Av figuren ser vi at grensen for tillatt utslipp var ca. 17 g/kWh for motorer med turtall under ca. 180 min<sup>-1</sup> og ca. 11 g/kWh for motorer med turtall omkring 1200 min<sup>-1</sup>.

I 2011 ble det innført strengere krav, se nest øverste kurve (rød) og fra 2016 er det innført krav tilsvarende nederste kurve (grønn).



IMO grenser for tillatt utslipp av NO<sub>x</sub>

## Metoder for å redusere NO<sub>x</sub> utslipp fra dieselmotorer

Alle større skipsmotor produsenter har under utvikling metoder for å redusere NO<sub>x</sub> utslippene for sine motorer. Vi ser litt på noen slike metoder.

### Tilførsel vann

Tilførsel av vann (inntil ca. 30 % av brennstoffmengden). Dette kan bli gjort ved å:

- Blande (emulgere) vann og brennstoff før innsprøytingsdysene.
- Sprøyte vann inn i sylindren via separate dyser.
- Tilførsel vann til spyleluften.

Virkingen av å tilføre vann er at maksimal forbrenningstemperatur synker fordi energien til å fordampe vannet, «tas» fra forbrenningsgassene som derved blir avkjølt, og fører til redusert  $\text{NO}_x$  dannelse.

Ovennevnte metoder medfører imidlertid at brennstoff-forbruket øker (2-4 %), fordi energien til å fordampe vannet, dvs. fordampningsvarmen utgjør et tap som vi ikke kan utnytte til arbeid.

(Merk at motorprodusentene stort sett har forlatt bruken av ovennevnte metoder, blant annet pga. fare for økt sylinderslitasje).

### **Senere innsprøyting (tenning)**

Senere innsprøyting er en annen metode for å redusere  $\text{NO}_x$  utslippene. Dette gir også lavere maksimal forbrenningstemperatur og dermed mindre utslipp av  $\text{NO}_x$ .

Senere innsprøyting medfører imidlertid også økt brennstoff-forbruk, idet vi litt forenklet kan si at varme blir tilført lengre fra ØD. Senere innsprøyting og tenning medfører dessuten fare for høy varmebelastning på sylinderenheten på grunn av økt etterbrann mv.

Anmerkning!

Motorprodusentene utprøver også ulike metoder for å motvirke ovennevnte økning av brennstoff-forbruket. En slik metode går i korthet ut på å øke kompresjonsgraden, fra for eksempel 13 til 16 og å la forbrenningen foregå ved tilnærmet konstant trykk, omtrent som i den ideelle dieselprosessen. Samtidig blir gjerne innsprøytingstrykket økt for å oppnå best mulig blanding mellom luft og brennstoff og for å få sprøytet brennstoffet inn i sylindere så hurtig som mulig.

### **Katalysator rensing (SCR - Selective Catalytic Reduction)**

En annen metode for å redusere utslipp av  $\text{NO}_x$  er såkalt SCR - rensing av avgassen. SCR innebærer at det blir montert inn en katalysator i avgass-systemet (før turbolader) der nitrogenoksid blir katalysert videre til nitrogen og vanddamp, ved å tilføre ammoniakk ( $\text{NH}_3$ ) eller urea til avgassen. (Ett anlegg er beskrevet i del I).

Med denne metoden er det mulig å redusere  $\text{NO}_x$  utslippene med inntil 95 %, dvs. metoden tilfredsstillende også fremtidige krav til utslipp, og ser per i dag ut til å bli mer og mer aktuell for bruk på skip.

Det blir også utprøvd metoder for å redusere innholdet av nitrogenoksider i avgassen uten bruk av katalysator. En slik metode blir kalt selektiv ikke katalytisk reduksjon. (SNCR - Selective Non Catalytic Reduction).

Denne metoden går i prinsippet ut på å sprøyte inn et reduserende stoff, enten direkte i sylindere umiddelbart etter forbrenningen eller inn i avgassen umiddelbart etter sylindere, dvs. før turboladere.

### **«Common Rail»**

Et ledd i utviklingen for å redusere skadelige utslipp fra dieselmotorer er innføring av det såkalte "common rail" prinsippet for brennstoffinnsprøyting.

Prinsippet er tatt i bruk på både to- og firetakts skipsmotorer. Det går i korthet ut på at brennolje pumpes inn i «kraftige» akkumulatører ved hjelp av stempelpumper uten "helix - kant". Fra akkumulatøren blir brennoljen sprøytet inn i sylindere via dyser som er elektronisk styrt.

En fordel med «common rail» systemet er at innsprøytingstrykket blir holdt tilnærmet konstant, på for eksempel 1500 bar, under hele innsprøytingen, samtidig som innsprøytingens start og slutt enkelt kan optimaliseres ved hjelp av elektronikk.

### **Utslipp ved gassdrift**

Ved gassdrift av stempelmotor er utslipp av  $\text{NO}_x$  og partikler små og normalt innenfor grense verdier fastsatt av IMO.

## Reduksjon av svoveloksider og partikler

Reduksjon av utslipp av svoveloksider kan vi oppnå ved enten å redusere svovelinnholdet i brennstoffet eller ved å rense røykgassen.

Lavsvoveloljer blir produsert fra råolje med lavt svovelinnhold, for eksempel nordsjøolje.

Svoveloksider kan vi fjerne ved vannvasking i en såkalt «skrubber». Men dette kan føre til økt syrlighet i vaskevannet og ved utslipp må dette i enkelte områder nøytraliseres kjemisk. Metoden medfører også et nytt problem med hensyn til avfallsstoffer som må deponeres forsvarlig.

### **Røyk, partikler og hydrokarboner**

Effektiv reduksjon av denne typen utslipp, vil i første omgang kreve at motoren er justert korrekt og at tilstanden generelt er god.

Drift på brennoljer med gode tennings- og forbrenningsegenskaper og med lavt askeinnhold vil redusere dannelsen av partikler. Redusert smøreoljeforbruk vil ellers også bidra til å redusere partikkelutslipp.

En måte å rense avgassen for partikler på, er å installere forskjellige typer filtre i avgass- systemet. Dette er utprøvd med god effekt på dieselmotorer i transportsektoren, men er foreløpig lite utprøvd på skipsmotorer.

Partiklene er ofte svært små, typisk er ca. 70 % mindre enn 2 µm, noe som gjør effektiv fjerning ved hjelp av vasking (skrubber) vanskelig.

## 2.5 Brennolje egenskaper

En typisk tungolje består av i størrelse 90% restolje fra en raffineringssprosess, blandet med i størrelse 10% destillat. Dette betyr at restoljen (90%) grovt sett, bestemmer tungoljens egenskaper. Restoljens egenskaper er igjen bestemt av råoljens opprinnelse og raffineringssprosess. Her følger en kort beskrivelse av sentrale tungoljeparametere.

### 2.5.1 Tungolje egenskaper

#### **Tetthet $\rho$ (kg/m<sup>3</sup>)**

Tetthet (density) er forholdet mellom masse og volum ved en bestemt temperatur, normalt 15°C. Det er viktig å kjenne tettheten, blant annet fordi tungolje blir solgt i vektenheter (masse), men levert i volumenheter. Tettheten har også betydning for drift av konvensjonelle separatorene, bl.a. for valg av egenvekts ring. (ALCAP separatorene har ikke egenvekts-ring).

Høy tetthet ( $\rho$ ) er i prinsippet en indikasjon på store, tunge og stabile hydrokarbonmolekyler og indikerer ofte dårlige tennings- og forbrenningsegenskaper, særlig når viskositeten samtidig er lav. Se også CCAI verdi.

For tetthet større enn 1000 kg/m<sup>3</sup> (v/ 15°C) er det praktisk vanskelig å separere ut vann med konvensjonelle separatorene, men ALCAP separatorene tillater tetthet inntil 1010 kg/m<sup>3</sup>. Slike separatorene blir derfor installert i stadig flere skip, nye og gamle. Tetthet for tungoljer synes ellers generelt å øke, bl.a. som følge av nye raffineringssprosesser.

#### **Viskositet (ofte angitt i cSt v/50°C)**

Viskositet er et mål på en oljes motstand mot å flyte. Den vanligste enheten er cSt ved 50°C for tungoljer og cSt ved 40°C for destillater. (ISO anbefaler å bruke 100°C istedenfor 50°C).

Viskositeten forteller ellers lite om kvaliteten, men har betydning for pumpbarheten og forvarmingstemperatur etc. Merk at forskjellige typer bunkers kan ha svært ulik viskositet- temperaturkarakteristikk, noe som betyr at forvarmingen bør styres av viskositeten fremfor temperaturen. I praksis blir derfor forvarming av oljen regulert av en viskosimat, som regulerer forvarmingen i forhold til ønsket viskositet og sikrer derfor riktig viskositet ved innsprøytingen, dvs. omkring 15 cSt.

#### **Svovel «Sulphur» (maks 3,5 %)**

Svovel er et ikke-metallisk element som i hovedsak er bundet i organiske sammensetninger. Ved forbrenning binder svovel seg med oksygen og danner SO<sub>2</sub> og i noen grad SO<sub>3</sub>, som igjen kan reagere med vann og danne svovelsyre som er svært korrosiv.

Sylinderolje i krysshodemotorer som anvender HFO har alltid et relativt høyt innhold av alkaliske additiver (CaCO<sub>3</sub>), som har til formål å nøytralisere svovelsyre og dermed hindre korrosjon. Et vanlig brukt mål for sylinderoljens alkalitet, eller evne til å nøytralisere syrer er uttrykt ved et «Base Number» (BN), tidligere kalt TBN (Total Base Number).

Sylinderolje brukt til 4-takts trunkmotorer har normalt samme BN som systemoljen, da vi her må ta hensyn til innblanding pga. nedskraping av olje fra foringen

#### **EU Directive 2005/33/EC MIN 376**

*The Directive require that vessels must arrive at port with supplies of the 0.1% sulphur fuel on board. They cannot arrive and then take on the fuel.*

#### **Vanadium (V) (ppm)**

Vanadium er i regelen kjemisk bundet i oljen og kan ikke fjernes. En «tommelregel» er at V>100 ppm gir fare for høytemperaturkorrosjon, særlig i kombinasjon med natrium. Dette har sammenheng med at når forholdet V/Na $\approx$ 3, dannes det metallsalt med relativt lav størkne- temperatur, noe som betyr økt fare for utfelling av salt på varme overflater, som igjen kan føre til høytemperatur korrosjon. Avgassventiler i 4-takts motorer er mest utsatt for denne typen korrosjon, bl.a. fordi slike motorer normalt har relativt høye avgasstemperaturer.

### **Natrium (Sodium) (Na)**

Indikerer normalt saltvann i oljen. En «tommelregel» er at 1 % sjøvann tilsvarer omkring 125 ppm Na. Sjøvann kan som kjent, fjernes ved forbehandling om bord, men Na kan også være kjemisk bundet i oljen og kan da ikke fjernes.

### **Silisium (Si) + aluminium (Al)** («Slipepasta»)

Restoljer fra en «Fluid Catalytic Cracking» (FCC) prosess vil normalt inneholde porøse aluminiumsilikater. Dette fordi Al og Si blir brukt som katalysator i raffinering prosessen og noen rest-partikler (ofte kalt «Cat Fines») blir igjen i restoljen. Slike partikler er typisk relativt harde og virker derfor som «slipepasta», særlig på brennolje pumper/dyser, men også på sylindreforinger. Partiklene er små og lette, og derfor vanskelig å fjerne og krever derfor optimal separering. På grunn av faren for slitasje er det innført maksimums grenser for innhold av AL + Si i bunkers, som følger:

- Maks 60 ppm ved bunkring, (standard krav).
- Maks 10 ppm inn på motor, (anbefalt).

### **Conradsen Carbon Residue (CCR)**

CCR = koksrest i vekt % (etter oppvarming/fordampning uten lufttilgang).  
CCR < 20 har begrenset betydning.

I den senere tid er MCR metoden tatt i bruk for å bestemme koksresten i brennoljen. Tallverdien for MCR er tilnærmet lik CCR, men metoden er enklere i bruk enn CCR. Brennojlestandarder angir grense på maks 20%.

**Pour point** (stivnepunkt) - Maks 30°C. Har betydning for lagring av oljen, men varierer typisk omkring 0°C ved bunkring, dvs. dette kravet har derfor liten praktisk betydning.

### **Blandbarhet, SHF-verdi (TSP) (compatibility)**

Sediment (avleiring, bunnfall) har tendens til å blokkere filter, overbelaste separatorer og danne bunnfall i tanker. Tendensen til slamdannelse blir uttrykt ved en SHF-verdi (Sediment by Hot Filtration), der analyseverdier over 0,10 vekts prosent indikerer en ustabil blanding, som gir fare for slamutfelling. (NB! slam i separator). Det finnes også andre analysemetoder, men det er uansett en god regel: **Aldri å blande to bunkerskvaliteter.**

**Flammepunkt** (flash point): Over 60°C (sikkerhetskrav).

### **Hydrogensulfid (H2S)**

H2S i bunkersolje kan medføre skader på både personell og maskineri ved at det dannes gasser som er korrosive og i verste fall dødelige gasser i bunkerstanken over oljen.

Grenseverdier for ovennevnte parametere er fastlagt i internasjonale brennoljestandarder.

## Brennoljestandard

Tabellen under viser utdrag av ISO 8217 som er en internasjonal standard for tungolje «Marine Residual Fuel».

ISO 8217 (2010)

Parameter	Unit	Limit	RMA	RMB	RMD	RME	RMG	RMG	RMG	RMG	RMK	RMK	RMK
			<b>10</b>	30	80	180	180	380	500	700	380	500	700
Density at 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	max	920	960	975	991	991	991	991	991	1010	1010	1010
Visc. at 50 °C	cSt	max	10	30	80	180	180	380	500	700	380	500	700
Flash point	°C	min	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Pour point	°C	max	6	6	30	30	30	30	30	30	30	30	30
MCR	%	max	2.50	10	14	15	18	18	18	18	20	20	20
Ash	%	max	0.04	0.07	0.07	0.07	0.15	0.10	0.10	0.10	0.15	0.15	0.15
Total sediment	%	max	0.10		0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.1	0.10	0.10	0.10
Water	%	max	0.30	0.5	0.50	0.5	0.5	0.50	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Sodium	ppm	max	50	100	100	50	100	100	100	100	100	100	100
Vanadium	ppm	max	50	150	150	150	350	350	350	350	450	450	450
Alum. & silicon	ppm	max	25	40	40	50	60	60	60	60	60	60	60
CCAI		max	850	860	860	860	870	870	870	870	870	870	870
H2S	mg/kg	max	2.00										

### Sulphur Limit: Statutory requirements max 3.5 %.

Used lubricating oils (ULO): The fuel shall be free from ULO, and shall be considered to contain ULO when either one of the following conditions is met: Calcium > 30 and zinc >15; or Calcium > 30 and phosphorus > 15

EU Directive 2005/33/EC MIN 376

The Directive require that vessels must arrive at port with supplies of the 0.1% sulphur fuel on board. They cannot arrive and then take on the fuel.

### Ignition properties

Normally applied analytical data for fuel oil contain no direct indication of ignition quality, neither do current specifications nor do standards.

Although not an important parameter for low speed engines with high compression ratios, the ignition quality can to some extent be predicted by calculations based on viscosity and density, using formulas issued by the industry (CCAI by Shell and CII by BP). High density in combination with low viscosity may be an indication of poor ignition quality.

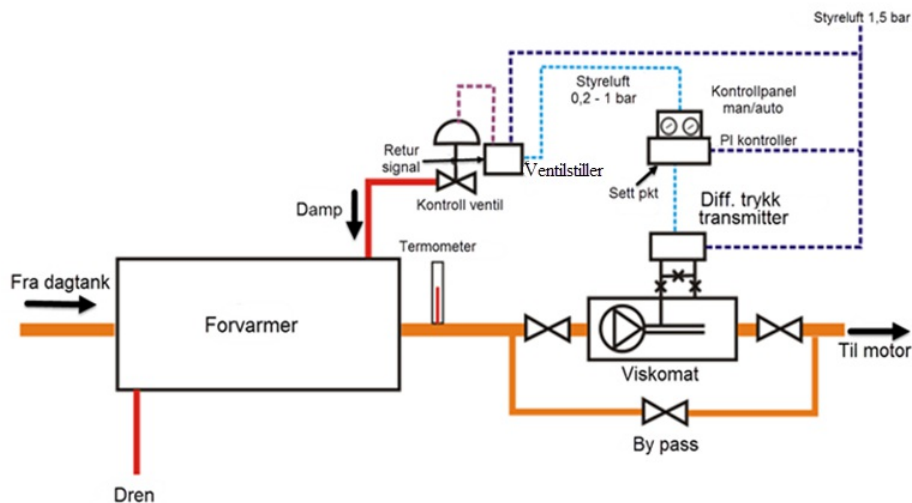
## Forvarming av tungolje - Viskosimat

Ved drift på tungolje må vi som nevnt, justere forvarmingen slik at viskositet før innsprøyting er i tråd med anbefalinger fra motorprodusenten, dvs. omkring 15 cSt.

Forvarming av brennoljen blir i praksis regulert i forhold til ønsket viskositet ved hjelp av en såkalt viskosimat.

Vi skal her kort beskrive virkemåten til en slik viskosimat.

Figuren under viser skisse av en viskosimat som bruker damp til oppvarming, men elektrisk oppvarming blir også brukt.



Viskosimaten fungerer i korthet som følger:

- Viskosimaten er utstyrt med en liten gir-pumpe som pumper olje gjennom et kapillarrør. Trykket i kapillarrøret øker når viskositeten øker. (Elektronisk viskositets-måle-instrument med kvarts-sensor blir også brukt).
- Differanse-trykk transmitteren omformer det målte trykkfallet over viskosimaten til et elektrisk signal.
- PI kontrolleren sammenligner utsignal fra differanse-trykk transmitter med sett punktet og sender signal videre til kontrollventilen.
- Manuell/auto panelet kan bli brukt til direkte styring av signal til kontrollventilen.
- Regulatoren forsterker signalet fra kontrolleren og overfører signal til regulator for kontrollventil. Det er også retur-signal fra kontrollventil til regulator.
- Kontrollventilen regulerer mengde damp til forvarmeren.

## 2.5.2 Eksempel - Bunkersvurdering

Det er bunkret HFO til bruk om bord i MT Simulator. Analyseresultat er vist i tabellen nedenfor og vi skal vurdere bunkersoljen for bruk om bord.

Residual fuel Standard ISO 8217-2010 RMK 380

Characteristics	Unit	Limit	Sample	RMK 380
Kinematic viscosity at 50 °C	mm <sup>2</sup> /s	max	320	380
Density at 15 °C	Kg/m <sup>3</sup>	max	1005	1010
CCAI		max	865	870
Sulphur	mass %	max	2,5	3,5
Flash point	°C	min	70	60
Hydrogen sulfide	mg/kg	max	0,7	2,0
Total Sediment Potential	mass %	max	0,08	0,10
Carbon residue	mass %	max	16	20
Water	Volume %	max	0,3	0,5
Ash	mass %	max	0,12	0,15
Vanadium	mg/kg	max	250	450
Sodium	mg/kg	max	110	100
Al + Si	mg/kg	max	40	60

**Løsningsforslag:**



.	.	Analyse	Anmerkning - stikkord
Spes. vekt	(kg/m <sup>3</sup> 15 °C)	1005	Høy tetthet, krever ALCAP separator.
Viskositet	cSt - 50 °C	320	Lav visk (høy ρ og lav visk. ⇒ NB tennegenskaper).
Vann	(%)	0,3	Bør reduseres (Sammenholdes med Na).
CCR	(%)	16	Indikerer store tunge molekyler.
Svovel	(%)	2,5	Normal verdi, uproblematisk.
TSP	(%)	0,08	Fare for slamdannelse v/høye temperaturer.
Aske	(%)	0,12	Relativt høy verdi ⇒ fare for beleggdannelse.
Vanadium	(ppm)	250	Høy, fare for høytemp. korrosjon, exh. vent. 4-takt.
Natrium	(ppm)	110	(V + Na) ⇒ økt fare for h.t. korrosjon 4-takt.
Al + Si	(ppm)	40	Bør reduseres til under ca.10 ppm før motor.
CCAI		865	Indikerer stor tennforsinkelse, NB 4-takt.

#### **Tetthet ρ** (1005 kg/m<sup>3</sup> v/15°C)

- Høy ρ kombinert med relativt lav viskositet indikerer et høyt innhold av katalytisk spaltede destillater og restoljer ⇒ indikerer dårlige tennings- og forbrenningsegenskaper.

#### **Viskositet** (320 cSt v/50°C)

Relativt lav viskositet, som sammen med høy (ρ) er typisk for katalytisk spaltet olje.  
CCAI = 865 ⇒ variabel til dårlig tenningskvalitet. (OK for HM, men risiko for hjm).

#### **Vann (0,3 %)**

- Vanninnhold er moderat, men sett i sammenheng med Na, indikerer det noe saltvann som er uheldig. Men vannet bør kunne fjernes ved optimal settling og separering med ALCAP separatorer.

#### **Micro Carbon Residue (MCR) (16 %)**

- MCR tillegges (i dag) begrenset betydning og er ellers relativt lav i dette tilfellet.

#### **Svovel** (2,5 %)

- S = 2,5 % er normal, og bør isolert sett, ikke medføre problemer.

#### **- TSP (0,08)**

Relativ høy verdi og vi må forvente noe slamutfelling, spesielt i separatorer.

#### **Vanadium V** (ppm) (250)

- V = 250 ppm ⇒ Relativt høy verdi ⇒ fare for beleggdannelse og høytemperaturkorrosjon ved høye metalltemperaturer, dvs. i hovedsak avgassventiler i 4-takt motorer.

- V + Na i blanding gir normalt metallsalt med lav størknetemperatur og øker dermed faren for beleggdannelse i eksos systemet, herunder turbolader turbin, som igjen kan føre til redusert turtall og dermed redusert luftgjennomgang.

#### **Natrium** (110 ppm)

- Indikerer noe saltvann og noe bundet Na. (Tommelregel: 1 % ≈ 120 ppm Na ⇒ (0,3 x 120 = 36)). Mesteparten av Na er altså bundet i oljen og kan ikke fjernes. Dette øker faren for HT korrosjon, særlig på avgassventiler i 4-takts motorer (hjm).

#### **Si + Al** (40 ppm) (katalysatorpartikler = "slipepasta")

- 40 ppm er høyt og bør reduseres til maks 10 ppm inn på motor, da det ellers er fare for stor slitasje, særlig på brennstoffpumper, dyser og kanskje foringer.

#### **Forbehandling av bunkers**

Innhold av Si + Al bør som nevnt, reduseres til maks 10 ppm før innsprøyting. Dette oppnår vi i prinsippet ved optimal separering, dvs. lav gjennomstrømning (ca. 25 - 30 % av kapasiteten) og høyest mulig separerings temperatur, for eksempel 98°C.

Brennoljens tetthet er høy (1005 kg/m<sup>3</sup> ved 15°C), men skipet er utstyrt med 2 stk. ALCAP separatorer, som tillater tetthet inntil 1010 kg/m<sup>3</sup>, dvs. separering og fjerning av vann bør gå greit. Men for å sikre fjerning av Al/Si partiklene og samtidig fjerne mest mulig saltvann, bør separatorene kjøres optimalt.

I prinsippet oppnår vi best separering ved ca. 25 – 30 % gjennomstrømning. Avhengig av forbruk og separatorkapasitet må vi derfor vurdere drift av 1 separator (som er normalt), alternativt drift av begge, koplet i parallell eller serie. Seriedrift forutsetter imidlertid at separator kapasiteten er tilstrekkelig stor i forhold til forbruket til å kjøre med ca. 25 % gjennomstrømning. Separatorkapasiteten om bord er i dette tilfellet ikke oppgitt, men normalt er ikke separatorer dimensjonert for dette. For å få lavest mulig gjennomstrømning og dermed sikre fjerning av mest mulig Al/Si partikler, velger jeg å kjøre begge, koplet i parallell.

Med hensyn til temperatur for separering må vi ta hensyn til at forskjell i tetthet mellom vann og olje er størst omkring 85°C, noe som tilsier en relativt lav forvarmingstemperatur for fjerning av vann, mens høy temperatur gir lav viskositet, som er gunstig for fjerning av AL/Si partikler, men øker samtidig faren for slamdannelse noe. Jeg vil prioritere fjerning av AL/Si og velger derfor høyest mulig forvarmingstemperatur, dvs. ca. 98°C.

### **Konklusjon**

Med optimal settling og separering anses oljen ok for drift av HM på aktuell belastning (NCR) og ellers normale driftsforhold. Brennoljen kan imidlertid medføre driftsproblemer ved drift av hjm.

- For senere dokumentasjon tar vi prøve av ferdig separert olje.
- Brennoljen anses ok for bruk på HM ved aktuell belastning (NCR).
- HJM (4-takt) kjøres på diesel (basert på ovennevnte tungoljevurdering).

## 2.6 Smøreolje egenskaper

### Innledning

Dagens smøreoljer er normalt mineralske oljer tilsatt additiver for å tilfredsstille de forskjellige krav vi setter til oljens egenskaper. De viktigste kravene til en smøreolje er at den skal:

- Redusere friksjonen mellom bevegelige deler og dermed redusere slitasje,
- separere flater som arbeider mot hverandre, dvs. redusere friksjonen mest mulig,
- fjerne varme,
- beskytte metaller mot korrosjon,
- løse opp og transportere bort forurensninger,
- dempe støy,
- virke som tetning mellom komponenter som beveger seg i forhold til hverandre.

For å oppfylle slike krav, må vi tilsette additiver.

### 2.6.1 Smøreolje additiver

Additiver er kjemikalier som blir tilsatt smøreoljen i forskjellige mengder, fra noen få ppm (parts per million) til flere prosent for å påvirke smøreoljens egenskaper. Disse kan vi inndele i to hovedgrupper:

- Additiver som påvirker smøreoljens kjemiske egenskaper.
- Additiver som påvirker smøreoljens fysiske egenskaper.

I det etterfølgende skal vi kort beskrive de viktigste egenskapene vi ønsker at smøreoljen skal ha og hvilke typer additiver som blir tilsatt for å oppnå disse egenskapene.

### Kjemiske egenskaper

#### Motstand mot oksidasjon

- Smøreolje vil over tid brytes ned pga. oksidasjon fra kontakt med luft. Oksidasjonshastigheten er sterkt avhengig av smøreoljens kjemiske oppbygning, eksempelvis er parafinske smøreoljer mer stabile enn naftenske.
- Under oksidasjonen blir det dannet organiske syrer som kan angripe metalloverflater. Videre blir det dannet slam og avleiringer.
- Oksidasjon i smøreoljer er sterkt temperaturavhengig og oksidasjonshastigheten fordobles for hver 10°C temperaturstigning oljen blir utsatt for, men under ca. 82°C anses oksidasjonen å være uten praktisk betydning.
- Oksidasjonen forløper som en kjedereaksjon der oksidasjonsproduktene virker som katalysator for videre oksidasjon.
- Tilsetning av anti-oksideranter vil redusere hastigheten disse kjedereaksjonene løper med, og derved redusere omfanget av oksidasjon.

## Korrosjonshindrende

- Gode anti-korrosjonsegenskaper er av stor viktighet i moderne smøreoljesystemer. Det er imidlertid vanskelig å hindre at korrosjonsangrep opptrer fordi vann, oksygen og i enkelte tilfeller korrosive syrer kan være tilstede i slike systemer.
- For å hindre eller redusere omfanget av korrosjon blir smøreoljen tilsatt korrosjons- inhibitor. Disse kan enten virke ved at de danner en hinne over metalloverflaten og derved beskytter denne mot angrep, eller de virker syrenøytraliserende ved at de øker smøreoljens alkalitet.

## Slitasjereduserende

- En av smøreoljens hovedoppgaver er å forhindre slitasje. For å øke smøreoljens evne til å tåle høye belastninger og for å bedre smøreegenskapene ved tilfeller med grensesmøring, blir det tilsatt forskjellige typer additiver. Disse skal forbedre oljens heft-egenskaper til metallflater og skape en film som reduserer tendensen til metallisk kontakt mellom de bevegelige flatene.
- Ved ekstreme belastninger («extreme pressure (EP) lubricants») blir det tilsatt additiver som i tilfelle metallisk kontakt danner en fast uorganisk hinne som forhindrer lokal sveising mellom ruhetstopper, som er i berøring med hverandre.

## Detergente og dispersente egenskaper

- Spesielt i dieselmotorer er det viktig at smøreoljen har egenskaper som gjør at avleiringer oppløses (detergente) og holdes finfordelt og flytende (dispersente) i smøreoljen. Derved blir motoren holdt ren og forurensningene kan fjernes i filtre/separatore mv.

## Syrenøytraliserende evne

- Smøreoljen i dieselmotorer må ha en viss evne til å nøytralisere syrer. Disse fremkommer primært ved forbrenning av svovelholdige brennstoff. Evnen til å nøytralisere syrer blir uttrykt ved smøreoljens TBN «Total Base Number» som angir antall mg KOH per gram smøreolje. I tillegg til et riktig TBN nummer må vi også sørge for at det additive som blir brukt også reagerer raskt nok med den dannede svovelsyren, dette for å redusere tiden svovelsyren får være i kontakt med metalloverflaten. Additiver for dette formålet inneholder en stor andel kalsiumkarbonat ( $\text{CaCO}_3$ ) som forbinder seg med svovelsyre ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) og danner kalsiumsulfat ( $\text{CaSO}_4$ ) vann ( $\text{H}_2\text{O}$ ) og karbondioksid ( $\text{CO}_2$ ).

## Bakteriedrepende evne

- Belegg og skader på lagre kan skyldes mikrobe angrep på smøreoljen. Det finnes tre typer mikrober, nemlig bakterier, gjærsopp og muggsopp. Disse trenger vann samt karbon, nitrogen, fosfor og svovel for å vokse. Disse elementene er ofte tilstede i tilstrekkelige mengder og mikroben vil finne smøreoljen som en «nærende diett». Forutsatt at det finnes spor av fritt vann tilstede kan et lite antall mikrober meget raskt reproducere til de danner synlige, sammenfiltrede og slimete bestanddeler. Noen bakterier produserer hydrogensulfitt som i løpet av dager resulterer i synlige korrosjonsskader.
- Optimal vekst temperatur er 30-40°C, mens en oppvarming til 80-90°C i noen timer vil sterilisere oljen. Andre metoder for fjerning av mikrober er tilsetning av biocider til smøreoljen, eller benytte kromater i kjølevannet dersom det er mistanke om kjølevanns lekkasje til smøreoljen.
- Som nevnt, resulterer mikrobe angrep ofte i alvorlige skader på lagre, ofte i form av svart belegg og korrosjonsskader. Smøreoljen får et slam-lignende utseende, og det blir umulig å fjerne vann ved separering da dette er emulgert i oljen.
- Brennstoff kan også angripes av mikrober, særlig hvis den blir stående lenge på tanker uten utskifting (skip i opplag). I slike tilfeller vil brennstoffet få en geleaktig konsistens og filtre mv. vil bli blokkert.

## Fysiske egenskaper

### Viskositetsindeks (VI)

- Sammenhengen mellom viskositet og temperatur for smøreoljer kaller vi viskositetsindeks (Viscosity Index eller VI), denne avhenger av molekylstrukturen, viskositeten for naftenske smøreoljer reduseres raskere ved temperaturøkning enn parafinske. Disse forhold har avgjørende betydning for smøreoljer til alle typer maskineri, idet vi ønsker liten endring av viskositeten ved temperaturendringer (høy VI). For å oppnå dette kan smøreoljen tilsettes additiver («VI-improvers»). Disse består av lange molekylkjeder med høy

molekylvekt (organiske polymerer) som reduserer oljens flyteevne ved økende temperatur og derved øker viskositeten.

- «Multigrade» smøreolje er et typisk eksempel på en olje der slike additiver blir brukt for å øke VI på en ellers lav-viskøs basisolje.

### Lav skummingstendens

- Skum i smøreoljer er et resultat av blanding av oljen med gass (vanligvis luft). Skum er synlig i oljen som større blærer som stiger opp og unnslipper ved oljens overflate.
- I drift er skumming uønsket av følgende grunner:
  - Fare for overstrømning fra tanker.
  - Danner damp-låser i pumper.
  - Kan føre til kavitasjons-erosjon i lagre og pumper.
- Reduserer smøreevnen.

Additiver settes til oljen for å redusere skummings tendensen («Anti-foam agents»). Typisk er tilsetning av små mengder mellomtunge silikoner. Disse fører til at overflatekreftene mellom bobler og olje endres slik at boblene går sammen og unnslipper fra oljens overflate.

### Gode klebe-egenskaper

- Smøreolje brukt i åpne gir, virer og lagre der drypping er uønsket, blir tilsatt additiver for å bedre adhesjonen til metallflaten. Typiske additiver er basert på tilsetning av spesielle organiske polymerer med høy molekylvekt.

### Emulgerende evne

- Vanligvis ønsker vi ikke at smøreoljen skal danne stabile emulsjoner med vann, men i enkelte spesielle tilfeller er slike emulsjoner ønskelige. Et eksempel er smøreoljer til bruk på skjærende verktøy.
- Slike emulsjoner benyttes også som kjølemedium i motorens kjølevannssystem der oljen virker korrosjonshindrende og smørende, for eksempel i forbindelse med teleskoprør for stempelkjøling. Polare forbindelser inngår i slike additiver.

## 2.6.2 Smøring av dieselmotorer

Vi skiller mellom smøring av to-takts krysshodemotorer og fire-takts motorer.

### Smøring av krysshodemotorer

Krysshodemotorer opererer som kjent, med to adskilte smøreoljesystemer, nemlig sylinter- og system smøreolje.

Smøreoljene som blir brukt, vil normalt være forskjellige fordi det stilles forskjellig krav til oljens egenskaper for sylindersmøring og systemsmøring.

Vi skal kort beskrive kravene til de to typene smøreoljer.

#### **Sylindersmøreolje**

De viktigste krav til sylindersmøreoljen er:

- Gi lavest mulig friksjon mellom stempelringer og sylindreføring. Dette er et krav som det kan være vanskelig å oppfylle fordi:  
Betingelsene for å oppnå hydrodynamisk smøring (de bevegelige deler holdes adskilt ved hjelp av trykket i en ubrutt hinne av smøreolje) er ofte dårlige i sylindren. Dette gjelder særlig omkring øvre dødpunkt der trykk og temperaturer er høyest og relativ hastighet er lavest. Her opptrer oftest grensemøring, dvs. at smøreoljefilmen blir brutt og en viss metallisk kontakt kan inntreffe. For å redusere omfanget av denne slitasten, må vi kreve at smøreegenskapene til oljen ved grensesmøring er gode.

- Oljen må ha tilstrekkelig høy viskositet ved høye temperaturer, men samtidig ha god sprede-evne for hurtig å bygge opp en sammenhengende oljefilm over hele sylinderflaten. Dette er krav som står i motsetning til hverandre idet god spred-evne fordrer lav viskositet, mens høy viskositet er ønskelig omkring øvre dødpunkt, der temperaturen er høyest.
- Sylindersmøreoljen skal bevirke at det blir dannet en effektiv tetning mellom stempel- ringer og foring. Dette for å hindre gasslekkasjer, bort-brenning av smøreoljefilmen og hindre gasslekkasje.
- Sylindersmøreoljen må være termisk stabil, men også forbrenne uten å danne abrasive asker eller belegg. Oljen blir tilført i forhold til «totalt forbruk» prinsippet, dvs. den skal forbrukes mest mulig fullstendig i løpet av oppholdstiden i sylindere.
- Sylindersmøreoljen må ha tilfredsstillende detergente/dispersente egenskaper slik at den holder ringsonen ren og fri for belegg.

Disse egenskapene er i stor grad tilfredsstillende for dagens sylindersmøreoljer. Oljens kompleksitet og den store mengden additiver (opptil 33%) som er nødvendig, gjør imidlertid at prisen på oljen blir høy.

## Systemolje - krysshodemotorer

Kravene til systemsmøreoljen har økt i de senere årene, på lik linje med kravene til sylindersmøreoljen.

Lagerbelastningene i langsomt-løpende 2-takts motorer har alltid vært høye, spesielt gjelder dette krysslageret. En god SAE 30 olje (kinematisk viskositet fra 9,7 til 13 cSt v/100°C) har normalt vært tilfredsstillende smøreoljekvalitet. Men ved å øke viskositeten til SAE 40 bedres de lastbærende egenskapene. En mer høyviskøs olje vil imidlertid redusere kjøleeffekten fra smøreoljen i lagre og ved stempelkjøling.

Særlig i forbindelse med bruk av systemoljen som kjølemedium i stempelet, stilles det strenge krav til oljens stabilitet mot oksidasjon og termisk cracking (forkulling). Oksidasjon opptrer selv ved relativt lave temperaturer, mens cracking normalt ikke vil inntreffe før temperaturen er over ca. 300°C. Begge effektene er temperaturavhengig, med sterkt økende omfang ved økt temperatur.

Oksidering kan vi kontrollere ved egnede additiver, mens det ikke finnes kjente metoder for å hindre cracking.

I den andre enden av temperaturskalaen kan vi oppleve omfattende slamdannelse («cold sludge») ved drift på lave temperaturer. Slammet består av en kompleks blanding av rester fra forbrenningen som lekker ned i veivrommet, oksidasjonsprodukter, organiske syrer fra smøreolje, vannforurensning og faste partikler (slitasjepartikler, rust mv.).

Dannelsen av slikt slam opptrer hyppigst i trunkmotorer, men selv om sylindere i to-takts motorer er adskilt fra veivrommet vil vi få noe forurensning av smøreoljen fra forbrennings- produkter da lekkasjer alltid vil finne sted.

På krysshodemotorer er følgelig ikke additiver som dispergerer slammet like nødvendig som ved trunkmotorer. Det er imidlertid god praksis å holde smøreoljetemperaturen høy nok, slik at eventuelt slam holdes oppløst og flytende i oljen. Dermed sikrer vi at slammet kan fjernes i separator og filter mv.

### Hovedkrav til systemoljen i 2-takts motorer er:

- Basisoljen som inngår i smøreoljen må være av god kvalitet. En utvalgt naftensk/ parafinsk blanding med en viskositetsindeks på 75 – 85 vil være ok.
- En SAE 30 olje med viskositet på fra 11,8 til 12,2 cSt v/100°C gir et kompromiss mellom tilstrekkelig viskositet for gode lastbærende egenskaper, og opprettholdelse av gode varmeoverførings egenskaper og stabilitet.
- I spesielt høyt belastede motorer kan lastbærende egenskaper forbedres med additiver.
- Oksiderings-stabilitet kan bedres med passende anti-oksidasjons additiver.
- God motstandsevne mot korrosjon er viktig. Passende additiver som både forhindrer korrosjon og nøytraliserer syrer er tilgjengelige.
- Smøreolje må ikke emulgere vann eller vann/syre blandinger, slik at disse forurensningene kan fjernes i forbehandlings systemet.

## Smøring av 4-takts, trunkmotorer

I en trunkmotor er som kjent, sylindren åpen mot veivrommet, og i det store flertall motorer tjener smøreoljen to formål, nemlig smøring av drivverket og smøring av selve sylindereheten. Dette innebærer, spesielt i motorer som drives på tungolje, at smøreoljen må ha alle de egenskapene som kjennetegner en god sylindermøreolje.

I enkelte trunkmotorer blir det brukt separat sylindersmøring, men på grunn av faren for å forrykke balansen mellom additivene ved bruk av to forskjellige smøreoljekvaliteter (som vil bli blandet), er det tilrådelig å benytte samme smøreoljetype som i systemet for øvrig.

Dette innebærer at systemsmøreoljen i en trunkmotor må ha vesentlig bedre detergente og dispersente egenskaper og bedre syrenøytraliserende evne, enn systemoljen i en krysshode- motor.

Kravet til detergente og dispersente egenskaper vil avhenge sterkt av brennoljetyper. Jo mer faste forbrenningsrester en brennolje gir, jo større vil kravene til smøreoljens evne til å oppløse og holde disse flytende. Smøreoljens alkalitet må videre tilpasses brennoljens svovelinnhold.

Generelt sett er kravet til alkalitet i systemoljen lavere (lavere TBN) for trunkmotorer enn for krysshodemotorer, også når vi bruker tungolje med samme svovelinnhold. Dette fordi sylindermøreoljen for krysshodemotorer blir dosert i tilmålte mengder, gjerne så små mengder som mulig. I en trunkmotor derimot, vil stempelskjørtet rive med seg smøreolje opp på foringen slik at mengden olje på foringen blir større. Det meste av smøreoljen blir skrapet tilbake i veivrommet av skraperingene.

Typiske TBN verdier for systemsmøreoljen i store trunkmotorer er fra 22 til 34 TBN.

## 2.7 Dynamiske krefter og moment

### 2.7.1 Veivkrefter

Kreftene som virker på veiv-systemet i en motor kan vi inndele i gasskrefter og massekrefter.

**Gasskraften** virker i sylinderens lengderetning og blir overført via veivstangen til veiven.

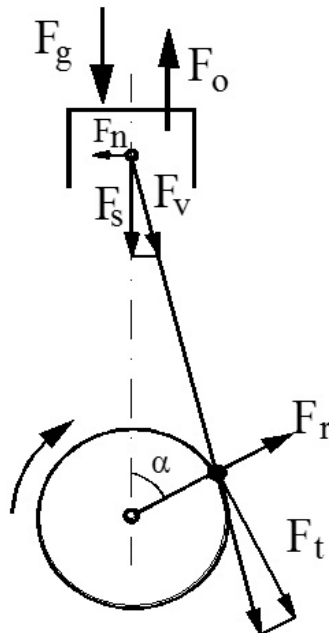
**Massekrefter** oppstår ved at bevegelige deler i motoren blir påvirket av akselerasjoner. Slike massekrefter kan ha skadelig virkning på motoren, da de virker som om de var varierende ytre krefter, og vil søke å fremkalle opp og nedover-rettede eller vuggende bevegelser av motor og fundament.

#### Oscillerende massekraft

Oscillerende massekraft ( $F_o$ ) er en treghetskraft som svarer til akselerasjon av de fram og tilbake gående (oscillerende) masser ( $m_o$ ).

Oscillerende masser består i første rekke av komplett stempel, men vi må også ta hensyn til at veivstangen beveger seg opp og ned, samtidig som den «pendler» fram og tilbake. For praktiske forhold forenkler vi dette ved å dele veivstangens masse i to deler, en roterende del ( $m_{vr} \approx \frac{1}{3} m_v$ ) og en oscillerende del ( $m_{vo} \approx \frac{2}{3} m_v$ ). Samlet får vi da følgende krefter:

**Oscillerende massekraft**  $F_o = m_o \cdot a$  (N)





$$m_o = (m_s + m_{vo})$$

$m_s$  = masse av komplett stempel (kg)

$m_{vo}$  = veivstangens oscillerende masse (kg)

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ (ms}^{-2}\text{)}$$

$R$  = veivradien (m)

**Roterende masekraft**  $F_r = m_r \cdot R \cdot \omega^2$  (N)

$$m_r = m_{vr} + m_t + 2m_{sk} \text{ (kg)}$$

$m_t$  = masse av veivtapp (kg)

$m_{sk}$  = masse av veivskinke (kg)

**Gasskraft**  $F_g = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$  (N)

$p$  = overtrykk på stempel (N/m<sup>2</sup>)

$D$  = stempeldiameter (m)

**Stempelkraften**

$$F_s = F_g + F_o \text{ (N)}$$

**Veivstangskraften**

$$F_v = \frac{F_s}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

**Tangentialkraften**

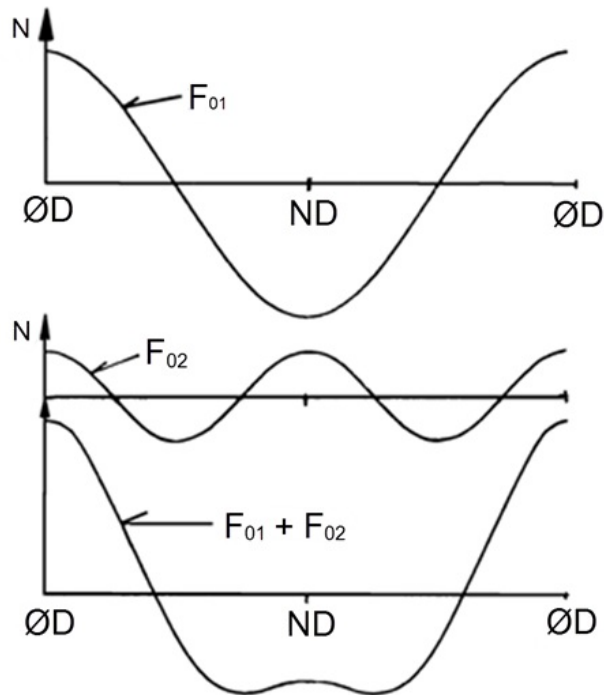
$$F_t = F_s \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

$\alpha$  = veivvinkel regnet fra  $\emptyset D$

$\beta$  = veivstangsvinkel

## Massekraftens variasjon

Vi har at oscillerende massekraft for en enkelt sylinder er bestemt ved:



$$F_o = m_o R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ (N)}$$

$R$  = veivradius (m)

$\alpha$  = veivinkel (fra ØD)

$\omega$  = vinkelhastighet (rad/s)

$$\lambda = \frac{R}{L} = \text{veivstangsforholdet}$$

$F_o$  kan inndeles i to komponenter:

$$F_{o1} = m_o R \cos \alpha \text{ (1. orden)}$$

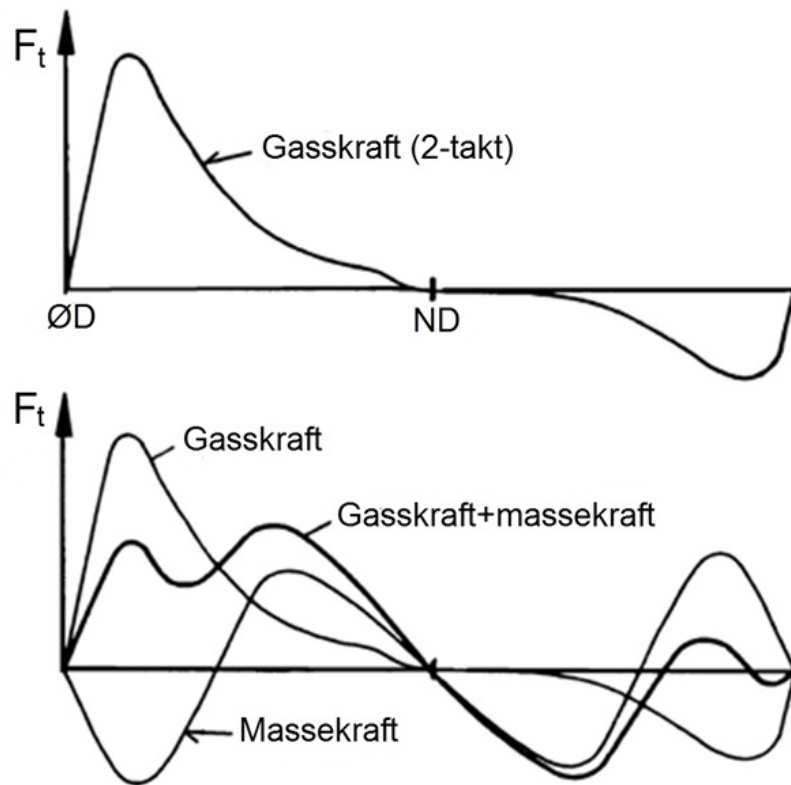
$$F_{o2} = m_o R \lambda \cos 2\alpha \text{ (2. orden)}$$

Oscillerende massekraft (1 syl.)

Figuren over viser oscillerende massekraft for en sylinder, skjematisk. I figuren gir flaten mellom x-aksen og kurven et mål på kraftens arbeid. For en hel omdreining er summen av disse flatene lik null. Merk derfor at **massekrefter ikke utfører arbeid**, og at massekraften varierer på samme måte, enten motoren er av 2- eller 4-taktstypen.

## Tangentialkraft ( $F_t$ )

Da massekraften som nevnt, ikke utfører arbeid, er det ofte praktisk å studere masse- og gasskraften hver for seg. Vi tar utgangspunkt i tangentialkraften ( $F_t$ ):



$$F_t = F_s \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

$F_t$  = tangentialkraft (N)

$F_s$  = stempelkraft (N)

$\alpha$  = veivinkel (fra  $\emptyset D$ )

$\beta$  = veivstangsvinkel

Figuren til viser tangential- kraften for en omdreining av en 2-takts motor, skjematisk.

Tangentialkraft - 2-taktsmotor

## Eksempel - Massekraftberegning

For å gi et «bilde» på størrelsen av masse- og gasskrefter som opptrer i en motor, skal vi her se på et regneeksempel. (Det bemerkes at slike beregninger blir utført ved motorfabrikken og har begrenset interesse for studenter i fagskolen).

For en 2-takt dieselmotor er gitt:

Sylinderdiameter  $D = 840$  mm

Slaglengde  $S = 1800$  mm

Veivstangslengde  $L = 3600$  mm

Sylinderens oscillerende masse  $m_o = 11000$  kg

Rotasjonsfrekvens  $n = 1,78$  s<sup>-1</sup>

I ØD er sylindertrykket 62 bar og 30° etter ØD er sylindertrykket 42 bar.

Bestem:

- Oscillerende massekraft i ØD.
- Oscillerende massekraft ved 30° veivvinkel etter ØD.
- Stempelkraften i ØD og 30° veivvinkel etter ØD.
- Tangentialkraften ved 30° veivvinkel etter ØD.

Beregningsunderlag:

$$\text{Veivstangsforholdet } \lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,9}{3,6} = 0,25$$

$$\text{Stempelareal } A_s = \frac{\pi \cdot 0,84^2}{4} = 0,554 \text{ m}^2$$

$$\text{Vinkelhastigheten, kvadrert } \omega^2 = (2\pi \cdot 1,78)^2 = 124,8 \text{ s}^{-2}$$

a) Oscillerende massekraft i ØD ( $F_{o\ \text{ØD}}$ ):

$$F_{o\ \text{ØD}} = m_o \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$F_{o\ \text{ØD}} = 11000(\text{kg}) \cdot 0,9(\text{m}) \cdot 124,8(\text{s}^{-2}) \cdot (1 + 0,25) = 1540 \cdot 10^3 \text{ N}$$

b) Oscillerende massekraft 30° etter ØD ( $F_{o\ 30}$ ):

$$F_{o\ 30} = m_o \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$F_{o\ 30} = 11000(\text{kg}) \cdot 0,9(\text{m}) \cdot 124,8(\text{s}^{-2}) \cdot (\cos 30^\circ + 0,25 \cdot \cos 60^\circ)$$

$$F_{o\ 30} = 1200 \cdot 10^3 \text{ N}$$

### Stempelkraft i ØD ( $F_{s\ \emptyset D}$ ) :

I ØD er gasskraften:  $F_{g\ \emptyset D} = p_{\emptyset D} \cdot A_{st} = 62 \cdot 10^5(\text{Pa}) \cdot 0,554(\text{m}^2) = 3400 \cdot 10^3 \text{ N}$

I ØD virker gasskraften nedover og massekraften oppover, dette gir stempelkraften:

$$F_{s\ \emptyset D} = F_{g\ \emptyset D} - F_{o\ \emptyset D} = (3400 - 1540) \cdot 10^3 = 1860 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Ved  $\alpha = 30^\circ$  er gasskraften:

$$F_{g\ 30} = p_{30} \cdot A_{st} = 42 \cdot 10^5(\text{Pa}) \cdot 0,554(\text{m}^2) = 2300 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Ved  $\alpha = 30^\circ$  virker gasskraften nedover og massekraften oppover:

$$F_{s\ 30} = F_{g\ 30} - F_{o\ 30} = (2300 - 1200) \cdot 10^3 = 1100 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Merk at for  $\alpha = 0$  og  $\alpha = 30^\circ$ , er gasskraft og oscillerende massekraft motsatt rettet.

d) Tangentialkraft ved  $\alpha = 30^\circ$  ( $F_{t\ 30}$ ):

Beregner veivstangs-vinkelen ( $\beta$ ):

$$\beta = \frac{R \sin \alpha}{L} = \frac{0,9(\text{m}) \cdot 0,5}{3,6(\text{m})} = 1,25 \cdot 10^{-4} \Rightarrow \beta = 7,2^\circ$$

Ved  $\alpha = 30^\circ$  får vi tangentialkraften ( $F_{t\ 30}$ ):

$$F_{t\ 30} = F_{s\ 30} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = 1100(\text{kN}) \cdot \frac{\sin(30^\circ + 7,2^\circ)}{\cos 7,2^\circ}$$

$$F_{t\ 30} = 670 \text{ kN}$$

Av ovennevnte eksempel ser vi at massekreftene som oppstår i krysshode motor under drift er til dels svært store, og må selvsagt tas hensyn til av fabrikanten ved dimensjonering av lagre og drivverk.

## 2.7.2 Utbalansering av massekrefter

Rystelser på en motor forårsakes av periodiske krefter som virker utad. Slike krefter kan være:

- Dreiemomentreaksjoner.
- Massekrefter og massemoment.

### Dreiemomentreaksjoner

Gasskraften og dermed dreiemomentet for en sylinder varierer i løpet av en omdreining og gir altså periodiske krefter som forsøker å "vri" motoren. For en gitt motor vil rystelser forårsaket av dreiemomentreaksjonen være størst når frekvensen av påførte krefter og/eller moment er lik egenfrekvensen til motorfundament-systemet.

Merk at krefter som skyldes **dreiemomentreaksjoner, kan ikke utbalanseres**, men størrelsen av disse vil avhenge av antall sylindre og tennings-rekkefølge mv.

## Massekrefter

Massekreftene inndeles i roterende og oscillerende massekrefter. Begge disse kan forårsake periodiske krefter og moment, som virker utad og forårsaker rystelser på motor og fundament.

I samme forbindelse nevnes at gasstrykket i sylindren normalt ikke har noen direkte ytre virkning, fordi disse kreftene tas opp inne i motoren. Gasstrykket kan imidlertid gi opphav til uheldige torsjonssvingninger i akselsystemet. Dette kommer vi tilbake til senere.

Oscillerende massekraft for en sylinder uttrykkes ved:

$$F_o = m_o R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ N}$$

Denne kraften inndeler vi i to komponenter:

$$F_{o1} = m_o R \omega^2 \cos \alpha \text{ (N) (1. orden)}$$

$$F_{o2} = \lambda m_o R \omega^2 \cos 2\alpha \text{ (N) (2. orden)}$$

Herav følger at 1.ordens oscillerende massekraft varierer i «takt» med veivakselen ( $\cos \alpha$ ) og kan derfor utbalanseres med en såkalt kontravekt, festet diametralt på akselen.

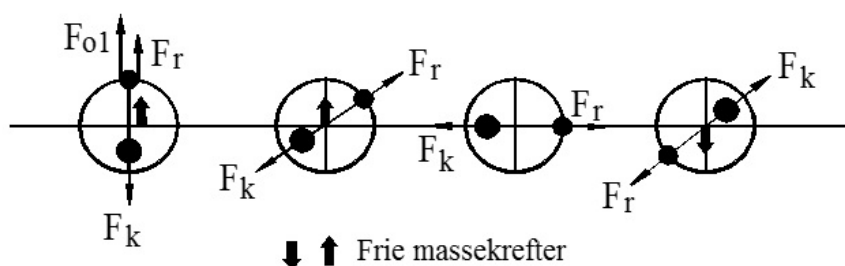
Massekraften av 2. orden gjør to hele svingninger i løpet av en omdreining. Denne kraften kan utbalanseres ved hjelp av to mot-roterende eksenterskiver, som roterer dobbelt så fort som veivakselen. Ved å bruke to eksenterskiver, en på hver side av veiven, oppnår vi dessuten at sentrifugalkraften fra eksenterskivene er innbyrdes utbalansert.

Teknisk sett er det altså mulig å utbalansere 2. ordens massekraft, men det er kostbart og blir derfor bare brukt på spesielle motorer.

## Kontravekter

Oscillerende massekraft av 1. orden kan vi som nevnt, utbalansere med kontravekter, montert på motsatt side av veiven. Dersom kontravektens massekraft er lik maksimal oscillerende kraft av 1. orden, har vi i prinsippet likevekt når veiven står i ØD eller ND, men i alle andre veivstillinger vil kontravekten skape en ubalansert kraft, som i visse tilfeller kan gi uheldige tverrbelastninger på motorens fundamentbolter.

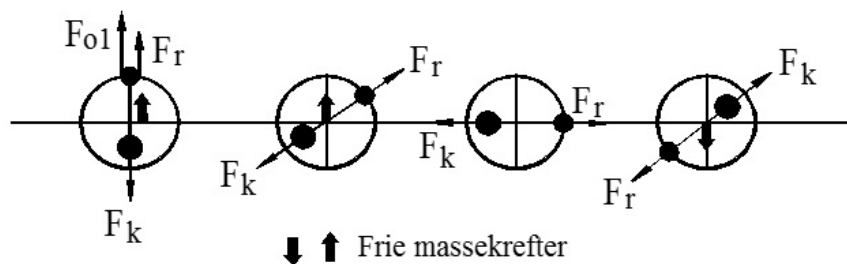
Dersom vi velger kontravekten slik at  $F_k = F_r$ , er den roterende massekraften utbalansert i alle veivstillinger, mens den oscillerende kraften virker fullt ut, se figuren under.



Utbalansering (med  $F_k = F_r$ )

Om vi velger  $F_k = F_r + F_{o1max}$ , vil vi ha full utbalansering av massekreftene akkurat når veiven står i dødpunktene, men i alle andre veivstillinger får vi innført en horisontal massekraft. Dette fordi  $F_{o1}$  har konstant retning (vertikalt) men varierer i størrelse, mens massekraften fra kontravekten er konstant i størrelse, men varierer i retning når veiven dreier rundt, se figuren under.

Rystelser fra horisontale krefter er ofte mer uheldig enn fra vertikale krefter. I praksis velger vi derfor et kompromiss, for eksempel slik at  $F_k = F_r + 1/2 F_{o1}$ .



Utbalansering ( $F_k = F_r + F_{o1}$ )

**Det bemerkes at alle forhold knyttet til utbalansering av motorer ivaretas av fabrikanten og tas med her kun til orientering.**

### Massekrefter i motorer med flere sylindre

For motorer med flere sylindre kan masse- kraft og moment fra de enkelte sylindrene helt eller delvis oppheve hverandre, slik at motoren som helhet er utbalansert. Dette gjelder for eksempel 4-takts, 6 sylinders rekkemotorer med tenningsrekkefølge 1-3-5-5-4-2 og 4-takts, V8 motorer. For slike motorer kan vi teoretisk sløyfe kontravekter, men da stativet ikke er fullstendig stivt, og for å begrense påkjenningen på rammelagrene, blir også disse motorene utstyrt med kontravekter.

For de fleste andre motorer vil det være større eller mindre frie masse- krefter og moment som motorprodusenten må ta hensyn til.

Figuren under viser eksempel på frie massekrefter og moment mv. for noen motorer.

Sylinder- arrangement	Veivstjerne Tennings- rekkefølge	Maksimale frie (ytre) krefter			Maksimale frie (ytre) momenter			Kontra- vekter	Tennings- avstand		Hoved- kritiske ordener		Motor- type
		Roterende	Oscillerende av 1.grad	Oscillerende av 2.grad	Roterende	Oscillerende av 1.grad	Oscillerende av 2.grad		Vanlig antall	Vanlig størrelse pr. kontravekt	Firetaktsmotor	Totaktsmotor	
		$F_r$	$F_{olmax}$	$F_{o2max}$	0	0	0	2	$\frac{F_{olmax}}{F_r + \frac{a}{2}}$	$720^\circ$	$360^\circ$	0,5, 1, 1,5, ...	4-takts 2-takts
		$2 \cdot F_r$	$2 \cdot F_{olmax}$	$2 \cdot F_{o2max}$	0	0	0	2	$\frac{F_{olmax}}{F_r + \frac{a}{2}}$	$360^\circ$		1, 2, 3, ...	4-takts
		0	0	$2 \cdot F_{o2max}$	$F_r \cdot a$	$F_{olmax}$	0	2	$\frac{F_{olmax}}{F_r + \frac{a}{2}}$		$180^\circ$		2-takts
		0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_r \cdot a$	$\sqrt{3} \cdot F_{olmax}$	$\sqrt{3} \cdot F_{o2max}$	6	$\frac{F_r + F_{olmax}}{2}$	$240^\circ$	$120^\circ$	1,5, 3, 4,5, ...	4-takts 2-takts
		0	0	$4 \cdot F_{o2max}$	0	0	0	4	$\frac{F_{olmax}}{F_r + \frac{a}{2}}$	$180^\circ$		2,4,6, ...	4-takts
		0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_r \cdot a$	$\sqrt{2} \cdot F_{olmax}$	$4 \cdot F_{o2max}$	8	$\frac{F_r + F_{olmax}}{2}$		$90^\circ$		2-takts
		0	0	0	0	0	0	12	$\frac{F_r + F_{olmax}}{2}$	$120^\circ$		3,6,9, ...	4-takts

## 2.7.3 Ujevnhetsgrad og svinghjulets funksjon

Kinetisk energi ved roterende bevegelse er bestemt ved:

$$E_k = \frac{1}{2} J \omega^2 \text{ (Nm)}$$

$J$  = massetregningsmomentet i  $\text{kgm}^2$  (Se formelsamling)

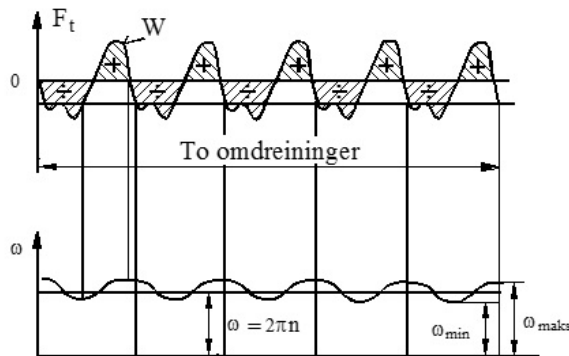
$\omega$  = vinkelhastigheten i rad/s.

Dette gir følgende uttrykk for endring av roterende kinetiske energi:

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} J \omega_2^2 - \frac{1}{2} J \omega_1^2 = \frac{1}{2} J (\omega_2^2 - \omega_1^2) \text{ (Nm)}$$

Et tangentialkraftdiagram for en motor viser alltid variasjoner rundt den midlere verdien som svarer til det midlere dreiemomentet, se figuren under.





Flater merket med pluss, utgjør et arbeids overskudd ( $W$ ) som gir akselerasjon av motorens masser, mens minus-flatene gir retardasjon.

Akselens vinkelhastighet varierer derfor i løpet av en omdreining.

Som mål på denne variasjonen innfører vi begrepet ujevnhetsgrad ( $\delta$ ).

Ujevnhetsgraden ( $\delta$ ) er definert ved:

$$\delta = \frac{\omega_{\text{maks}} - \omega_{\text{min}}}{\omega}$$

$$\omega = \text{midlere vinkelhastighet (s}^{-1}\text{)}$$

Når vinkelhastigheten øker, vil svinghjulets kinetiske energi øke og når hastigheten igjen avtar, vil svinghjulet avgi den samme kinetiske energien som det mottok under akselerasjonsfasen, og dermed blir akselens rotasjon jevnere.

Ujevnhetsgraden må ikke være for stor. Vanlig praksis er å sette  $\delta \approx 1/50$  for langsomt-gående motorer og  $\delta \approx 1/300$  for drift av vekselstrøms-generatorer.

Svinghjulets oppgave er altså å sørge for at vinkelhastigheten varierer innenfor en bestemt ujevnhetsgrad.

## 2.7.4 Innføring om torsjonssvingninger i akselsystem

### Innledning

Torsjonssvingninger i akselsystem kan vi definere som vridningssvingninger overlappet akselens normale rotasjon og oppstår dersom en gasskraftimpuls har samme frekvens som ett av aksel-systemets egenfrekvenser. Vi har da såkalt resonans mellom impuls kraft og egenfrekvens, noe som kan føre til store tilleggs-spenninger i akselsystemet.

Med hensyn til torsjonssvingninger i akselsystemer, er det for både fremdrifts- og hjelpemotorer et krav fra classeselskapene om å dokumentere torsjonssvingnings beregninger for godkjenning av anlegget før byggestart av et skip. I spesielle tilfeller kan classeselskapene kreve at det blir utført målinger om bord for kontroll.

For anlegg med gir er det i tillegg krav om at det ikke skal oppstå tannseparasjon (tann-klapping) i det normale driftsturtalls området.

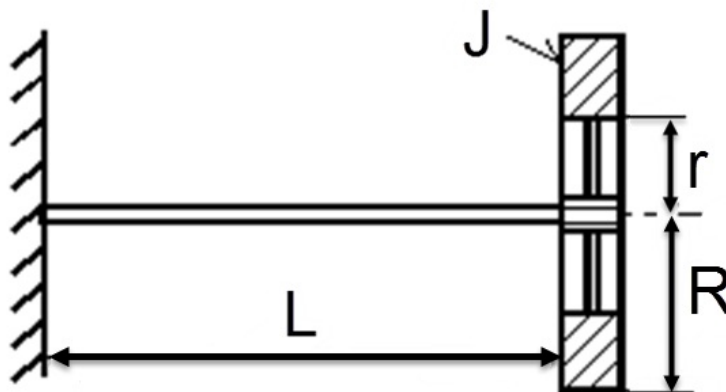
Vi skal her ta med noen sentrale begrep og definisjoner med sikte på å bli kjent med fenomenet torsjonssvingninger.

## Eigenfrekvens for akselsystem (forenklet)

Eigenfrekvensen er definert som den frekvens eller de frekvenser et svingedyktig system svinger med etter å være brakt ut av sin likevektsstilling.

Vi ser på et forenklet svingesystem; Et svinghjul festet på enden av en fast innspent aksel. Om vi dreier svinghjulet og slipper det, vil hjulet fortsette å svinge fram og tilbake og vi har da at:

$$\text{Eigenfrekvensen } (f_e) \text{ er bestemt av: } f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{J}} \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (1)$$



$$C = \frac{G \cdot I_p}{L} = \text{akselstivheten i Nm}$$

$G$  = akselens skjærmodul ( $\text{N/m}^2$ )

$I_p$  = akselens polare treghetsmoment ( $\text{m}^4$ )

$L$  = aksellengde (m)

$$J = \frac{m(R^2 + r^2)}{2} \text{ (kgm}^2\text{)} \text{ (masstregghetsmoment)}$$

$m$  = masse i kg

Av (1) ser vi at egenfrekvensen ( $f_e$ ) øker med økende akselstivhet ( $C$ ) og avtar med økende massetregghetsmoment ( $J$ ).

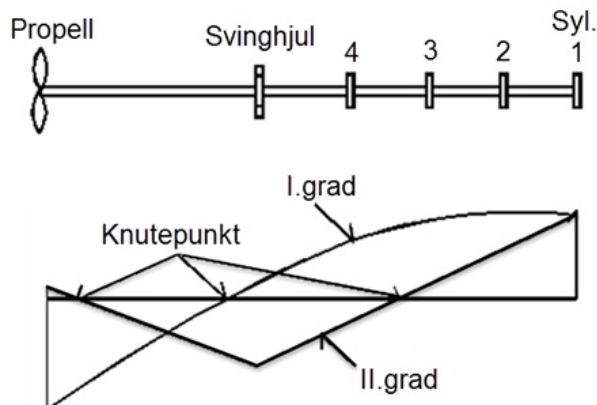
For akselsystem i skip er det selvsagt mer komplisert å beregne egenfrekvenser og slike beregninger blir som i praksis utført ved hjelp av datamaskiner og blir ikke nærmere omtalt her.

### Svingegrad (svingeform)

Et skipsmotoranlegg består som kjent, av flere masser. Vi ser på et akselsystem som består av en 4-sylindret motor, med 1 svinghjul og 1 propell, se figur under.

Vi ser at det eksisterer flere svingegrader: I. grad-systemet har ett knutepunkt (med null utslag), vanligvis beliggende bak svinghjulet, mens II. grad har to knutepunkter, der ett av knutepunktene er på veivakselen, noe som blant annet betyr at det oppstår størst relativ vridning og dermed størst belastning på selve veivakselen.

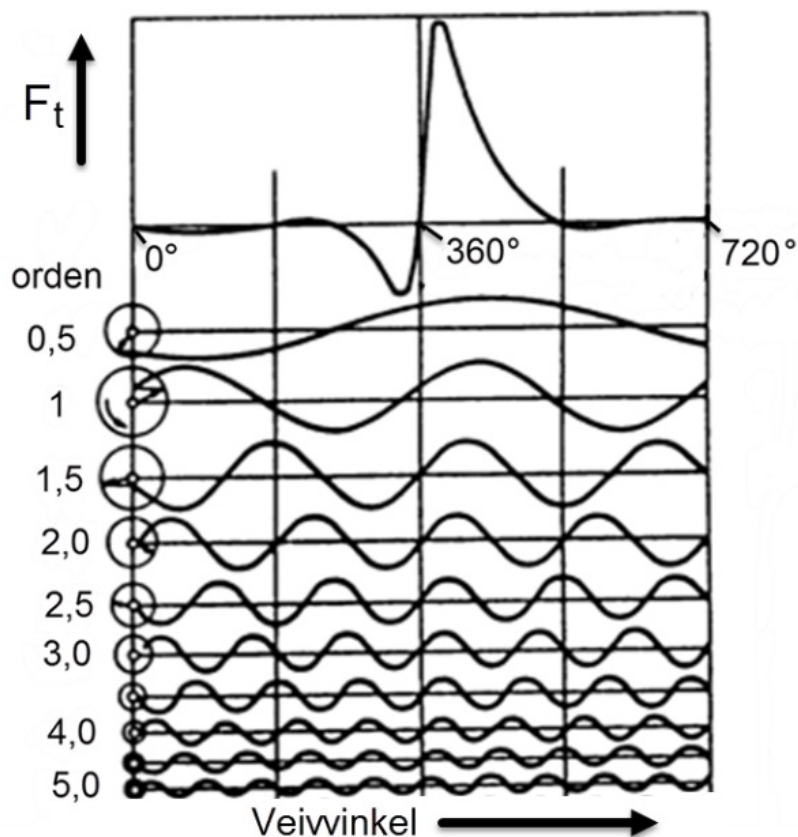
I det skisserte anlegget vil det teoretisk eksistere flere svingeformer, helt opp til V. grad, der hver grad har sin bestemte egenfrekvens. Men frekvensen er sterkt økende med økende gradtall, og vanligvis er det bare I. og II. grad svingesystem som har praktisk interesse, dette fordi egenfrekvensene for høyere gradtall blir så høye at resonans med aktuelle impulsfrekvenser er lite sannsynlig.



Figuren viser skisse av I. og II. grad svingeform for et akselsystem som består av 4 sylindre, 1 svinghjul og 1 propell.

Merk at I. grad svingeform har 1 knutepunkt, der utslaget er null, mens II. grad har 2 knutepunkt.

Hver svingegrad har som nevnt, sin bestemte egenfrekvens.



## Kraftimpulser og kritisk turtall

Figuren til høyre viser skisse av en tangentialkraft kurve for gasskraften i en sylinder i en 4-takts motor, med tilhørende sinuskurver opp til 5. orden.

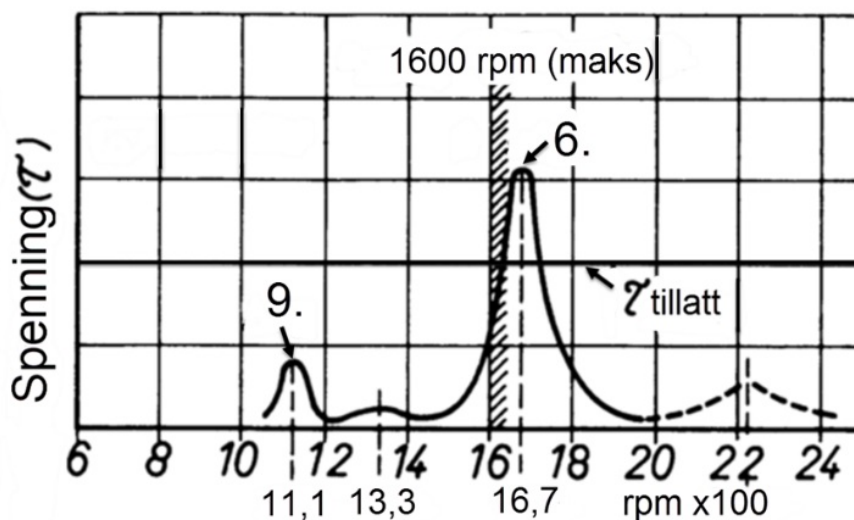
Dette basert på Fourier sitt prinsipp; *Enhver periodisk svingning kan dekomponeres i et antall sinus-svingninger, der summen av alle sinus-kurvener er lik opprinnelig svingekurve.*

Merk at det her opptrer halve orden, dette fordi 4-takts motorer gjør 2 omdreininger per arbeidsslag.

Hver av sinuskurvene tilsvarer altså impulser, som teoretisk kan komme i resonans med ett av akselsystemets egenfrekvenser.

Nå er ikke alle sinuskurvene like farlige selv om det opptrer resonans. Kurvene vist i figuren gjelder som nevnt, for en sylinder. I motorer med flere sylindre må vi summere sinuskurvene<sup>[7]</sup> for alle sylindrene og på grunn av faseforskyvningen mellom sylindrene, kan da kurver av enkelte ordener summeres på en ugunstig måte, mens andre ordener summeres på en mer eller mindre gunstig måte.

Hva som blir hoved-kritisk orden, bestemmes av veivstjernen og sylindertallet. På denne måten kan vi få et resonansbilde slik det er vist i figuren under, som viser resultat av spennings beregninger for en 6-sylindret 4-takts motor med maksimalt turtall på 1600 rpm.



Av figuren fremgår at 6. orden har størst utslag (spenning), og er dessuten nær normalt turtall, noe som antagelig krever tiltak.

9. orden har også en topp, men den er mindre og antagelig ufarlig.

3. orden er også hoved-kritisk, men denne gir resonans ved turtall langt over maks turtall og er derfor uten interesse.

Merk at slike beregninger normalt også inkluderer mulige impulser fra propellen, men slike beregninger mv. er utenfor kompetansekrav til maskinoffiserer og blir ikke tatt med her.

For en 2-takts motor gjelder at ordenstall som faller sammen med sylindertallet eller et helt multiplum av dette er hoved-kritiske ordener. Vi ser på et forenklet eksempel:

En firesylindret 2-taktsmotor har normalt turtall på 300 rpm. Videre er I. grad egenfrekvens beregnet til  $15 \text{ s}^{-1}$  og II. grad til  $50 \text{ s}^{-1}$ .

Vi får da følgende kritiske turtall:

I. grad, 4. orden:  $15/4 = 3,75 \text{ s}^{-1}$  (225 rpm)

I. grad, 8. orden:  $15/8 = 1,88 \text{ s}^{-1}$  (112,5 rpm)

I. grad, 12. orden:  $15/12 = 1,25 \text{ s}^{-1}$  (75,0 rpm)

II. grad, 12. orden:  $50/12 = 4,17 \text{ s}^{-1}$  (250 rpm)

For å bestemme utslag og spenninger etc. må vi altså bestemme summen av de sinusformede impulsene for 4., 8. og 12. orden. Utslag og spenninger kan vi deretter bestemme ved å anslå et passende dempningsmoment. (Dette overlater vi til ekspertene).

Dersom beregninger viser at tilleggs-spenningene ved et bestemt turtall overskrider grenseverdien, fastsatt av classeselskapet, blir dette turtallet definert som kritisk turtall. Motorprodusenten har da valget mellom å foreta konstruktive endringer av anlegget, f.eks. ved å installere en svingningsdemper, endre svinghjulets størrelse mv., eller å «sperre» motoren for kontinuerlig drift på det kritiske turtallet.

Svingningsdemperens funksjon er som regel, å absorbere svingenergi slik at tilleggs-spenningene blir holdt under bestemte grenseverdier, fastlagt av classeselskapet.

Svingningsdempere er vanligvis dimensjonert for å absorbere energimengder fra omkring 20 kW/motor for mindre motorer opp til omkring 80 kW/motor for store 2-taktsmotorer.

Slike tiltak blir vurdert av motorprodusenten og i prinsippet godkjent av classeselskapet.

Classeselskapene setter som nevnt, krav til torsjonssvingnings beregninger for alle fremdrifts-anlegg og gir pålegg om målinger om bord i tvilstilfeller.

## 2.7.5 Innføring om skrogsvingninger

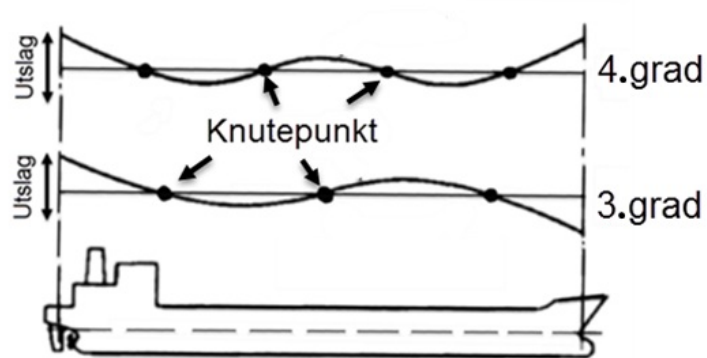
Skrogsvingninger er et resonansfenomen som oppstår dersom ubalanserte masse- krefter eller moment eksitert fra motoren har samme frekvens som skrogets egenfrekvenser.

### Svingeformer og egenfrekvenser for skipsskrog

Et skipsskrog kan i prinsippet betraktes som en elastisk bjelke med flere forskjellige egenfrekvenser og svingeformer, ofte kalt svingegrader.

Dersom skrogbjelken blir påført periodiske krefter eller moment med frekvens lik en av egenfrekvensene, oppstår det resonanssvingninger i skroget, med denne frekvensen og en samsvarende svingegrad.

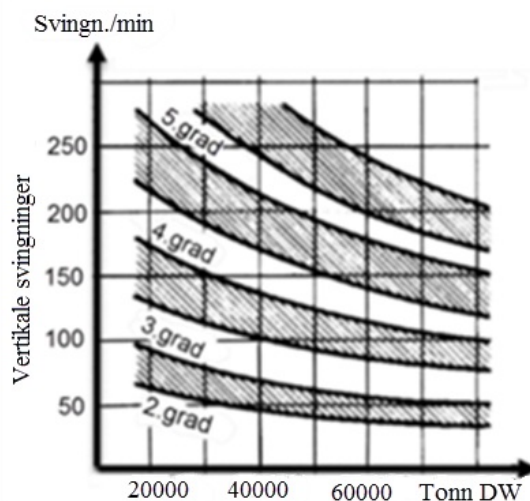
Skrogsvingninger kan generelt være horisontale eller vertikale, men i praksis kan vi som regel, se bort fra horisontale svingninger fordi disse normalt har høyere egenfrekvenser enn aktuelle impulsfrekvenser og resonans er derfor lite sannsynlig.



Hver svingegrad har altså en bestemt egen-frekvens og et bestemt antall knutepunkt der utslaget er null.

Svingninger av 2. grad har f.eks. 2 knutepunkt, 3. grad har 3 knutepunkt og 4. grad har 4 knutepunkt osv.

Figuren til høyre viser eksempel på svingformer for 3. og 4. grad, skjematisk. Vertikale svingformer for skipsskrog



Egenfrekvensen til et skipsskrog er praktisk vanskelig eller umulig å beregne eksakt, men ved hjelp av statistiske erfaringsdata kan vi likevel anslå egenfrekvensene for nye skip rimelig sikkert.

Figuren til høyre viser omtrentlige vertikale egenfrekvenser for tank- og bulkskip, basert på statistikk.

For nye skip blir det selvsagt gjennomført en mer grundig kontroll.

Merk at egenfrekvensene generelt er relativt lave, og at de øker med økende svingegrad.

Merk også at frekvensene er av samme størrelse som 1. og 2. ordens massekrefter og moment for store 2-takts motorer, noe som har betydning for mulige resonanssvingninger.

## Masse- krefter og moment eksitert fra hovedmotoren

Masse- krefter og moment oppstår som kjent, i stempelmotorer ved at bevegelige deler blir påvirket av akselerasjoner.

For å vurdere virkningen av slike masse- krefter og moment på skroget, må vi summere alle krefter og moment for hele motoren.

Slike beregninger viser at for de fleste fremdriftsmotorer er summen av ytre massekrefter små og har derfor liten praktisk betydning. Normalt er det derfor bare nødvendig å vurdere summen av 1. og 2. ordens moment.

Dersom beregninger viser at summen av moment er store for en bestemt motor, må vi normalt vurdere tiltak, særlig dersom frekvensen er nær en av egenfrekvensene til skroget, da dette kan føre til sjenerende skrogsvingninger. Et slikt tiltak kan være å installere en moment- kompensator, som i prinsippet kan bestå av to eksenterskiver montert i for- eller akterkant av motoren, drevet av veivakselen med en separat kjede-drift.

Ovennevnte forhold blir imidlertid beregnet og vurdert ved motorfabrikken, ofte i samråd med rederi og verft før byggestart av et skip. Dette er med andre ord forhold som ligger utenfor kontroll og forventet kompetanse for besetningen om bord og blir derfor ikke nærmere beskrevet her.

Moderne metoder for summering av krefter og moment, og bruk av statistiske data over egen- frekvenser for ulike skrog, har ført til at vi i dag sjelden opplever unormale skrogsvingninger<sup>[^1]</sup> på nye skip, men dersom dette likevel skjer, kan vi som utgangspunkt anta at årsaken er resonans mellom moment-impulser eksitert fra motoren og skrogets egenfrekvenser.

For å undersøke dette nærmere kan vi prøve følgende:

1. **Flytte på ballast og/eller bunkers.** Dette vil i noen grad endre egenfrekvensene til skroget og kan teoretisk fjerne resonansfenomenet.
2. **Endre motorturtallet.** Dette vil endre frekvensen til impulsene fra motoren og dersom svingningene da opphører, kan vi konkludere med at motoren er kilden til svingningsproblemene.
3. Neste tiltak blir gjerne å kontakte motorfabrikken for råd om mulige tiltak.

Merk ellers at eventuelle skrogsvingninger har størst betydning for mannskapets komfort, dvs. de har normalt liten betydning for selve skipet.

#### NOTER

[^1]: AL erfarte flere tilfeller av unormale skrogsvingninger på 1970 tallet.

## 3. Drift av marint maskineri

### 3.1 Drift av dieselmaskineri

Vi skal her se på driftsdata for diesel fremdriftsmaskineri ved normal drift og starter med simulator motoren; MAN B&W 5L90MC.

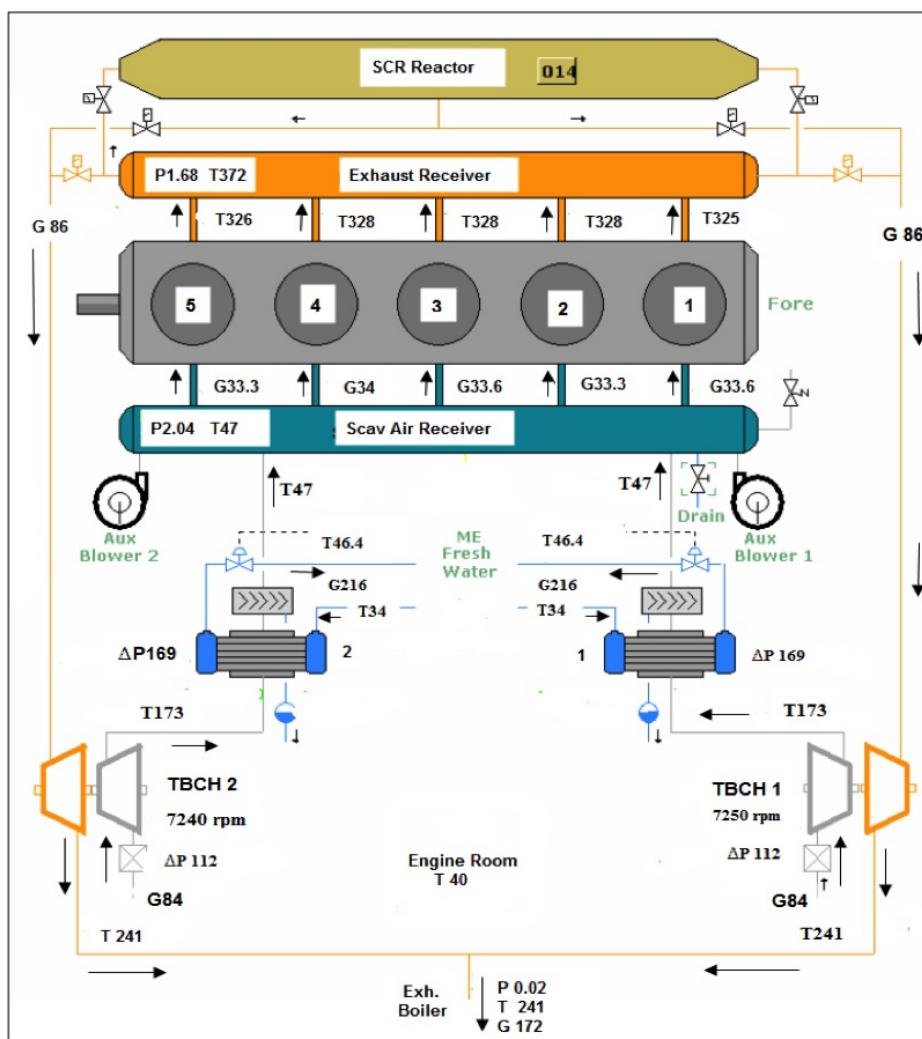
Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3670	3070	- 580	3790	Sum Pi tilnærmet konstant, dvs. ytre forhold uendret
Turtall (o/min)	74	74	-	-	Regulator innstilling ok
MIP (bar)	16,0	13,4	- 0,6	16,6	Snitt MIP tilnærmet konstant (effektutjevning) ok
Indeks	56,5	58,9	+ 2,4	58,9	Økt pga. red mB til syl 1 og effektutjevning ok
pLuftrec. (barg)	2,04	2,15	+0,11	-	Økt (+0,11), pga. økt NTL (økt Gexh) ok
tLuft rec (°C)	47	47	-	-	Termostatstyrt ok
tmrom	40	40	-	-	Uendret ok
pexh rec (barg)	1,71	1,77	+0,06		Økt pga. økt spyletrykk (følger normalt pspl)
texh (etter syl) (°C)	324	327	+3	330	<b>Marginal økning?P simfeil?</b> (Se neste side)
TIGN (dgr)	3,3	6,7	+3,8	5,1	Sen syl 1 pga. slitt pumpe, sen øvrige sylindre pga. VIT regulering som følge av økt indeks.
Pmax (barg)	132,1	121,4	- 10,7	133	Red. syl 1 pga. sen TIGN
TMAX (dgr)	11	13,8	+ 2,8	12,5	Sen pga. sen TIGN ok
PCOMPR (barg)	108,3	110,8	+2,5	110,8	Økt alle syl (+ 2,5) pga. økt spyletrykk, se kontroll



Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
PINJO (barg)	420	420	-	420	Innstilt fjærtrykk ok
PINJM (barg)	718	647	- 71	719	Red syl 1 (-71) pga. slitt pumpe ok
TINJO (dgr)	- 1,7	+1,74	+3,9	+0,13	Sen syl 1 pga. sen trykkoppbygning i pumpe ok. Sen øvrige syl. pga. VIT pga. økt indeks
LINJ (dgr)	15,3	13,4	- 1,9	15,9	Redusert syl 1 pga. slitt pumpe ok
Tennforsinkelse	5,0	≈ 5,0		≈5,0	Uendret P <b>Simfeil?</b> , se neste side
<b>Turbo</b>  <b>1</b>	N (o/min)	7300	7400	+100	Økt pga. økt Gexh
	GEXH (t/h)	87,6	88,6	+ 1	Økt pga. økt GL + økt pådrag (økt br. olje mengde)
	t (exh. rec.) (°C)	370	377	+ 7	<b>Liten økning ??</b> (Se anmerkning)
	t (etter turb) (°C)	237	241	+4	Økt pga. økt texh rec ok
	Dt (turb) (K)	133	133	0	Indikerer turbin ok
	GLuft (t/h)	85,9	86,8	+0,9	Økt litt pga. økt NTL (økt pådrag) ok
	Dt (komp) (K)	134	134	0	Uendret og ind. kompressor ok
	DpLuftkj (mmVS)	174	188	+4	Økt pga. økt GL indikerer kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	117	125	+8	- " - " - indikerer filter ok
<b>Turbo</b>  <b>2</b>	N (o/min)	7300	7400	+100	Anmerkninger som for TL nr.1
	GEXH (t/h)	87,6	88,7	+1,1	
	t exh. rec. (°C)	370	377	+7	
	t (etter turb) (°C)	237	241	+4	
	Dt (turb) (K)	133	133	0	
	GLuft (t/h)	85,9	87	+1,1	
	Dt (komp)(K)	134	134	0	
	DpLuftkj.(mmVS)	174	188	+4	
	Dpfilter (mmVS)	117	125	+8	

### 3.1.1 Driftsdata - MAN B&W 5L90MC

#### Luft- og avgass-system



Copyright: Kongsberg Maritime - 2016

Figuren over viser turboladerssystemet for MAN B&W 5L90MC, ved normal drift. På figuren er det påført temperaturer, trykk og strømningsmengder. Motor belastningen tilsvarende (NCR) «Normal Continuous Rating», (ca. 90 % av MCR).

På figuren er også vist en SCR (Selective Catalytic Reactor), som kan bli brukt til å redusere NO<sub>x</sub> utslipp fra motoren ved å tilføre ammoniakk til avgassen. Når SCR reaktoren er i drift blir avgassen ført fra avgass receiver til SCR beholderen. (Ikke i drift her).

Ved normal drift tar kompressorene luft fra maskinrommet via et luftfilter med lydtemper og komprimerer luften til ønsket spylelufttrykk.

Fra hver kompressor blir luften ført gjennom en spyleluftkjøler, der den blir kjølt til ønsket temperatur, i praksis fra 5 til 10°C over duggpunktstemperaturen (35 - 40°C) for luft ved aktuelt spyletrykk. Dette for å unngå utfelling av vandrdåper, som kan føre til økt sylinderslitasje.

Husk at duggpunktstemperaturen stiger med økende trykk og øker for eksempel til omkring 150°C under kompresjons slaget.

Etter spyleluftkjølerne blir luften ført gjennom en avfukkerenhet for å redusere luft- fuktigheten. Vann blir drenert fra avfukker via en dråpefanger, der vi også kan avlese hvor mye vann som blir tappet av.

Avgassen fra sylindrene strømmes inn i en felles avgassreceiver. Fra receiver kan gassen enten føres direkte til turbolader turbinene og videre til eksoskjelen, eller via katalysatoren (Selective Catalytic Reduction – SCR) til turbinene. I figuren er SCR reaktoren ikke i drift.



#### MERK

Merk at avgasstemperaturen ut fra sylindrene i snitt er ca. 330°C, mens temperaturen i receiver er 372°C, dvs. temperaturen har økt med over 40°C.

Forklaringen på denne økningen er i prinsippet todelt:

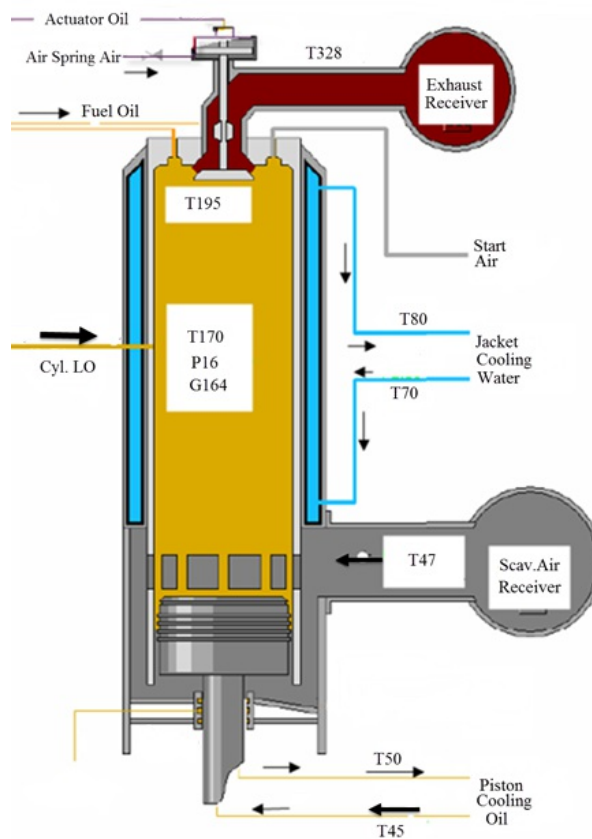
- Gassen har stor hastighet (kinetiske energi) ved passering av temperaturføler i eksos- utløpet, mens den i receiver bremses opp til omkring null hastighet. Gassens kinetiske energi er da omdannet til økning av indre energi, som altså betyr økt temperatur.
- Videre kan vi si at gasstemperaturen varierer sterkt ved passering av temperaturføleren i eksosutløpet. Idet avgassventilen åpner er temperaturen høy, kanskje 700 - 800°C, men synker deretter gradvis under gassvekslingen, for til slutt å nærme seg spyleluft- temperaturen når den såkalte kortslutningsluften passerer føleren. Litt forenklet betyr dette at temperatur-føleren registrerer en form for gjennomsnittstemperatur. Dette bidrar også til at receiver temperaturen er høyere enn avgasstemperaturen ut fra sylindrene.

Luftkjølerne har til oppgave å kjøle spyleluften for derved å øke tettheten, som igjen gir økt luftmasse i sylindren. Kjølerne må derfor holdes «rene» for å skaffe mest mulig spyleluft til motoren.

Høy spylelufttemperatur vil nemlig medføre redusert luft tetthet og luft fylling, økt eksostemperatur, og normalt økt spesifikt brennstoff-forbruk. Merk likevel at spyleluftkjølere normalt er «overdimensjonert», blant annet pga. klassekrav mht. drift i tropiske farvann. Dette betyr i praksis at spyleluftkjølere normalt har god kapasitet for kjøling av luften, men belegg er uansett uheldig da strømningsmotstanden øker, påvirker luftgjennomgangen og er derfor uheldig for drift av motoren.

Belegg på luftfiltrene fører også til redusert luftgjennomgang og er tilsvarende uheldig for driftsforholdene.

Figuren under viser normale driftstemperaturer for sylindrenheten ved drift på NCR.



Copy right: Kongsberg Maritime 2016



## MERK

Merk at angitt eksostemperatur på 328°C er temperaturen målt i eksosutløpet. Temperaturen i avgass receiver vil som nevnt være noe høyere. (Normalt omkring 40-50°C høyere).

Ellers er det verdt å merke seg følgende normalverdier:

- Foringstemperatur: 170°C
- Sylinderdeksel: 195°C
- Kjølevann inn/ut 70/80°C
- Stempelkjøleolje inn/ut 45/50°C

## Indikatordiagram - sylindertilstand

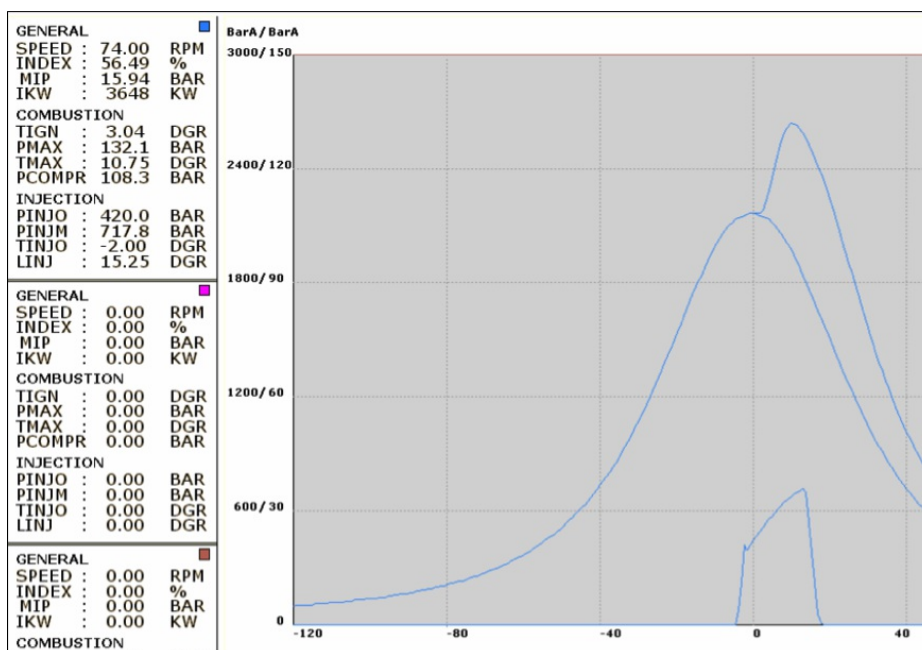
Figuren under viser et indikatordiagram for en sylinder ved drift på NCR og alle forhold ok.

Øverste kurve viser gasstrykk i sylinderen og nederste kurve viser trykk i brennoljesystemet, begge med horisontal akse i grader veivinkel.



## MERK

Merk at minus (-) betyr vinkel før ØD og pluss (+) betyr vinkel etter ØD.



Copyright: Kongsberg Maritime 2016

- SPEED 74 RPM motorturtall
- INDEX 56.49 % pumpeindeks (%) (mål på innsprøytet brennolje volum)
- MIP 15.94 BAR indikert middeltrykk (bar) (mål på utviklet arbeid i syl.)
- IKW 3648 KW indikert effekt per sylinder (effekt utviklet i sylinder)

### Sylinder - forbrenning

- TIGN 3.4 DGR tenningstidspunkt i grader veivinkel (+ = etter ØD)
- PMAX 124.0 BAR maksimalt sylindertykk i barg (overtrykk)
- TMAX 14.0 DGR veivinkel for makstrykk i sylinder
- PCOMPR 109.2 BAR kompresjonstrykk i barg (overtrykk)

### Innsprøyting

- PINJO 420.0 BAR dysenålens åpningstrykk (innstilt fjærtrykk)
- PINJM 728.6 BAR maksimalt innsprøytingstrykk
- TINJO - 1.5 DGR dysenålen åpner - grader VV før ØD (- før ØD, + etter ØD)
- LINJ 16.5 DGR innsprøytingens varighet i grader veivinkel

!

### MERK

Merk at skala for pumpeindeks går fra 0 til 65%, dvs. en indeks på 65% tilsvarer 100% motor belastning. Indeksen på 56,49% i figuren tilsvarer derfor omkring 87% belastning av motoren.

### Trykkforløp i sylinder

Av kurven for sylindertykk ser vi at tenningen starter etter ØD og at trykket deretter stiger fra kompresjonstrykket på ca. 109 bar til maksimaltrykket på ca. 124 bar. Dette gir et tennsprang på  $124 - 109 = 15$  bar, som vi kan regne som normalverdi eller referanse, da forholdene her er forutsatt optimale.



## MERK

Merk at økt tennsprang gir økt flate-belastning på kryss-, veiv- og rammelager og bør derfor ikke overstige grenseverdier fastsatt av motorfabrikken. Slike grenseverdier kan vi normalt avlese fra prøvestandskurver for motoren.

Av diagrammet ser vi videre at trykkstigningen skjer i løpet av ca. 10,6 grader veivvinkel, noe som gir en trykkgradient på  $15/10,6 = 1,4$  bar/grad. Dette er også en nyttig parameter, idet vi har at jo større trykkgradienten er, jo raskere er trykkstigningen, som ved for høye verdier kan føre til ringkollaps og gjennomslag. Dette siste fordi for rask trykkstigning gir for liten tid til å bygge opp gassputen bak kompresjonsringene.

### Innsprøytingstrykk

Trykkforløpet i innsprøytingssystemet viser at trykket stiger inntil dysenålen åpner, ved et innstilt trykk (fjærtrykk) på 420 bar. Idet dysen åpner, får trykkkurven en typisk knekk (liten trykkreduksjon) for deretter å stige til et maksimaltrykk på 728,6 bar.

Av størst interesse er dysenålens åpningstrykk og veivvinkel. Åpningstrykket er som nevnt, bestemt av et innstilt fjærtrykk i brennstoffventilen, mens åpningsvinkelen vil kunne variere. En slitt pumpe vil for eksempel gi senere trykkoppbygning og dermed senere innsprøyting, samtidig som maksimaltrykket i sylindere ofte blir noe redusert pga. senere tenning.

Grade-tall for når trykkavlastningen inntreer er bestemt av regulatoren, som altså regulerer pumpeindeksen og dermed innsprøytet brennoljevolum for hvert arbeidsslag, eller med andre ord innsprøytingens varighet.

Trykkavlastningen bør skje så raskt som mulig, blant annet for å unngå trykksvingninger, som kan føre til såkalt etter-drypp i dysen, noe som er uheldig fordi det ofte fører til beleggdannelse på dysespissen, og kan over tid, føre til dårlig forstøvning og dårlig forbrenning mv.



## MERK

Merk at VIT systemet justerer innsprøytingens start i forhold til motorbelastningen (indeksen). I prinsippet skjer dette ved at innsprøytingen blir justert tidligere når belastningen (indeksen) blir redusert og tilsvarende senere når indeksen øker. Se også neste avsnitt om VIT regulert innsprøyting.

### Tennforsinkelse

Tennforsinkelse er tiden fra dysenålen åpner til selvantenning inntreer, angitt i millisekund eller veivgrader. Fra indikator diagrammet får vi her følgende tennforsinkelse:  $1,5 + 3,4 = 4,9$  grader veivvinkel. (Husk at minus (-) betyr grader før ØD og pluss (+) betyr grader etter ØD).

Dette gir informasjon om flere forhold, herunder brennoljens tennegenskaper, om forstøvningen er tilfredsstillende og om luftfylling og rensyling er ok etc.



## MERK

Ved drift på tungolje kan det (hvis mulig) være nyttig å kontrollere tennforsinkelsen, fordi dagens tungoljer kan ha svært varierende tennegenskaper.

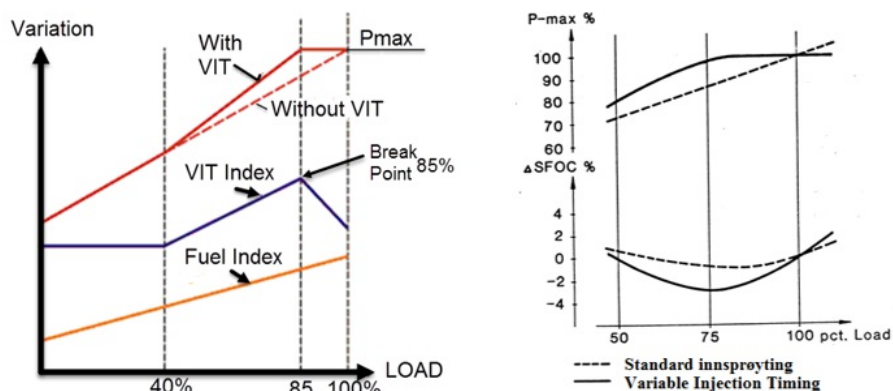
## 3.1.2 VIT regulert innsprøyting

### VIT grunnprinsipp

Fra termodynamikken har vi at energipotensialet for en bestemt varmemengde øker ved økende temperatur. Overført til en stempelmotor betyr dette (litt forenklet) at vi får omformet mer av tilført varme med brennstoffet til nyttig (indikert) arbeid i sylindern når forbrenningen foregår i eller så nær øvre dødpunkt som mulig. Dette betyr i prinsippet at for å oppnå høy termisk virkningsgrad, bør maksimalt sylindertykk være så høyt som mulig, men likevel innenfor grenser, fastsatt av motorfabrikken.

Figuren under viser prinsippet for variabel innsprøyting (VIT = Variable Injection Timing). Dette går i korthet ut på å justere start av innsprøytingen i forhold til belastningen (indeksen). Figuren til høyre viser virkningen på spesifikt forbruk av VIT reguleringen. Vi ser at kurven for forbruk har et minimum ved omkring 80% belastning. Årsaken til dette er i korthet at ved denne belastningen kan vi tillatte relativt høye pmax verdier uten å skade motoren.

Belastningsområde for aktivering av VIT systemet kan vi normalt forandre ved å endre start- og sluttpunktene. Nominelt justeringsområde er fra 40 % indeks til 100 %, der innsprøytingen gradvis blir justert tidligere når belastningen blir redusert fra 100% og nedover, og med størst justering (tidligst innsprøyting) ved ca. 85 %. (Break Point).



VIT prinsipp

VIT systemet er som hovedregel basert på følgende prinsipp:

1. Hver enkelt brennstoffpumpe kan justeres individuelt.
2. Alle pumpene kan justeres samlet, for å kompensere for brennoljens tennegenskaper.
3. VIT systemet regulerer innsprøytingen for alle pumpene i forhold til belastningen, dvs. pumpeindeksen.

Hensikten med VIT regulering er altså å oppnå lavest mulig spesifikt brennstoff-forbruk (SFOC). En reduksjon på omkring 2-3 % blir oppgitt av motorprodusentene. Merk derfor at alle større motorfabrikanter anvender tilsvarende prinsipp for regulering av innsprøytingen.



#### MERK

Merk også at VIT reguleringen forutsetter normale driftsforhold. Dersom det for eksempel er slitasje eller skade på en eller flere pumper/dyser, vil VIT reguleringen bli feil, og vi må da som regel, kople ut VIT systemet. Dette kommer vi tilbake til senere.

## Begrensninger - VIT regulering

Om vi ser bort fra unormale forhold, som for eksempel ekstremt stor tennforsinkelse, betyr økt  $p_{\max}$  at forbrenningen foregår nærmere  $\emptyset D$ , noe som i prinsippet er gunstig både med hensyn på omforming av varme til arbeid og for selve forbrenningen.

I praksis må imidlertid maksimaltrykket holdes under visse grenser, bl.a. for å begrense mekanisk belastning på kryss-, veiv- og rammelager.

Begrensninger mht.  $p_{\max}$  er som nevnt, bestemt av motorfabrikken og tallverdier for  $p_{\max}$  vil derfor variere fra motor til motor, avhengig av type og størrelse mv.

I praksis oppgis ofte relative verdier, der 100% tilsvarer  $p_{\max}$  ved 100% belastning på prøvestand. For andre belastninger regner vi prosentverdier relativt til 100%.

B&W med flere oppgir vanligvis nedre grense for å opprettholde  $p_{\max}$  lik 100 % verdien, som følger:

- Turtall : Nedre grense 85% (bestemt av tillatt lagerbelastning).
- Middeltrykk : Nedre grense 85% (bestemt av stempelring funksjonen).

For å motvirke skader, særlig på veiv-, kryss- og rammelager må vi derfor i prinsippet redusere forinnsprøytingen ved turtall og belastninger under ca. 85% belastning.

Forklaringen på denne begrensningen ser vi enklest ved å se på trykkstigningen fra kompresjons- til maksimaltrykk, idet trykkforskjellen eller det såkalte tennspranget gradvis øker ved synkende belastning og når en grenseverdi ved omkring 85% belastning, noe som betyr at vi må redusere forinnsprøytingen ved lavere belastningen for å redusere faren for skade på veiv-, kryss- og rammelager og faren for ringkollaps og gjennomslag mv.

Merk videre at lagerbelastningen på moderne motorer generelt er relativt høy, dvs. det er relativt små marginer mot overlast.

B&W oppgir for eksempel følgende grenseverdier for  $p_{\max}$ :

- Krysslager: maks  $p_{\max} = 105\%$
- Veivlager: maks  $p_{\max} = 110\%$

Om vi for enkelhets skyld setter  $p_{\max} = 100$  bar, er det altså fare for overlast og skader på krysslager dersom maksimaltrykket er 105 bar eller høyere, dvs. en verdi som lett kan forekomme i praksis.

VIT reguleringen er derfor normalt innstilt som vist i figur på foregående side, med et «knekkpunkt» (Break Point) ved 85%.

## 3.2 Skader, feil og driftsforstyrrelser – dieselmaskineri

Ved drift av dieselmaskineri vil det fra tid til annen oppstå ulike feil og driftsforstyrrelser. Før vi går nærmere inn på dette, skal vi kort definere typiske skader ved drift av maskineri.

### 3.2.1 Skadetyper - definisjoner

Skader ved drift av dieselmotorer kan inndeles i følgende hovedgrupper:

1. Slitasje
2. Korrosjon
3. Kavitasjon/erosjon
4. Deformasjon og siging
5. Sprekker og brudd
6. Høy varmebelastning



## 1) Slitasjeformer

Slitasjeformer inndeles i abrasiv-, adhesiv-, korrosiv- slitasje og avskalling («pitting»).

### Abrasiv slitasje

*Hardt materiale river et mykere.* Det harde materialet kan f.eks. være ruhetstopper eller løse partikler (abrasiver, «slipepasta»). Abrasiv slitasje er tilnærmet proporsjonal med flate- belastningen og omvendt proporsjonal med flatens hardhet.

### Adhesiv slitasje

Adhesiv slitasje (friksjonsslitasje, microseizure (Mz), scuffing).

Mz er karakterisert ved: Metallisk kontakt  $\Rightarrow$  oppvarming  $\Rightarrow$  sammensveising pga. molekyl- krefter (adhesjon)  $\Rightarrow$  avriving  $\Rightarrow$  avkjøling og herding  $\Rightarrow$  gir hard/glatt overflate på herdbare overflater. Sylinderforing og ringer er mest utsatt for Mz.

Årsaker: Smøreoljefilm ødelagt, oksidsjikt fjernet  $\Rightarrow$  metallisk kontakt  $\Rightarrow$  Mz.

Generelt gjelder at like materialer gir økt adhesjon, dvs. foring/ring bør være av forskjellig materiale.

Støpejern omvandles, får hvit farge og blir svært hardt pga. herdeprosessen.

## 2) Korrosjon

Nedbryting av materiale, men viktigst for dieselmaskineri er lav- og høytemperatur korrosjon.

*Lavtemperaturkorrosjon:* Svovelsyrenedslag på kalde flater (under 150°C). Mengde svovel og O<sub>2</sub> i gassen, samt innhold av vann (duggpunkts temperatur) bestemmer omfanget.

*Høytemperaturkorrosjon:* Avsetning av metallsalter dannet ved forbrenning av tungolje. De «farligste» stoffene er: svovel (S), vanadium (V), natrium (Na) og klor (Cl). Salter i forbrennings gassen er først i gassform, men kleber til flater med temperatur høyere enn stoffets størkne- temperatur ("stiction temperature")  $\approx$  smeltetemperaturen, (mest utsatt er avgassventiler på 4-takts motorer, turbolader turbin og kjelerør).

Tungolje der forholdet V/Na  $\approx$  3 gir metallsalt med relativt lav størknetemperatur ( $\approx$  530°C) og dermed økt fare for høytemperaturkorrosjon. Avgassventiler på 4-takts motorer er derfor mest utsatt, da disse normalt har høyere avgasstemperatur enn 2-takts langsomt gående motorer.

### Andre korrosjonsformer:

*Galvanisk korrosjon:* Grunnet forskjellig elektrisk potensial.

*Spenningskorrosjon:* Skyldes en kombinasjon av belastning og korrosjon.

*Selektiv korrosjon:* Et metall i en legering oppløses og resten blir porøs.

*Tildekningskorrosjon:* Opptre som groptæringer under avsetninger.

*Turbulenskorrosjon:* Lokal tæring pga. stor strømningshastighet  $\Rightarrow$  oksidbelegg blir fjernet kontinuerlig, noe som fører til slitasje av materialet (materialsivinn, kopper utsatt).

## 3) Kavitasjon/erosjon

Lokale undertrykk i strømmende væske gir undertrykkbobler og når trykket igjen øker, brister boblen, noe som medfører svært høy lokal flate belastning. Baksiden av propellblad og sugeside av pumper er mest utsatt.

## 4) Deformasjon og siging

Høy temperatur kombinert med vekslende strekkbelastning (spenning ( $\sigma$ )) kan gi varig deformasjon evt. brudd selv om spenningen er under flytegrensen.

## 5) Sprekker og brudd

*Utmattning* (materialtretthet) opptre i hovedsak som følge av vekslende strekkbelastninger.

Typiske kjennetegn er: Mikrosprekk vokser og utvikles lik årringer i et tre. Når spenningen i restmaterialet når bruddgrensen inntreer tretthetsbruddet.

Et eksempel er torsjonssvingningsbrudd i veivaksler (bruddflate ca. 45° på senterlinjen).

Utmattingsfasthet beskrives gjerne ved såkalte "Wöhlerdiagram", der spenningen  $\sigma$  er fremstilt som funksjon av antall lastvekslinger.

Aluminium legeringer og stål plassert i korrosivt miljø (skip, plattform) har i prinsippet ingen utmattingsgrense og vi må derfor ta høyde for at brudd kan inntreffe (før eller siden), dette selv om belastningen er under bruddgrensen for materialet.

*Seigt brudd*: Langsom bruddutvikling og stor deformasjon pga. høy spenning ⇒ matt bruddflate.

*Sprøbrudd*: Typisk liten deformasjon og hurtig bruddforplantning (lydhastighet ≈ 750-5000 m/s).

Betingelser for sprøbrudd er høy tri-aksial spenning og lav temperatur. Starter ofte i kjerver, hulkiler, smøreoljeboringer eller sår i materialet.

## 6) Varmebelastning

Med begrepet varmebelastning forstår vi:

- *Høy temperatur* ⇒ svekker materialet ⇒ fare for sprekkdannelse mv.
- *Stor temperaturforskjell* ⇒ varmeutvidelse ⇒ fare for sprekkdannelse mv.

## 3.2.2 Slitasje og skade på sylindereenhet – årsaker/tiltak

Hovedårsaker til slitasje og skade på foring og ringer er:

- Høy varmebelastning pga. feil i luft-/avgass-systemet eller feil v/forbrenningen.
- Dårlig smøreoljefilm og/eller høy mekanisk belastning.
- Feil ved stempelring funksjonen.
- Abrasiver, evt. Al/Si partikler i brennoljen.

### Foring-/ringslitasje - Microseizure (Mz)

Microseizure, også kalt mikroslitasje eller friksjonsslitasje skyldes i prinsippet metallisk kontakt mellom små ruhetstopper på foring/ringer. Slik kontakt gir sterk lokal varmeutvikling på grunn av friksjon, noe som kan føre til at berøringspunktet blir svært varmt og små partikler (abrasiver) blir revet løs. Når ringen har passert kontaktpunktet blir området avkjølt og dersom materialet er herdbart, blir det gradvis dannet en hard og glatt overflate som hindrer oppbygning av smøreoljefilm på foringen og resultatet blir økt slitasje på ringer og/eller foring.

Typiske kjennetegn for MZ er:

- *Ny Mz*: Blå/grå farge.
- *Gammel Mz*: Brunfarget (forkullet olje).

Mz på ringene gir ofte skarpe kanter på glideflaten, som igjen skraper bort oljefilmen og kan føre til metallisk kontakt mv.

Mottiltak mot Mz på foring og ringer er i prinsippet å øke sylindrolje mengden en periode og samtidig redusere pumpeindeks på aktuell sylinder. Problemet vil da normalt forsvinne etter kort tid (timer).



#### MERK

Merk likevel at fenomenet Mz opptrer (kortvarig) ved normal drift, dvs. Mz er en del av normal slitasjefunksjon eller innkjøring/tilpasning mellom ringer og foring.

*Abrasiv slitasje* (pga. abrasiver) skyldes forbrenningsprodukter (aske), eller partikler fra Mz, og i noen tilfeller partikler på grunn av for høy TBN i sylindroljen.



#### MERK

Merk at ved innkjøring av motorer ønsker vi gjerne en viss abrasjon for å oppnå god tilpasning mellom ringer og foring, og det kan da være aktuelt å anvende sylindrolje tilsatt abrasiver for å fremskynde tilpasningen, dvs. forkorte innkjørings-tiden.

“Clover leafing” (kløverbladslitasje) er svovelsyrekorrosjon mellom smørehull i foringen. Årsaken er i korthet at olje som strømmer inn i sylindere via smørehullene, sprer seg utover sylinderflaten og TBN reserven blir da gradvis brukt opp, slik at det oppstår tæring i midtpartiet mellom smørehullene.

*Ringskader:* Typiske årsaker er rask trykkstigning pga. lang tennforsinkelse Se: Ringkollaps.

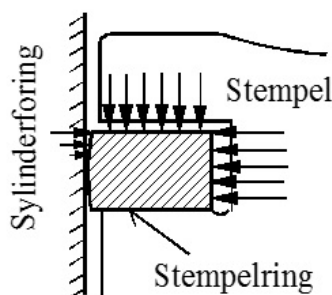
*Normal foringsslitasje* er størst øverst, pga. høye trykk/temperaturer, lav stempelhastighet og «dårlig» oljefilm. Mz slitasjen er ellers relativt liten øverst i foringen, men øker tilnærmet proporsjonalt med stempelhastigheten, dvs. den er størst omkring midten av foringen.

Typisk slitasje og bruksperiode for foringer er:

- 2-takt: slitasje; 0,1 mm/1000 h og bruksperiode  $\approx$  10-12 år
- 4-takt: slitasje; 0,015 mm/1000 h og bruksperiode  $\approx$  skipets levetid.

## Ringkollaps - årsak og konsekvenser

For å tette fullstendig mot gasstrykket i sylindere, må det være god kontakt mellom stempelringens tette- eller glideflate og mellom ringens underside og ringsporets bunn.



De kreftene som er nødvendige for å sikre tettingen, stammer fra gasstrykk over og bak ringen, se figur.

Gasskraften som presser ringen mot foringen, kan totalt bli inntil 30 tonn for «store» motorer.

Det vil imidlertid alltid være en viss gasslekkasje forbi kompresjonsringene (bl.a. gjennom ring-låsen), slik at det ved slutten av kompresjonslaget er et visst trykk over og bak alle stempelringene.

Under normale driftsforhold sikrer altså gasstrykket bak ringene, en effektiv tetting. Disse stabile forholdene kan imidlertid bli endret ved forskjellige driftsforstyrrelser, noe som kan føre til at tettekraften blir for lav slik at innover-rettet kraft mot ringens glideflate vil presse ringen innover og bort fra foringen. Dersom dette skjer, kan ringen bli slått innover mot bunnen av ringsporet med stor kraft, vi får et såkalt ringkollaps.

Dersom gasstrykket bak ringen er stort nok, vil dette dempe ringens støt mot ringsporets bunn, i motsatt fall vil ringen kunne treffe ringsporets bunn med så stor kraft at ringen blir skadet eller bryter. Et tegn på ringkollaps er derfor slagmerker på ring-skjøtene.

Typiske årsaker til ringkollaps er i korthet:

- Hurtig trykkstigning i sylindere pga. stor tennforsinkelse som følge av brennoljens tenn- egenskaper eller stort tennsprang pga. for tidlig tenning.
- Liten klaring i overkant av ringspor, pga. belegg, dårlig forbrenning/dårlig sylinderoilje.
- Ringens glideflate er for mye avrundet (slitt), eller har anlegg i nedre kant.
- Gasslekkasje via ringens underside, pga. dårlig rengjøring eller oppsprekking av belegg.
- Korrosiv slitasje av foring, «clover leafing» (også kalt kløverblad slitasje).
- Dårlig egenpennkraft (defekte ringer).
- Høy ringsonetemperatur ( $t > 220$  °C).

Konsekvenser av ringkollaps er i hovedsak:

- Gasslekkasje forbi ringene som fører til bort-brenning av oljefilm på foring, noe som etter kort tid (min/timer) kan føre til stor slitasje på foring og ringer.
- Hyppige ringkollaps vil ellers svekke egenpennkraften til ringen, noe som igjen vil svekke ringens tettefunksjon, og kan i verste fall kan føre til gjennomslag og rivning mv.

Tilløp til ringkollaps må derfor stoppes snarest mulig, men tiltak for å oppnå dette, vil i stor grad avhenge av årsaken og må derfor vurderes i hvert enkelt tilfelle. Se avsnitt: Eksempel- Tilstandskontroll.

### Utmatnings-skader

Sylindertopp, stempelkrone og sylindreføringer blir utsatt for vekslende mekanisk belastning fra gasstrykket, samt vekslende varmebelastning under drift, særlig under manøvrering og start/stopp sykluser.

Skader som oppstår er ofte en kombinasjon av langtids- og korttids utmatting. Vi kan anta at den første mikrosprekken skyldes termiske belastninger ved start/stopp og manøvrering. Videre vil økt gasstrykk fra forbrenningen forsterke påkjenningen og føre til økt sprekkvekst. Sprekker starter gjerne i et område med kjerver, for eksempel overgangen til kjøle-ribber i stempelkronen.

## Tiltak mot sylinderslitasje

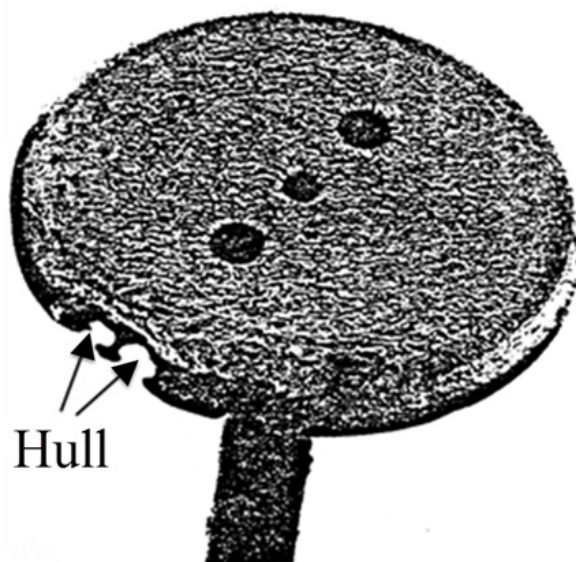
Generelt gjelder at systematisk vedlikehold og dyktige maskinister vil eliminere eller redusere de fleste av ovennevnte årsaker, men hvilke tiltak som blir iverksatt i hvert enkelt tilfelle vil avhenge av flere forhold, som motortype, instrumentering, driftstid fra ny og belastning mm.

Generelt kan angis flg.:

- Forbehandling/forvarming og kontroll av brennoljen er viktig. (Ta alltid oljeprøver ved bunkring og få disse analysert snarest mulig, helst før oljen tas i bruk).
- Rutinemessig kontroll av  $p_{max}$ ,  $p_{comp}$ , samt flest mulig andre driftsdata.
- Høyest mulig temperatur på sylinderkjøling (85 °C).
- Kontroll av evt. dysekjøleteperatur (bestemmer dysespisstemperatur).
- Overhaling/utskifting av brennolje pumper og dyser bør følges opp kontinuerlig.
- Regelmessig vedlikehold, kontroll og vasking av turbolader (vask 1 gang/uke).
- Kortvarig økning av sylinderoiljemengden reduserer «microseizure» slitasjen.

## Skader på avgassventiler (Høytemperatur korrosjon)

Ved drift på tungolje er det særlig høy-temperaturkorrosjon på eksosventiler som skaper driftsforstyrrelser.



*Høytemperaturkorrosjon* skyldes vanligvis avsetning av metallsalter dannet ved forbrenning av tungolje.

De «farligste» stoffene er vanadium (V), natrium (Na) og klor (Cl). Saltene er først i gassform, men kleber til flater med temperatur høyere enn størknetemperaturen ("stiction temperature")  $\approx$  smelte-temperaturen til stoffet.

Figuren til viser eksempel på utseende av en eksosventil med gjennombrenning pga. høytemperatur-korrosjon

Tungolje der forholdet V/Na  $\approx$  3 gir metallsalt med relativt lav størknetemperatur ( $\approx$  530 °C) og dermed økt fare for høytemperaturkorrosjon. Avgassventiler på 4-takts motorer er mest utsatt, mens 2-takts langsomt-gående motorer er mindre utsatt fordi avgasstemperaturene er lavere og normalt under grensen for høytemperaturkorrosjon.

## Gjennomslag

Gjennomslag i en eller flere sylindere er en alvorlig feil som krever strakstiltak for å hindre skade/havari. Virkning av gjennomslag (en sylinder) er i hovedsak:

- Bort-brenning av oljefilm på foring  $\Rightarrow$  stor sylinderlitasje  $\Rightarrow$  fare for rivning og havari.
- Redusert kompresjonstrykk  $\Rightarrow$  lav kompresjonstemperatur  $\Rightarrow$  ufullstendig forbrenning  $\Rightarrow$  økt avgasstemperatur og beleggdannelse i sylinder  $\Rightarrow$  fare for fastbrenning av ringer  $\Rightarrow$  ond sirkel.
- Belegg vil også bli ført til avgass-system m/turbin  $\Rightarrow$  økt strømningsmotstand og redusert turboladerturtall (mulig stalling)  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  økt beleggdannelse, økt fare for fastbrenning osv. (ond sirkel).
- Gasslekkasje til spylekanal på krysshode motorer kan føre til spylebrann, mens det på trunk motorer er fare for veivroms eksplosjon

**Fortsatt drift innebærer altså fare for skade/havari på aktuell sylinder etter kort tid (min/timer).**

### Aktuelle strakstiltak (v/gjennomslag)

Ved en slik alvorlig feil bør vi straks varsle bro om behov for å redusere belastningen, og at det kan bli nødvendig med en kort stopp for evt. utkobling av brennstoffpumpe. I praksis må vi også vurdere å inspisere ringer/stempel/foring via spyleporter. Deretter kan vi prøve følgende alternativer:

#### Alternativ I

- Koble ut VIT systemet.
- Redusere turtall/belastning til omkring 80 %.
- Redusere pumpeindeks på aktuell sylinder (inntil gjennomslaget forsvinner) og samtidig øke sylinderolje mengden til maksimum.
- Fastbrente ringer vil da normalt løsne etter noen få minutter/timer og normal drift kan gradvis gjenopprettes.

#### Alternativ II

Dersom gjennomslaget fortsetter (for eksempel på grunn av en eller flere knekte ringer):

- Stoppe snarest mulig og "henge opp" brennstoffpumpen på aktuell sylinder. (Følg prosedyre i instruksjonsboken). Nytt turtall og belastning finner vi i instruksjonsboken. (Ved utkobling av flere pumper og/eller frakopling av stempel, bør vi kontakte motorfabrikk for råd om turtall og belastning, idet dette kan fremkalle "farlige" torsjonssvingninger ved bestemte turtall).

#### Alternativ III

- Stoppe motor og foreta stempelsjau (langsiktig).

### Aktuelle langsiktige tiltak (v/gjennomslag 1 syl)

Langsiktige tiltak vil i noen grad avhenge av årsaken til gjennomslaget, som derfor bør fastlegges før vi iverksetter andre tiltak.

Om vi antar at gjennomslaget skyldes fastbrente ringer og at ovennevnte strakstiltak var tilstrekkelige for å gjenopprette ringfunksjonen, bør vi vurdere følgende:

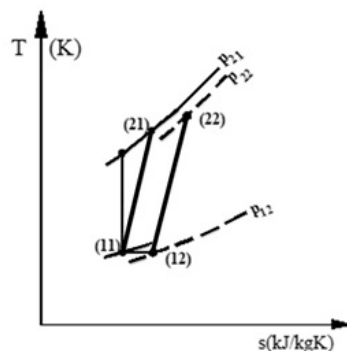
- Foreta stempelsjau og grundig kontroll av stempel/ringer og foring på aktuell sylinder.
- Visuell inspeksjon av alle øvrige sylindere via spyleporter. Dersom inspeksjonen viser tegn til belegg eller slitasje, bør vi vurdere å trekke alle stempler.
- Revidere/forbedre rutiner for overvåking/kontroll av sylinderenhet.
- Revidere rutiner for vedlikehold (kvalitetssikring) av komponenter i brennstoff-systemet.
- Revidere rutiner for forbehandling av brennoljen (settlings-, separering-, filtrering og forvarming).
- Revidere rutiner for kontroll av brennoljens tennings- og forbrenningsegenskaper.
- Kontroll av sylinderoljetilførsel og TBN i forhold til svovel i brennoljen.

### 3.2.3 Feil i turboladersystemet – konsekvenser og tiltak

Vi skal her redegjøre kort for konsekvenser og tiltak ved typiske feil i turboladersystemet.

#### Belegg i luft- og avgass-system

##### Belegg innsugsfilteret



Figuren viser virkningen av belegg på innsugsfilteret i et Ts-diagram.

- $p_{11}$  = innløpstrykk ved normal drift
- $p_{12}$  = innløpstrykk med tett filter
- $p_{21}$  = utløpstrykk ved normal drift
- $p_{22}$  = utløpstrykk med tett filter

Ved belegg på filteret blir innløpstrykket redusert fra  $p_{11}$  til  $p_{12}$ , mens innsugstemperatur og trykkforhold er omtrent uendret.

Virkningen blir at utløpstrykk og dermed spyletrykket avtar, mens utløpstemperaturen normalt øker.

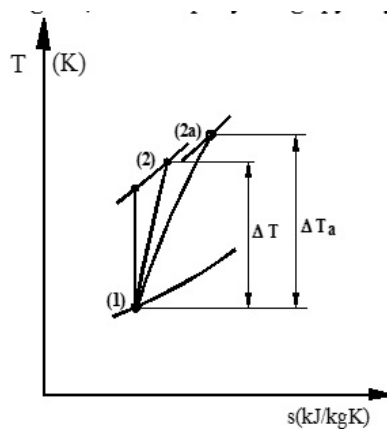
I tillegg til at innløpstrykket synker, må vi også regne med at indre tap i kompressoren øker, da strømningsforholdene gjennom kompressoren er endret og dermed antagelig utenfor optimalt driftsområde. Dette kan føre til ytterligere økning av utløpstemperaturen, som igjen gir redusert lufttetthet og redusert luftgjennomgang etc.

Alt i alt avtar altså luftens tetthet og dermed avtar luftgjennomgangen. Motor driften er da på vei inn i en såkalt «ond sirkel».

##### Belegg kompressor

Belegg på kompressorskovlene vil som regel, føre til økt friksjons- og virveltap og dermed redusert indre virkningsgrad for kompressoren. Litt forenklet kan vi si at de indre tapene forblir i systemet og medfører at utløpstemperaturen øker. Samtidig vil normalt utløps- og spyletrykk synke.

Figuren under illustrerer virkningen av belegg på kompressorskovler og/eller diffusor i et T-s diagram.



Belegg kompressorskovler

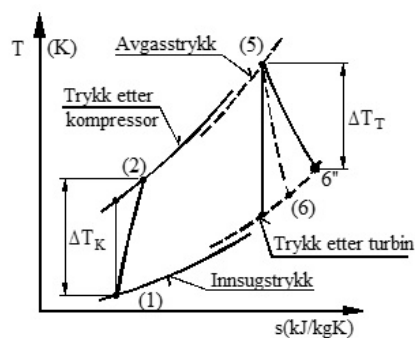
- (1) : innløpstilstand
- (2) : utløpstilstand ved normal drift
- (2a) : utløpstilstand ved belegg på kompressor/diffusor



### MERK

Merk at prosesser i turboladere er til dels komplekse, og eksakt virkning av ulike forhold må derfor prøves ut ved praktiske forsøk i hvert enkelt tilfelle.

Belegg på kompressorskovler fjernes normalt ved regelmessig vannvasking, ved å blåse en liten mengde vann (0,5 - 1 liter) inn på skovlene ved hjelp av trykkluft, ved full belastning.



### Belegg turbin/dysering

Belegg på turbinskovler og dysering fører som regel, til at indre virkningsgrad ( $\eta_{IT}$ ) og turtall synker. Virkning av dette er at temperaturfallet ( $\Delta T_T$ ) over turbinen avtar og utløpstemperaturen øker, se figur.

Redusert  $\Delta T_T$  gir redusert turbineffekt og dermed synker turtallet. Redusert turtall medfører videre redusert luftgjennomgang og motoren er da inne i en «ond sirkel».

Belegg på turbin/dysering kan altså føre til:

- Redusert TL turtall  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang.
- Redusert luftgjennomgang gir redusert luftfylling og dårlig renspyling  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  høye avgasstemperaturer (alle syl.)  $\Rightarrow$  økt varmebelastning.
- Dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  økt beleggdannelse i avgass-systemet (turbin/avgassskjel)  $\Rightarrow$  redusert TL turtall og økt strømningsmotstand  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang etc. etc.  $\Rightarrow$  «ond sirkel».



## MERK

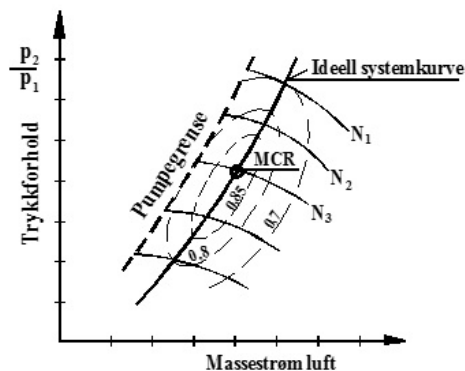
Merk at ved tilfeller som ovenfor vil normalt også innløpstemperaturen ( $T_5$ ) øke.

Ved vurdering av turbintilstanden er det praktisk å ta utgangspunkt i temperaturfallet ( $\Delta T_T$ ). Vi får da følgende sammenheng:

**Redusert ( $\Delta T_T$ ) indikerer belegg på dysering og/eller turbin.**

## Pumping (stalling)

Pumping (Eng. Surging) er et fenomen som oppstår fra tid til annen. Det arter seg som regel, ved en svært høy «rautende» lyd og sterke vibrasjoner som kan skade turbolader lagrene.



Kompressorkarakteristikk, skjematisk

Litt forenklet kan vi forklare stalling ved hjelp av leveringskarakteristikken for en turbo-kompressor, som vist på figuren til høyre, der det er tegnet inn kurver for synkende turtall  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  osv. og koter for indre virkningsgrad.

På figuren er også vist en ideell system- eller motstandskurve for nytt anlegg.

Virkelig systemkurve må vi bestemme ved prøving om bord (evt. på prøvetur).

Når motstanden i systemet øker, for eksempel på grunn av beleggdannelse, vil driftspunktet bli forskjøvet mot venstre langs turtallskurven.

Alle turbokompressorer har imidlertid en nedre leveringsgrense, en såkalt pumpegrense for et gitt turtall, der trykkøkningen gjennom kompressoren «bryter sammen».

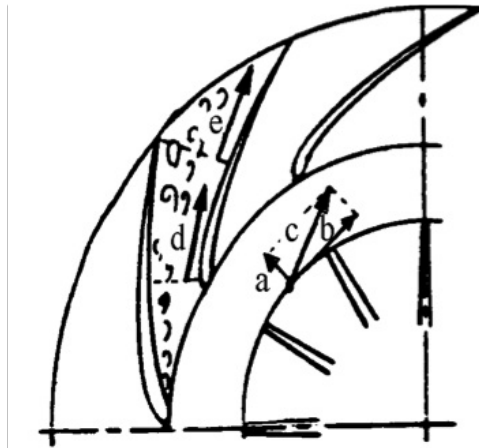
Pumpegrensen (Eng. surge limit) skiller altså mellom området for stabil drift av kompressoren (til høyre for pumpegrensen) og området for ustabil drift av kompressoren (til venstre for pumpegrensen).

For å sikre stabile driftsforhold bør derfor systemkurven ha god margin til pumpegrensen når anlegget er nytt, dvs. på prøveturen.



### Stalling (årsak/tiltak)

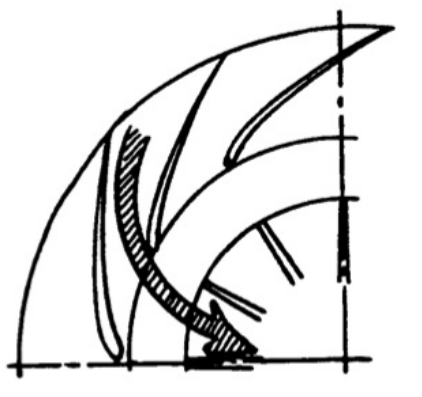
Figuren under viser forholdene i kompressoren ved økt strømningsmotstand, f.eks. pga. belegg i luftkjøler.



Luftgjennomgang og relativ hastighet (a) ut fra skovlene blir da redusert.

Dette medfører at absolutthastigheten (c) og (d) får "feil" retning ved innløp til diffusor slik at det dannes virvler i diffusoren.

Virvlene fører til at det "frie strømningsarealet" i diffusor blir redusert slik at hastigheten (e) i utløpet blir omtrent lik hastigheten (d) ved innløp diffusor og dermed stopper trykkøkningen opp.



Dersom (e) og (d) er like store, vil det altså ikke bygges opp trykk i diffusor.

Dermed vil det trykket som allerede er bygget opp, dvs. receiver trykket forårsake et plutselig tilbake-blaff (Blow Back) gjennom kompressoren. Dette kaller vi stalling eller pumping, se figur.

Under stallingen vil turboladerturtallet ruse opp og ned og føre til sterke vibrasjoner og svært ustabil luftlevering.



### STALLING

Stalling må ikke tillates over lengre tid.

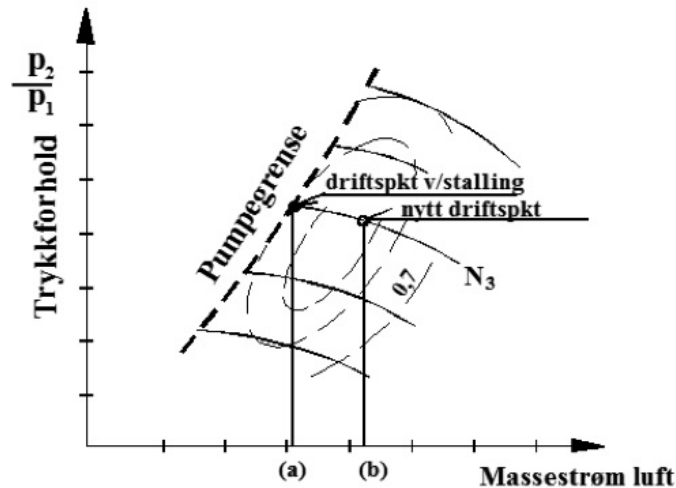
I praksis kan de fleste tilfeller av stalling tilbakeføres til:

- Beleggdannelse i luft-/avgass-systemet.
- Feil i brennoljesystemet.
- Hurtig belastningsendring (sjøgang, særlig i ballast, manøvrering mv.).

### Tiltak på kort sikt

- Åpne en ventil på luftreceiver, dvs. slippe luft ut i maskinrommet. Virkningen av dette er i prinsippet at strømnings motstanden blir redusert og dermed skyves driftspunktet bort fra pumpegrensen og stallingen opphører.
- Redusere motor-belastningen. Dette vil også normalt stoppe stallingen, men fører selvsagt til redusert fart og er derfor uheldig på lang sikt.
- Lokalisere årsakene og iverksette nødvendige tiltak.

### Hva skjer ved avblåsing?



Virkning av å slippe ut luft

Standard tiltak for midlertidig å stoppe stalling er som nevnt, å åpne en ventil på spyleluft receiver og slippe luft ut i maskinrommet.

Dette fører til at mot-trykket ( $p_2$ ) avtar og driftspunktet flyttes fra punkt (a) til punkt (b), se figur. Dvs. noe luft blir blåst ut i maskinrommet, mens resten blir tilført motoren. Levert luftmengde fra turbolader vil dermed øke, mens levert luftmengde til motor vil avta, noe som kan føre til dårlig forbrenning, økt avgasstemperatur etc. Å slippe ut luft fra receiver til maskinrom er som nevnt, et midlertidig, men noen ganger et nødvendig tiltak for å unngå skade på turboladeren.

I praksis er imidlertid støynivået ved stalling så høyt at besetningen uansett vil prøve å stoppe stallingen snarest mulig.

Permanente tiltak mot stalling innebærer i praksis at vi foretar en grundig økonomisk/teknisk vurdering av følgende alternativer:

- Skifte dysering på turbin (enklest og ofte billigst).
- Skifte diffusor (flere størrelser er tilgjengelig for hver TL serie).
- Skifte ut turboladeren (kostbart).

## 3.2.4 Feil i brennstoffsystemet - konsekvenser

Den vanligste feilen i innsprøytingssystemet er slitasje på grunn av partikler i brennoljen, særlig «slipende» er Al/Si partikler, som er rester av katalysatorpartikler fra raffinering av råoljen.

Grenseverdier for Al + Si:

- Ved bunkring: maks 60 ppm
- Før innsprøyting: maks 10 ppm

## Pumpeslitasje

Pumpeslitasje fører til lekkasje i pumpen og dermed senere trykkoppbygning (reduert trykkgradient), noe som igjen fører til senere åpning av dysene, sen innsprøyting og reduert innsprøytingstrykk og kanskje dårlig forstøvning, avhengig av graden av slitasje.

Virkning av pumpeslitasje er i korthet:

- Sen innsprøyting fører generelt til sen tenning, dårlig eller ufullstendig forbrenning, lavt maksimaltrykk  $p_{max}$ , etterbrann og høye avgasstemperaturer.
- Dårlig forbrenning gir høy varmebelastning på foring, ringer og avgassventiler mv.
- Dårlig forstøvning gir økt tennforsinkelse og vanligvis dårlig forbrenning



### MERK

*Merk at dersom kun en pumpe er slitt, vil oljemengden som blir sprøytet inn i aktuell sylinder bli noe redusert fordi økning av pådraget for å utjevne effekttapet blir relativt liten. Dette kan teoretisk føre til at avgasstemperaturen faktisk avtar eller bare stiger moderat, men dette avhenger av graden av slitasje.*

Konsekvens av slitasje i pumpen er i korthet:

- Innsprøytingsperioden vil øke noe for å kompensere for slitasje, reduert innsprøytings- mengde og reduert effekt på aktuell sylinder. (Regulatoren bestemmer pådraget).
- Dette fører til at forbrenningen skyves lenger fra ØD, noe som igjen fører til reduert indikert termisk virkningsgrad og økt varmebelastning på sylinderenheten.
- Ufullstendig forbrenning medfører dessuten økt beleggdannelse i avgass-system med turbolader  $\Rightarrow$  reduert luftgjennomgang, dårlig rensyling, dårlig luftfylling (lavt  $p_{komp}$ )  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  «ond sirkel».

## Slitasje dyse/dysenål

Slitasje på dyse/dysenål fører til økt anleggsflate og reduert tetningstrykk  $\Rightarrow$  økt fare for lekkasje og upresis avslutning av innsprøytingen (dårlig klipping av dusj), dårlig forstøvning (store dråper)  $\Rightarrow$  ufullstendig/langsom forbrenning etc.

### Slitasje i dyseboringer

Slitasje i dyseboringer (større hull) fører normalt til lavere innsprøytingstrykk på grunn av reduert strømningsmotstand, noe som igjen gir store dråper som fordamper/ forbrenner sakte og som derfor teoretisk kan nå gods (topp eller foring) før forbrenningen er avsluttet, gjelder særlig dersom dusjens retning er «feil». Forbrenning på eller nær gods kan føre til avbrenning av gods og høy varmebelastning etc.

Indikasjon på slitte dyseboringer er altså:

- Uendret innsprøytingsvinkel.
- Redusert maksimalt innsprøytingstrykk.

## Andre feil i brennstoffsystemet - Stikkord

### Lav viskositet

Lav viskositet skyldes normalt for høy forvarmingstemperatur, noe som kan føre til lekkasje i pumpen, sen innsprøyting og fare for rivning fordi varm olje har dårlige smøreegenskaper.

Lav viskositet gir videre fare for «gassing» i systemet, noe som kan føre til tennings-svikt i en eller flere sylindre, som medfører mye støy og vibrasjoner og må selvsagt stoppes umiddelbart.

**Høy viskositet** skyldes normalt lav forvarmingstemperatur. Hovedvirkning av dette er rask trykkoppbygning og høye trykk i pumpene, som kan føre til mekanisk overbelastning på pumper og rørsystem mv.

Videre vil det dannes store dråper som gir sen fordampning og fordi dråpene samtidig har høy kinetisk energi, er det en viss fare for brennolje nedslag og forbrenning på flater i sylindren, som igjen kan føre til bortbrenning av oljefilm på foring og nedbrenning av stempelkrone.

Faren for alvorlige feil er likevel størst ved for høy forvarmingstemperatur (lav viskositet) og dersom det er tvil, velger vi lav forvarmingstemperatur fremfor høy.



#### MERK

Merk likevel at forvarmingen i dag normalt er styrt av en viskosimat som regulerer temperaturen i forhold til ønsket viskositet (ca. 15 cSt) ved innsprøytingen, dvs. eventuelle feil skyldes gjerne feil ved viskomaten.

#### **Defekt fjær** i pumpe/synkeventil

Defekt fjær i trykk- eller synkeventil i utløp av pumpen fører til upresis «klipping» av brennolje-dusjen, som kan føre til trykksvingninger i høytrykksrør, etterløft av dysenål og etterdrypp som igjen fører til dårlig forbrenning, etterbrann, høye avgasstemperaturer og høy varmebelastning etc.

Etterdrypp kan også føre til forbrenning på eller nær dysespissen som igjen kan føre til belegg eller såkalte kokstropeter på dysen, noe som fører til dårlig forstøvning etc. og vi er da inne i den «onde sirkelen».

**Slitasje på pumpekam** kan forekomme pga. feil ved herding av kammen. Dette fører til sen innsprøyting, dårlig forbrenning, etterbrann, høy avgasstemperatur og høy varmebelastning.

#### **Stor tennforsinkelse**

Stor tennforsinkelse pga. brennoljens tennegenskaper (Typisk for olje med høy tetthet og lav viskositet) fører til hurtig trykkstigning i sylindere, med fare for ringkollaps og gjennomslag etc., samt fare for lagerskader (kryss-/veivlager) pga. slag-lignende belastninger.

Stor tennforsinkelse pga. dårlig forstøvning er også uheldig, og fører til dårlig forbrenning etc. Men faren for ringkollaps er begrenset fordi fordampning av oljedråpene tar lengre tid slik at mindre mengder brennolje er klargjort for antenning når selvantenningen inntreffer.

## 3.2.5 Brann- og eksplosjonsfare – konsekvenser og tiltak

### Innledning - definisjoner

#### **Flammepunkt**

Flammepunkt er en viktig parameter for å karakterisere brennbare stoffer. Det er den laveste temperatur hvor en væske avgir tilstrekkelig dampmengde til å danne en tennbar gassblanding.

#### **Tenn-temperatur**

Gassene antennes også ved at de kommer i kontakt med gjenstander med høy temperatur. Tenn-temperaturen er oppgitt ved det blandingsforholdet som lettest gir antenning.

Mekanismene for antenning fra gnist og høy temperatur er forskjellige, og det er ingen direkte sammenheng mellom de to karakteristikkene. For eksempel tåler hydrogen høy temperatur (560°C), men antennes lett av gnister. Derimot antennes f.eks. acetaldehyd allerede ved 140°C, men krever kraftig gnist for å gi antenning.

#### **Eksplosjon**

Eksplosjon, i egentlig forstand, er en hurtig forløpende kjemisk reaksjon som under utvikling av sterk varme og lys fører til dannelse av store mengder gassformige reaksjons- produkter.

På grunn av den volumutvidelse som den utviklede varme forårsaker, utøver gassene et plutselig sterkt trykk, som medfører en sprengende virkning på omgivelsene.

Den kjemiske reaksjonen som foregår, er som oftest en forbrenningsreaksjon som forplanter seg med lydshastigheten, dvs. omkring 300 m/s og høyere.

Dersom hastigheten blir særlig stor, 10 - 20 ganger lydens, kaller vi eksplosjonen for en detonasjon. Oksygenet som trenges til forbrenningen, leveres som regel av de eksploderende stoffer selv.

En hel rekke gasser som for eksempel hydrogen, metan, propan etc. blir eksplosive ved bestemte blandingsforhold med luft. Eksplosjonsgrensene for en brennbar gass eller damp angis ved den nedre (LEL = Lower Explosion Level) og øvre grensekonsentrasjon (UEL = Upper Explosion Level), som i blanding med luft kan antennes.

Ved 1 atm trykk og 20 °C er for eksempel eksplosjonsgrensene:

Bensin	: 0,7	-	8,0	Vol %	
Propan	: 1,9	-	9,5	Vol %	
Karbonmonoksid	: 12,5	-	75	Vol %	
Etylalkohol	: 3,9	-	13,6	Vol %	
Metan	: 5,0	-	15	Vol %	

## Veivroms-eksplosjon

Under drift av en motor inneholder luften i veivrommet de samme gassarter (N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> og CO<sub>2</sub>), i omtrent samme forhold som for luften i omgivelsen.

Dersom det for eksempel oppstår varmgang i et lager, vil smøreolje som legger seg på den varme overflaten fordampe. Når oljedampen deretter blir avkjølt og kondenserer, blir det dannet mange små dråper, en såkalt melkeaktig tåke («oil mist») som ved blanding med luft kan bli i stand til å spre flammer dersom den blir antent.

Antenning av olje-/luftblandingen kan forårsakes av den samme varme overflaten («hot spot») som dannet oljetåken.

Hvis det er utviklet store mengder oljetåke før antenningen, og blandingsforholdet mellom gass og luft samtidig er innenfor det vi kaller eksplosivt blandingsforhold, kan forbrenningen bli svært kraftig eller eksplosjonsartet.

Merk likevel at en veivroms eksplosjon normalt kun kan oppstå etter at følgende 4 delprosesser er fullført:

1. Oljedråpene må fordampe,
2. kondensere,
3. danne melkeaktig tåke, (oil mist),
4. olje-tåken må deretter få tilført tilstrekkelig mengde luft til at blandingsforholdet er innenfor eksplosivt område (LEL) for oljetåke og luft.

Først når disse 4 prosessene er fullført, oppstår det reell fare for veivroms eksplosjon.

**Normal veivroms atmosfære er med andre ord ikke eksplosiv.**

## Alarm for «Oil mist»

De fleste skipsmotorer er som kjent, utstyrt med en oljetåkeføler (oil mist detector) i veivrommet, som gir alarm og normalt auto «slow down» ved alarm.

Ved stopp av motor på grunn av alarm for «oil mist» eller av andre årsaker, skal vi alltid vente minst 20 minutter før vi åpner veivlukene.

Dette for å hindre lufttilgang, som kan føre til at en opprinnelig «fet» olje-/luftblanding blir eksplosiv, og som i verste fall, kan utløse en eksplosjon.

Skilt med advarsel om å vente minst 20 minutter etter stopp før vi åpner veivlukene, er alltid festet på lukene.

## Oil Mist - Measures to be taken

Tiltak ved alarm for «oil mist» er her beskrevet med tekst på engelsk, hentet fra; B&W INSTRUCTION, (Operation), p. 118, ED 40.

### Measures to be taken when Oil Mist has occurred

Do not stand near crankcase doors or relief valves - nor in corridors near doors to the engine room.

1. Reduce speed/pitch to slow down, if not already carried out automatically.
2. Ask bridge for permission to stop.
3. When the engine stop order is received:
  - stop the engine
  - close the fuel supply
4. Switch-off the auxiliary blowers.
5. Open the skylight(s) and/or "store hatch".
6. Leave the engine room.
7. Lock the casing doors and keep away from them.
8. Prepare the firefighting equipment.
  - Do not open the crankcase until at least 20 minutes after stopping the engine. When opening up, keep clear of possible spurs of flame. Do not use naked lights and do not smoke.
9. Stop the circulating oil pump. Take off/open all the lowermost doors on one side of the crankcase. Cut off the starting air, and engage the turning gear.
10. Locate the "hot spot". Use powerful lamps.  
Feel over, by hand or with a "thermo feel", all sliding surfaces (bearings, thrust bearing, piston rods, stuffing boxes, crossheads, telescopic pipes, chains, vibration dampers, moment compensators etc. Look for squeezed-out bearing metal, and dislocation caused by heat (blistered paint, burnt oil, oxidized steel. Keep possible bearing metal found at bottom of tray for later analysing.
11. Prevent further "hot spots" by preferably making a permanent repair.  
Ensure that the respective sliding surfaces are in good condition.  
Take special care to check that the circulating oil supply is in order.
12. Start the circulating oil pump and turn the engine by means of the turning gear.  
Check the oil flow from bearings, spray pipes and spray nozzles in the crankcase, chain case and thrust bearing.  
Check for possible leakages from pistons or piston rods
13. Start the engine.  
After: 15-30 minutes, one hour later, and when full load is reached:
  - Stop and feel over
  - Look for oil mist
14. In cases where it has not been possible to locate the "hot spot" the procedure according to Point 10 above should be repeated and intensified until the cause of the oil mist has been found and remedied.

There is a possibility that the oil mist is due to "atomization" of the circulating oil, caused by a jet of air/gas e.g. by combination of the following:

- Stuffing box leakages (not air tight).
- Blow-by through a cracked piston crown or piston rod (with direct connection to crankcase via the cooling oil outlet pipe).
- An oil mist could also develop as a result of heat from a scavenge fire being transmitted down the piston rod or via the stuffing box. Hot air jets or flames could also have passed through the stuffing box into the crankcase.

## Scavenge air box fire (causes and measures)

Vi gjengir her tekst på engelsk fra: B&W INSTRUCTION, (Operation p. 115 ED 40).

### 1. Cause

If flakes of burning or glowing carbon deposits drop into the oil sludge at the bottom of the scavenge air box, this sludge can be ignited and, if very combustible material is found here, serious damage can be done to the piston rod and scavenge air box walls, the latter possible causing a reduction in the tension of the stay bolts.

Ignition of carbon deposits in the scavenge air box can be caused by:

- Prolonged blow by.

- Slow combustion in the cylinder, owing to incorrect atomization, incorrect type of fuel valve nozzle, or "misaligned" fuel jets.
- "Blow back" through the scavenge air ports, owing to an incorrectly adjusted exhaust cam disc or large resistance in the exhaust system (back pressure).

To keep the exhaust resistance low, heavy deposits must not be allowed to collect on protective gratings, nozzle rings and turbine blades, and the back pressure after the turbocharger must not exceed 350 mm WC.

## 2. Warning of Fire

A fire in the scavenge box manifests itself by:

- an increase in the exhaust temperature of the affected cylinder
- the turbocharger may surge
- smoke from the turbocharger air inlet filters when the surging occurs
- the scavenge air box being noticeably hotter

If the fire is violent, smoky exhaust and decreasing engine revolutions will occur.

Violent blow-by will cause smoke, sparks, and even flames, to be blown out when the respective scavenge box drain cock is opened - therefore keep clear of the line of ejection.

(Monitoring devices in the scavenge air space give alarm and slow down at abnormal temperature increase).

For CPP-plants with engaged shaft generator, an auxiliary engine will be started automatically and coupled to the grid before the shaft generator is disengaged and the engine speed is reduced.

## 3. Measures to be taken

Owing to the possible risk of crankcase explosion, do not stand near the relief valves - flames can suddenly be violently emitted.

1. Reduce speed/pitch to SLOW, if not already carried out automatically, and ask bridge for permission to stop.
2. When the engine STOP order is received, stop the engine and switch-off the auxiliary blowers.
3. Stop the fuel supply.
4. Stop the lubrication oil supply.
5. Put the scavenge air box fire extinguishing equipment into function.  
Do not open the scavenge air box or crankcase before the site of the fire has cooled to under 100 °C. When opening, keep clear of possible fresh spurs of flame.
6. Remove dry deposits and sludge from all the scavenge air boxes.
7. Clean the respective piston rods and cylinder liners, and inspect their surface condition, alignment, and whether distorted. If in order, coat with oil.  
Repeat the checking and concentrate on piston crown and skirt, while the engine is being turned (cooling oil and water on).  
Inspect the stuffing box and bottom of scavenge box for possible cracks.
8. If a piston caused the fire, and this piston cannot be overhauled at once, take the precautions referred to in chapter 703, Item 4.2, "Supplementary comment" point 7.

If heating of scavenge air box walls has been considerable, the stay bolts should be retightened at the first opportunity.

Before retightening, normal temperature of all engine parts must be reestablished.

## 3.2.6 Lavlastdrift – konsekvenser og tiltak

### Innledning

Fra termodynamikken har vi at forbrenning nærmest mulig ØD gir høy termisk virkningsgrad og dermed lavt spesifikt brennstoff-forbruk. Dette følger av 2. hovedsetning: En bestemt varme- mengde tilført ved høy temperatur er mer høyverdig enn samme varmemengde tilført ved en lavere temperatur - eller sagt med andre ord; Tilgjengelig energi (exergien) øker med økende temperatur.

Om vi ser bort fra unormale forhold, som for eksempel ekstremt stor tennforsinkelse, betyr økning av  $p_{\max}$  at forbrenningen foregår nærmere  $\emptyset D$ , noe som i prinsippet er gunstig, både med hensyn til omforming av varme til arbeid og for selve forbrenningen.

I praksis må imidlertid maksimaltrykket holdes under visse grenser, bl.a. for å begrense mekanisk belastning på kryss-, veiv- og rammelager. Slike begrensninger er bestemt av motorfabrikken og kan avleses fra prøvestands- eller prøvetursdata for motoren.

## Begrensninger og konsekvenser ved lavlastdrift

Begrensninger mht.  $p_{\max}$  er som nevnt, bestemt av motorfabrikken og absoluttverdier for  $p_{\max}$  vil derfor variere fra motor til motor, avhengig av type og størrelse mv.

I praksis oppgir motorfabrikanten ofte slike grenseverdier i kurveform, der 100 %  $p_{\max}$  tilsvarer  $p_{\max}$  ved 100 % belastning på prøvestand.

MAN B&W oppgir nedre grense for å opprettholde  $p_{\max}$  lik 100 % verdien, som følger:

- Turtall Nedre grense: 85 %, bestemt av tillatt lagerbelastning.
- Middeltrykk Nedre grense: 85 %, bestemt av stempelring funksjonen (tennsprang).

For driftspunkt under ovennevnte grenser må vi ifølge B&W, påse at  $p_{\max/p_{me}} \approx$  konstant.

Merk ellers at lagerbelastningen på moderne motorer er relativt høy, dvs. det er relativt små marginer mot overlast. B&W oppgir for eksempel følgende grenseverdier for overlast pga.  $p_{\max}$ :

- Krysslager: maks 105 %
- Veivlager: maks 110 %

Om vi for enkelhets skyld setter normalt  $p_{\max} = 100$  bar, er det altså fare for overlast og skader på krysslager dersom maksimaltrykket er 105 bar eller høyere, noe som lett kan forekomme i praksis.

## Mulige konsekvenser ved lavlastdrift

Lavlastdrift (under 50 %) medfører:

- Økt beleggdannelse,
- økt omfang av lavtemperatur korrosjon,
- redusert luftgjennomgang (lav turbolader virkningsgrad), som igjen fører til dårlig forbrenning og økt beleggdannelse,
- mulig tilbakeslag eksos/luftside (evt. pga. lav TL virkningsgrad).

Rask overgang til fullast er ofte mest kritisk (medfører ofte stalling).

## Tiltak ved lavlastdrift

Vi skiller praktisk mellom tiltak på kort og lang sikt.

### Tiltak på kort sikt (en reise)

- Redusere kjøling av spyleluft, forvarme luften om nødvendig, dette for å oppnå økt kompresjons temperatur for derved å bedre tennings- og forbrenningsforholdene.
- Stoppe evt. dysekjøling.
- Holde høyest mulig kjølevanns temperatur (ca. 85 °C).
- Justere innsprøytingen så tidlig som mulig (ifølge fabrikantens anbefalinger).
- Kjøre fullast ca. 1 time per døgn for å brenne av belegg.
- Vannvaske TL turbin og kompressor ofte (daglig).

### Tiltak ved lengre intervall (flere reiser)

- Skifte til lavlastdyser (mindre hull diameter), normalt kun aktuelt ved to eller flere planlagte reiser.
- Skifte dysering på turbolader, (aktuelt v/reisetid på 1/2 år eller mer).
- Skifte diffusor evt. turbolader, (aktuelt v/reisetid på 1 år eller mer).



## 3.2.7 Varmebelastning ved drift av skipsdieselmotorer

### Begrepet varmebelastning

Med begrepet varmebelastning eller termisk belastning i en dieselmotor forstås vi vanligvis tilleggs-spenninger på grunn av høy metalltemperatur og/eller stor temperaturforskjell.

- **Høy metalltemperatur**  $\Rightarrow$  svekker materialet  $\Rightarrow$  fare for sprekkdannelse.
- **Stor temperaturforskjell**  $\Rightarrow$  varmespenninger og sprekkdannelse pga. deformasjon.

Økt gasstemperatur gir økt varmeovergang til gods i sylinder, blant annet pga. økt stråling og endret gassbevegelse. Dette fører igjen til økt temperatur på innvendige flater og dermed stor temperaturgradient gjennom godset, noe som igjen kan føre til sprekkdannelser etc.

Dårlig kjøling vil likeledes heve godstemperaturen og føre til økte temperaturspenninger og evt. redusere materialets fasthetsegenskaper, noe som igjen kan føre til sprekkdannelser, siging, utmatting og avbrenning av gods etc.

Lengre tids drift med høy varmebelastning kan altså føre til alvorlige feil, skader og i verste fall havari. Vi bør derfor stanse alle tilløp til økt varmebelastning snarest mulig.

### Parameterendringer som varsler økt varmebelastning (VB)

En hovedoppgave for ansvarlig maskinvakt er som kjent, å sikre problemfri drift av fremdrifts motoren(e), herunder å begrense faren for termisk overbelastning. I praksis betyr dette at han/hun må vurdere driftstilstanden ved å holde øye med tilgjengelige driftsparametere.

Viktige parametere i denne sammenheng er middeltrykk, spyletrykk og pumpeindeks, da disse er termodynamisk koblet til varmebelastningen ved drift av dieselmotorer. I det etterfølgende skal vi til orientering, utlede grunnlaget for denne koblingen.

Det bemerkes at selve utledningen kun er ment til orientering og forventes ikke gjengitt, mens konklusjonen kan ha en viss praktisk interesse.

### Indikert middeltrykk ( $p_{mi}$ ) og VB

For å vise sammenhengen mellom indikert middeltrykket ( $p_{mi}$ ) og varmebelastning, tar vi utgangspunkt i følgende:

$$\text{Indikert effekt } P_i \text{ (kW)} = p_{mi}(\text{MPa}) \cdot V_h(\text{m}^3) \cdot n(\text{s}^{-1}) \cdot i(\text{syl}) \quad (1)$$

$$\text{Tilført brennstoffmengde } \dot{m}_B(\text{kg/s}) = P_i \text{ (MJ/s)} \cdot b_1(\text{kg/MJ}) \quad (2)$$

Av (1) og (2) får vi innsprøytet brennstoffmengde per sylinder, per slag  $>(m_B)$ :

$$m_B(\text{kg}) = \frac{P_{mi} \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot b_1}{n \cdot i}$$

Faktoren ( $n \cdot i$ ) kan vi her stryke og får da:

$$m_B = p_{mi} \cdot V_h \cdot b_1 = k_1 \cdot p_{mi} \quad (3)$$

Her er  $V_h$  slagvolum i  $\text{m}^3$ ,  $b_1$  indikert spesifikt brennstoff-forbruk i  $\text{kg/MJ}$ , som begge antas konstant og erstattes med en konstant ( $k_1$ ).

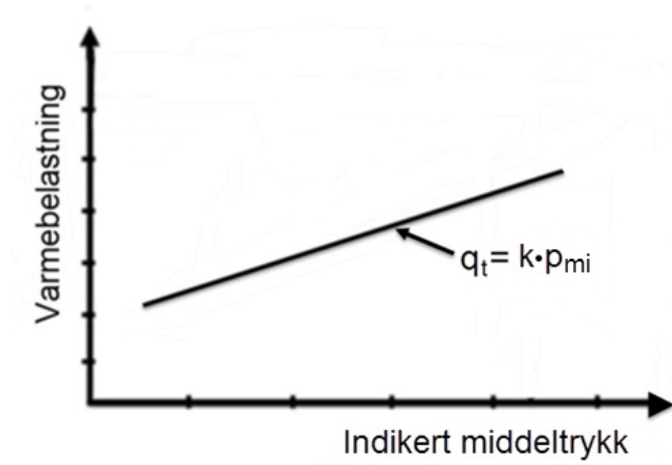
Vi uttrykker tilført varme per syl, per slag ( $q_t$ ):

$$q_t = m_B \text{ (kg)} \cdot h \text{ (kJ/kg)} = k_1 \cdot p_{mi} \cdot h \Rightarrow q_t = k \cdot p_{mi} \Rightarrow (4)$$

$$\text{Varmebelastning} = k \cdot p_{mi} \text{ (5)}$$

Her er innført en ny konstant  $k = k_1 \cdot h$ , idet vi antar at brennverdien  $h$  er konstant.

Av ligning (5) følger at varmebelastningen øker proporsjonalt med  $p_{mi}$ . Dette er illustrert i figuren under.



Økt  $p_{mi}$  indikerer altså økt varmelastning.

!

#### MERK

Merk imidlertid, at dette gjelder for normale driftsforhold.

Dersom det for oppstår feil ved f.eks. innsprøyting eller forbrenning i en eller flere sylindere, må vi vurdere situasjonen på nytt i hvert enkelt tilfelle.

#### Spyletrykk ( $p_{sp1}$ ) og VB

Vi har tidligere vist at masse "ren" luft innestengt i sylindere

( $m_{Lf}$ ) er bestemt av:

$$m_{Lf} = \frac{p_1 V_1}{RT_1} \gamma_R \left( \frac{\text{kg luft}}{\text{syl/slag}} \right) [1]$$

Her er  $p_1 \approx$  abs. spyletrykk,  $V_1$  ( $m^3$ ) = sylindervolum ved kompresjonens start,  $\gamma_R$  = ren spylingsgrad ( $\gamma_R \approx 0,95$  for langspyling),  $R$  = gasskonstanten for luft (0,287 kJ/kgK) og  $T_1$  er luft-temperatur ved kompresjonens start ( $T_1 \approx 350$  K).

For praktisk bruk kan vi si at  $V_1$ ,  $R$ ,  $T_1$  og  $\gamma_R$  er konstanter, mens spyletrykket ( $p_1$ ) vil variere, dvs. spyletrykket gir et tilnærmet mål på mengde forbrenningsluft ( $m_{Lf}$ ).

Vi har tidligere uttrykt tilført varme per sylinder, per slag ( $q_t$ ). Denne varmemengden blir i hovedsak overført til luften i sylinderen. Vi har altså:

$$q_t(\text{kJ}) = m_B \text{ (kg)} \cdot h \text{ (kJ/kg)} = m_{Lf} \text{ (kg)} \cdot c \text{ (kJ/kgK)} \cdot \Delta t \text{ (K)} [2]$$

I [2] er  $m_B$  innsprøytet brennolje mengde per sylinder, per slag i kg,  $h$  er brennoljens brennverdi i kJ/kg,  $m_{L_f}$  er forbrenningsluftmengde i kg per sylinder, per slag,  $c$  er spesifikk varme for luften i kJ/kgK og  $\Delta t$  er temperaturstigningen i Kelvin.

!

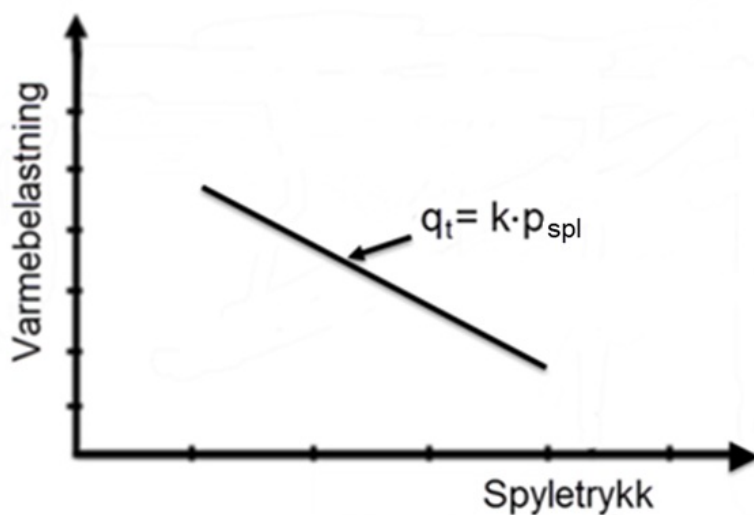
### MERK

Merk at vi ikke kan bruke ligning [2] til å beregne temperaturstigningen, ligningen gir kun en indikasjon på forholdene.

Av [2] følger at dersom  $m_{L_f}$  minker, (spyletrykket synker), må temperaturstigningen ( $\Delta t$ ) øke for at ligningen skal stemme.

!

**Herav følger at redusert spyletrykk varsler fare for økt varmebelastning.**



Figuren over illustrerer sammenhengen mellom spyletrykk ( $p_{spl}$ ) og varmebelastning.

Dersom spyletrykket avtar, kan vi anta at luftfyllingen ( $m_{L_f}$ ) avtar og at gass-temperaturen i forbrenningsrommet øker og følgelig øker varmebelastningen.

Redusert ( $m_{L_f}$ ) fører også ofte til ufullstendig forbrenning og forverrer forholdene (ond sirkel).

### Pumpeindeks og VB

For konvensjonelle brennstoffpumper er indeksen proporsjonal med innsprøytet brennolje- volum( $v$ ), vi har at:

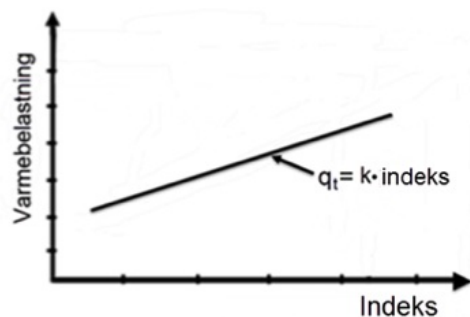
$$v = k \cdot \text{indeks (m}^3) \quad (1)$$

Her er  $v$  = innsprøytet brennoljevolum i  $m^3$  per sylinder, per slag,  $k$  er en passende konstant og indeks er et tall, ofte angitt i %, som sammen med  $k$  gir innsprøytet brennoljevolum i ønsket enhet. Innsprøytet brennoljemasse per slag får vi ved å multiplisere med tettheten ( $\rho$ ):

$$m_B = \rho(\text{kg/m}^3) \cdot v(\text{m}^3) = \rho \cdot k_1 \cdot \text{indeks} \quad (2)$$

Tilført energi er bestemt av oljens brennverdi (h), ofte angitt i kJ/kg. ( $\approx 40\,000$  kJ/kg). Tilført energi per sylinder, per slag blir da:

$$q_t \text{ (kJ)} = m_B \text{ (kg)} \cdot h \text{ (kJ/kg)} = \rho \cdot k_1 \cdot \text{indeks} \text{ (3)}$$



I (3) innfører vi en ny konstant  $k = \rho \cdot k_1 \cdot h$ , og får:

$$\text{Varmebelastningen} = k \cdot \text{indeks}$$

Figuren over viser dette grafisk.

Merk imidlertid, at vi må skille mellom midlere indeks og indeks for enkeltpumper.

!

Merk at vi normalt ikke tegner opp de viste figurene om bord, men bruker disse som en form for huskeregel ved vurdering av driftsforholdene, med målsetting om å stoppe en uheldig utvikling før det oppstår større skader.

### Konklusjon

Vi kan altså konkludere med at ved ellers normale driftsforhold er det fare for økt varme belastning ved:

- Økende middeltrykk (en eller flere syl.)
- redusert spyletrykk og/eller
- økt pumpeindeks (en eller flere syl.)

Ved store utslag må ansvarlig maskinvakt vurdere å iverksette tiltak, som vil variere avhengig av årsaken(e) til endringene. Dette kommer vi tilbake til senere.

## 3.2.8 Automatisk belastningskontroll

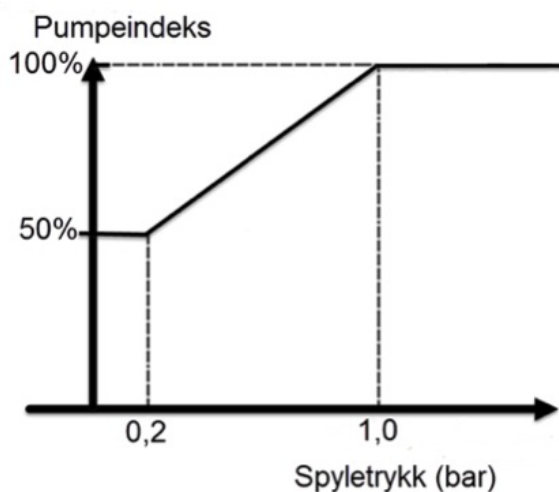
For å redusere faren for overbelastning, termisk og mekanisk, er alle større fremdriftsmotorer utstyrt med en form for belastningskontroll.

### Belastningskontroll ved oppstart - MAN B&W L90MC motorer

Belastningskontroll ved oppstart av MAN B&W MC motorer omfatter i prinsippet en termisk monitor for overvåkning og kontroll av motoroppvarmingen per tidsenhet og en overlast monitor for overvåkning og kontroll av termisk belastning på grunn av ytre faktorer som begroning og strøm etc.

Kontrollen blir i prinsippet oppnådd ved å begrense maks tillatt pumpeindeks innenfor nærmere fastsatte grenser for henholdsvis spyletrykk og dreiemoment.

**Spyletrykk kontrolleren** overvåker spyletrykket og begrenser maks tilført brennolje mengde (dvs. maks pumpeindeks) i forhold til fastsatte grenser for spyletrykket. Dette for å hindre ufullstendig forbrenning, etterbrann, sot dannelse og høye forbrenningstemperaturer på grunn av redusert luftfylling mv.



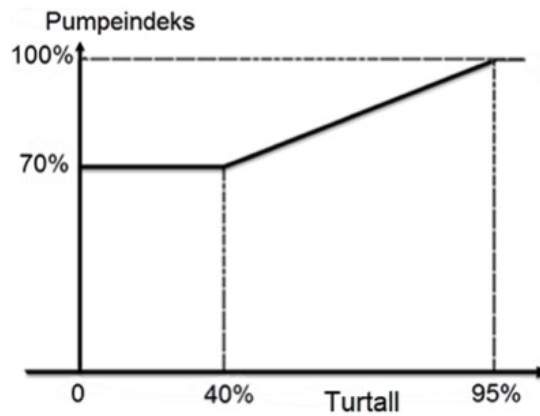
Figur 1 - Maks indeks som funksjon av spyletrykket.

Figur 1 viser sammenhengen mellom maks indeks og spyletrykket.

Når trykket er under 0,2 bar, er maks tillatt pumpeindeks 50 %.

For spyletrykk mellom 0,2 og 1 bar kan indeksen økes gradvis, deretter blir denne begrensningen opphevet, som vist på figuren.

**Dreiemoment kontrolleren** overvåker motorens rpm og begrenser maks tillatt pumpeindeks i forhold til fastsatte grenser for turtallet



Figur 2 - Maks indeks som funksjon av turtallet.

Figur 2 viser reguleringsprinsippet.

Turtallet blir overvåket og kontrollert i forhold til pumpeindeksen.

Ved turtall under 40 % er maks tillatt pumpeindeks begrenset til 70 %.

For turtall over 40 % kan indeksen gradvis økes, såfremt grense for spyletrykket er tilfredsstillt.

Under oppkjøring av motoren gjelder altså følgende tre lastbegrensninger:

- Termisk overlast (varmebelastning) blir hindret ved å begrense maks tillatt økning av pumpeindeksen per tidsenhet.
- Spyletrykk kontrolleren begrenser pumpeindeksen innenfor fastsatte grenser for spyletrykket.
- Dreiemoment kontrolleren begrenser maks tillatt pumpeindeks i forhold til turtallet. (Forutsetter FP propell).

Grenseverdier og settpunkt for de ulike lastbegrensninger finner vi i instruksjonsmanualen for aktuell motor.

!

\*Merk at ovennevnte belastningskontroll forutsetter normal driftstilstand, særlig gjelder dette brennstoffsystemet. \*

*En feil eller skade på f.eks. en eller flere brennstoffpumper og/eller dyser vil ikke automatisk bli fanget opp av ovennevnte kontrollsystem og slike feil må derfor vurderes separat.*

Merk videre at andre motortyper har tilsvarende system for belastningskontroll under oppkjøring.

## Alarm- og nødstoppgrenser - ved normal drift

Alle moderne fremdriftsmotorer er utstyrt med et overvåkings, alarm og nødstop system, som skal sikre problemfri drift av motoren.

Grunnlaget for å fastsette sett punkt for alarm- og nødstop mv. for en bestemt motor, blir fastsatt av motorfabrikken, basert på omfattende beregninger og tester, samt registrerte erfaringsdata fra motorer i drift. I praksis betyr dette at grenseverdier for alarm og nødstop mv. vil variere fra motor til motor, også innenfor samme motorserie.

Tabellen viser noen veiledende alarm- og nødstoppgrenser for MAN B&W L90MC motorer.

Symbol	t = temperature in °C p = Gauge pressure in bar Dp = dif. pressure in bar	n = speed in r/min l = level v = viscosity in cSt	Normal Service value	Alarm High	Alarm Low	Slow down	Shut down
v	Viscosity of the fuel oil, inlet engine (cSt)		15 cSt	40	7		
t	Lub. oil inlet (System oil) (°C)		40-50	55	35	60	
t	Lub. oil outlet (System oil) (°C)		50-60	65			
t	Piston cooling oil outlet (°C)		50-65	65		70	
p	Lub. oil inlet pressure (system oil)		1.8-2.2				
p	Piston cooling oil inlet (bar)		2.5		1.7	1.3	1.0
p	Lub. oil inlet to main and thrust bearings (bar)		1.9		1.5	1.3	1.1
t	Main bearing metal temperature (°C)		50-70	75		80	
t	Main bearing oil outlet temperature (°C)		50-60	65		70	
t	Crankpin bearing metal temperature (°C)		50-60	75		80	
t	Crosshead bearing metal temperature (°C)		50-60	70		80	
t	Crosshead bearing oil outlet temperature (°C)		50-60	65		70	
t	Thrust bearing segment (°C)		55-65	70		75	90
t	Scavenge air receiver (°C)			55		65	
t	Scavenge air boxes (fire alarm) (°C)			80		80	
t	Exhaust gas before turbine (°C)		380-430				
t	Exhaust gas after exhaust valves (°C)		320-390	430		450	



## MERK

Merk at andre motorprodusenter oppgir tilsvarende grenseverdier for sine motorer, men tallverdiene vil variere noe, se instruksjonsmanual for gjeldende motor.

## Hvorfor alarm- og nødstoppgrenser?

Vi skal her redegjøre kort for hvorfor forannevnte grenseverdier er nødvendige for sikre problemfri drift av et fremdriftsmotoren.

### Høy/lav brennolje viskositet ved tungoljedrift

**Høy viskositet** skyldes som regel for lav forvarmings temperatur, dvs. feil ved viskosimeter. Dette er uheldig av flere grunner:

- Brennoljestrålene blir "lange", dvs. det dannes store dråper med relativt høy kinetisk energi, som derfor kan føre til nedslag av brennolje på stempeltopp og/eller foring, som igjen gir fare for bort-brenning av sylinderoiljefilm og ekstrem sylinderslitasje, samt fare for nedbrenning av stempeltoppen mv.
- Store dråper gir videre langsom fordampning og fare for ufullstendig forbrenning, etterbrann og dermed økt varmebelastning, samt fare for økt beleggdannelse i avgass-systemet.
- Tennforsinkelsen vil også øke noe, men virkningen av dette har vanligvis begrenset betydning, idet en begrenset mengde olje er "klargjort" når antenningen starter, noe som begrenser den eksplosive delen av forbrennings prosessen.
- De mekaniske belastningene i selve innsprøytningssystemet vil øke og kan i alvorlige tilfeller resultere i sprekke-dannelser i innsprøytningssystemet.

**Lav viskositet (under ca. 7 cSt)** skyldes tilsvarende høy forvarmings temperatur. For konvensjonelle innsprøytningssystem og pumper fører dette til:

- Lekkasje i pumpene  $\Rightarrow$  sen trykkoppbygning og senere innsprøytning (åpning av dysenål),  $\Rightarrow$  fare for dårlig forbrenning og etterbrann mv.
- Redusert innsprøytningstrykk gir videre dårlig forstøvning  $\Rightarrow$  feil ved forbrenningen etc.
- Fare for rivning i pumpene da brennoljens smørevirkning blir dårligere.
- Fare for gassing i systemet, som gir tenningssvikt i en eller flere sylindre, noe som selvsagt er svært uheldig for videre drift.

Merk at både høy og lav viskositet er uheldig for drift av motoren, men i tvilstilfeller er det som regel bedre å velge en litt for lav temperatur enn for høy, da høy temperatur (lav viskositet) ofte medfører de mest alvorlige driftsproblemene.

### Høy/lav systemsmøreolje temperatur (inn på motor)

Smøreoljens egenskaper, herunder viskositet, smøre- og lastbæreevne er som kjent, sterkt temperatur- og trykkavhengig. Smøreoljesystemet er derfor dimensjonert og tilpasset hver enkelt motor slik at temperaturen inn på motoren skal være tilnærmet konstant.

Markedskrav til økt spesifikk ytelse for fremdriftsmotorer har imidlertid ført til at marginene mot overlast er små for moderne diesel fremdriftsmotorer, for eksempel oppgir MAN B&W at det er fare for overlast (stort flate-trykk) på veiv-, ramme- og krysslager dersom maksimalt sylindetrykk er kun 10 % høyere enn nominell verdi.

For L90MC motoren er nominell smøreoljetemperatur inn oppgitt til 50°C, med alarm utløst ved 55°C, og auto «slow down» ved 60°C.

**Lav smøreolje temperatur** gir tilsvarende økt viskositet, noe som både gir redusert gjennomstrømning, dårlig kjølevirkning og økt væskefriksjon mv. Alarm for lav temperatur blir typisk utløst ved omkring 35°C.

### Høy temperatur - stempelkjøleolje ut

Økende belastning på en eller flere sylindre vil føre til økt utløpstemperatur av kjøleoljen og er følgelig en indikasjon på overbelastning av aktuell sylinder, men kan også skyldes belegg eller andre feil i kjølesystemet. Alarm og/eller «slow down» må uansett undersøkes nærmere og korrigeres.

For L90MC motoren er sett punkt for alarm 65°C og auto «slow down» 70°C.



### **Høy smøreoljetemperatur ut fra ramme- og krysslager**

Ved en begynnende varmgang i ovennevnte lager vil oljetemperaturen stige, og den sentrale overvåkingsenheten vil varsle høy temperatur. Videre vil høy oljetemperatur gi redusert viskositet og dermed redusere oljens bæreevne, noe som i verste fall kan føre til ytterligere økt varmgang og forsterke faren for lagerhavari.

De fleste større fremdriftsmotorer er utstyrt med automatisk pådragsreduksjon («slow down») av hovedmotoren ved høy smøreoljetemperatur ut av ramme- og krysslager.

For L90MC motoren er sett punkt for alarm på smøreolje ut fra ramme- og krysslager satt til 65°C og for «slow down» til 70°C, men disse grensene vil variere noe for ulike motorer.

### **Høy temperatur, ramme-, veiv-, kryss- og trykklager**

Varmgang i ett eller flere av ovennevnte lager vil om det ikke stoppes, erfaringsmessig og etter svært kort tid føre til lagerskade og/eller havari. Økt lagertemperatur vil selvsagt også føre til økt smøreoljetemperatur, men mens oljetemperaturen er en indirekte indikasjon er metalltemperaturen et direkte mål på tilstanden, som krever strakstiltak for å hindre skade, eller evt. lagerhavari.

Varmgang i lagrene kan dessuten føre til dannelse av såkalt «oil mist» i veivrommet, som igjen gir fare for veivroms eksplosjon.

For L90MC motoren er sett punkt for alarm på veiv-, ramme- og krysslager satt til 75°C og auto «slow down» til 80°C.

**Trykklageret** er som kjent, svært høyt belastet og begynnende varmgang innebærer derfor umiddelbar fare for havari og tap av fremdrift. Varmgang i trykklageret må derfor stoppes umiddelbart.

For L90MC motoren er sett punkt for høy temperatur på trykklager satt til 75°C for «slow down» og 90°C for «shut down», som vi kan anta er øvre temperaturgrense før det oppstår havari.

### **Lavt smøreoljetrykk inn på ramme- og trykklager**

Redusert smøreoljetrykk gir i prinsippet redusert bæreevne for oljefilmen, som kan føre til at det såkalt grensesmøring, som per definisjon gir fare ekstrem friksjon og påfølgende lagerhavari. Grenseverdi for hver enkelt motor er som nevnt, bestemt av motorfabrikken.

For L90MC motorer er normalt smøreoljetrykk satt til 1,9 bar, med «shut down» ved 1,1 bar, som vi må anta er nedre grense for å unngå lagerhavari. For andre motorer vil samme prinsipp gjelde, men grenseverdiene vil variere.

### **Høy spyleluft temperatur**

Økt spyleluft temperatur gir som kjent, redusert luftfylling som igjen kan føre til feil ved forbrenning, etterbrann og økt varmebelastning av motoren.

For L90MC motoren er sett punkt for alarm satt til 55°C og for «slow down» 65°C. Disse grenseverdiene er imidlertid, isolert sett, ikke kritisk for drift av motoren, men vil likevel være varsel om et begynnende problem som vi i praksis bør undersøke nærmere og om mulig foreta nødvendige tiltak. Årsak til økningen kan for eksempel være feil eller skade på turbolader, feil ved spyleluft kjøler mv., eller et varsel om begynnende gasslekkasje til luftreceiver som uansett krever mottiltak pga. fare for spyleluftbrann.

Alarm for spyleluftbrann er vanligvis satt til 80°C med «slow down» ved 120°C.

### **Høy avgasstemperatur etter sylinder**

Markert økning av eksostemperatur er alltid en indikasjon på en feiltilstand, som vi derfor må undersøke nærmere og om mulig stoppe.

For L90MC motoren er sett punkt for alarm 430°C og «slow down» 450°C. Men disse grensene vil variere ganske mye fra motor til motor.

## 3.2.9 Unormale driftsobservasjoner – Årsaker/tiltak i stikkordsform

Dersom det under drift blir observert unormale endringer på hovedmotorens instrumentering eller andre uvanlige endringer, må ansvarlig maskinvakt fortløpende vurdere betydningen av dette for videre drift av maskineriet, herunder mulige årsaker, konsekvenser og tiltak med sikte på å forebygge skader og sikre problemfri og økonomisk drift av maskineriet.

I slike situasjoner kan det være praktisk å bruke kunnskaper om kjente feil og årsaks-sammenhenger, som grunnlag for å lokalisere mulige årsaker og iverksette nødvendige tiltak så raskt som mulig for å motvirke eller hindre at det oppstår skade på maskineriet.

Vi skal her se på noen aktuelle unormale driftsobservasjoner, herunder mulige årsaker og tiltak i stikkordsform.

### Høy/lav avgasstemperatur - årsaker

#### Høy avgasstemperatur (alle sylindre)

Mulige årsaker:

- Begrodd skrog eller sterk motstrøm.
- Høy innsugs temperatur (tropisk farvann).
- Belegg i luft- eller avgass-system. (Redusert luftgjennomgang, dårlig renspyling, dårlig forbrenning mv. ⇒ «Ond sirkel»).
- Feil ved brennoljen, (Feil forbehandling, dårlige tennings- og forbrennings egenskaper mv.).
- Slitte brennstoffpumper/dyser (lite trolig at alle er slitt like mye).
- Feiljustert brennstoff-kam eller feil ved drift av kam.
- Økt spylelufttemperatur pga. feil ved vannsirkulasjon i luftkjøler. (Merk at luftkjøler er dimensjonert for tropiske forhold og har normalt rikelig kjølekapasitet).

#### Høy avgasstemperatur (1 syl.)

Mulige årsaker:

- Defekt/slitt brennstoffventil/dyse.
- Slitt brennstoffpumpe. (NB! kan teoretisk også gi lavere temp. ved stor slitasje).
- Lekk avgassventil (NB! gir ofte svært høy avgasstemp og alarm)
- Gjennomslag (fastbrente/brukne kompresjonsringer).
- Feil ved brennstoff-kam (slitt, forskjøvet mv.).

#### Lav avgasstemperatur (alle syl.)

Mulige årsaker:

- Lav spylelufttemperatur (arktiske farvann).
- Tidlig tenning (gir også høyt maksimaltrykk).

#### Lav avgasstemperatur (1 syl.)

Mulige årsaker:

- Gassing i brennstoffsystem (reduert innsprøyting pga. for høy forvarmingstemperatur). Merk at dette også gir økt belastning på øvrige sylindre og vil ofte medføre støy og vibrasjoner mv.
- Defekt sugeventil i pumpe.
- Feil ved VIT innstilling
- Lekkasje i brennstoffpumpe (stor slitasje).

Tiltak må selvsagt tilpasses aktuell(e) årsak(er), (sløyfes her).

### Mørk eksos - årsaker/tiltak

**Aktuelle årsaker:**

1. Utilstrekkelig spyleluftmengde (belegg turbolader, filter, kjøler eller fanggitter (hvis montert)).

2. Spyleporter innsnevret pga. belegg (følgefeil av gjennomslag).
3. Dårlig forstøvning (tette/slitte dyseboringer, slitt pumpe, feil v/forbehandling av bunkers).
4. Motor er overbelastet.
5. En eller flere sylindre får for mye brennstoff (ujevn belastningsfordeling).
6. Lavt kompresjonstrykk (Lekke kompresjonsfjærer, lekk avgassventil, lavt spyletrykk).
7. Brennstoffpumpe eller kam slitt/feiljustert.
8. For høy eller lav forvarmingstemperatur av brennstoff.
9. Spyleluftbrann (gir ofte stalling av turbolader).

**Tiltak**, kronologisk med ovennevnte i stikkordsform:

1. Vannvaske turbin/kompressor, rengjøre/skifte luftfilter, kontrollere fanggitter (hvis installert).
2. Rengjøre porter ved første anledning.
3. Kontroll, og evt. skifte av pumper og/eller dyser (I nødsfall, henge opp pumpe).
4. Redusere belastning (turtall), kontrollere avgasstemperaturer, belastningsviser mv.
5. Kontrollere pumpeindeks på alle sylindre, samt overhalingstidspunkt for pumper.
6. Lekke/fastbrente ringer avhjelpes ved å redusere indeks og øke sylindroljemengde.  
Ved fjærbrudd må vi foreta stempelsjau, evt. midlertidig henge opp brennoljepumpe.  
Lekk avgassventil krever stopp og utskifting (i nødsfall henge opp pumpe).
7. Kontrollere pumpe og kam-stilling.
8. Kontrollere/justere viskosimat/forvarmingstemperatur.
9. Stoppe motor snarest mulig og følge gjeldende prosedyre for spylebrann.

## Synkende spyletrykk

**Aktuelle årsaker:**

- Redusert turbolader turtall (belegg/skade turbin/kompressor).
- Belegg luftfilter ( $\Delta p_{\text{filter}}$  økt).
- Belegg/skade kompressorskovler ( $\Delta t_k$  økt).
- Belegg/skade diffusor ( $\Delta t_k$  økt).
- Belegg/skade dysering ( $\Delta t_T$  redusert).
- Belegg/skade turbinskovler. ( $\Delta t_T$  redusert).
- Belegg avgasskjele/lyddemper (økt trykk etter TL).

**Tiltak:**

- Rengjøre/skifte filter.
- Vannvaske kompressor.
- Vannvaske turbin, evt. tørr vaske hvis utstyr installert.
- Sotblåse kjel/lyddemper.

Valg av tiltak må tilpasses aktuell årsak.

## Motorturtallet synker

**Mulige årsaker:**

1. Trykk før brennstoffpumpene er for lavt (gassing i rør før pumpe).
2. Brennstoffventil(er) eller brennstoffpumpe(r) skadet/slitt.
3. Luft skruet for brennstoff-ventil løs eller utett.
4. Spyleluftbrann (Stalling av turbolader, typisk følgefeil).
5. Varmgang i drivverksdeler (kritisk).
6. Ny brennolje, dårlige forbrenningsegenskaper, evt. lav brennverdi.
7. «Slow-down» pga. alvorlige feil.
8. Begrodd skrog, skadet propell.
9. Defekt eller tilsmusset turbolader.

Tiltak, kronologisk med ovennevnte i stikkordsform:

1. Kontroller for-pumpetrykk og forvarmingstemperatur (viskosimat).
2. Kontroller, evt. skifte ut ventiler/pumper, i nødsfall henge opp pumpe.
3. Kontroller lufteskruer.

4. Stopp motor snarest mulig og følg gjeldende prosedyre for spylebrann.
5. Stopp motor og følg gjeldende prosedyre for aktuell årsak.
6. Kontroller brennolje analyseresultat og juster pådrag om nødvendig.
7. Stopp snarest mulig, men tiltak avhenger av årsak til «slow down».
8. Grunnlag for å planlegge dokking.
9. Ved belegg ⇒ rengjør, ved skade ⇒ planlegg nødvendig reparasjon.

## Økt kjølevannstemperatur, enkeltsylindre

### Mulige årsaker:

- Avstengningsventiler i rør til aktuell sylinder defekt eller stengt ved en feiltagelse.
- Kjølerommene ikke tilstrekkelig utluftet.
- Kjølevannsledninger eller vannkanaler tilstoppet.
- Overbelastning av aktuell sylinder.
- Varmgang i stempel.
- Gasslekkasje i kjølesystemet.

### Økt kjølevannstemperatur alle sylindre

#### Mulige årsaker:

- Kjøler tilsmusset eller skadet.
- Kjølevannspumpe skadet/defekt.
- Overbelastet motor.

## Stalling av turbolader – årsaker/tiltak

I praksis vil de fleste feil og unormale driftsforhold føre til at turbolader kompressorens driftspunkt skyves nærmere pumpegrensen. De fleste tilfeller av stalling kan derfor tilbakeføres til:

- Feil i brennstoffsystemet.
- Feil/belegg i luft-/avgass-system.
- Hurtig belastningsendring (manøvrering, sjøgang).

Begrepet stalling er beskrevet tidligere, men her følger en sjekklister for B&W motorer, gruppert etter system, og med engelsk tekst.

### Fuel oil system

- Low circulating or supply pump pressure.
- Air/water in fuel oil.
- Low preheating temperature.
- Malfunction of de aerating valve on top of venting tank.
- Defective suction valve.
- Defective puncture valve.
- Sticking fuel pump plunger.
- Sticking fuel valve spindle.
- Damaged fuel valve nozzle.
- Defect in overflow valve in fuel return pipe.
- Camshaft timing, faulty load distribution.

### Exhaust system

- Exhaust valve not opening correctly.
- Damaged or blocked protective grating before turbocharger.
- Increased back pressure after turbocharger.
- Pressure pulsations after T.ch.
- Pressure pulsations in exhaust receiver. (Mulige resonanssvingninger).
- Damaged compensator before T.ch. (Fleksibel rørforbindelse).

### Turbocharger

- Fouled or damaged turbine/compressor side.
- Fouled air filter boxes.

- Damaged silencer.
- Bearing failure.

### Scavenge Air System

- Fouled air cooler, water mist catcher and/or ducts.
- Stopped water circulation to cooler.
- Coke in scavenge ports.
- Too high receiver temperature.

Stalling forts.

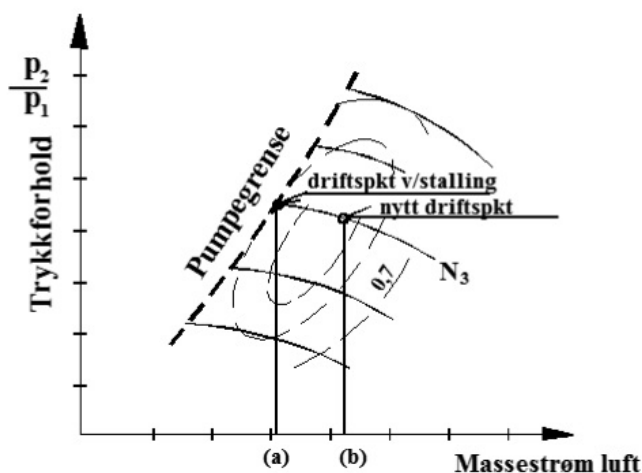
### Miscellaneous

- Hunting governor.
- Rapid changes in engine load.
- Too rapid rpm change:
  - a) when running on high load
  - b) during manoeuvring
  - c) at shut downs/slow downs
  - d) when running astern
  - e) due to "propeller racing" in bad weather

### Countermeasure

Continuous surging can be temporarily counteracted by "blowing off" from the valve at the top of the air receiver. However, when doing this the exhaust temperatures will increase and must not be allowed to exceed the limiting values.

### Avblåsing av luft - kort forklaring



Anbefalt tiltak for å stoppe stalling på kort sikt er som nevnt, å åpne en ventil på spyleluft receiver og slippe luft ut i maskin- rommet.

Dette fører til at mot-trykket ( $p_2$ ) avtar og driftspunktet flyttes fra punkt (a) til punkt (b), se figur. Dvs. noe luft blåses ut i maskinrommet mens resten blir tilført motoren. Levert luftmengde fra turbolader vil dermed øke, mens levert luftmengde til motor avtar, noe som kan føre til dårlig forbrenning og økt avgasstemperatur etc.

Avblåsing av luft er altså et midlertidig men nødvendige tiltak for å unngå skade på turboladeren. (Støynivået ved stalling er ellers så høyt at besetningen uansett vil prøve å stoppe stallingen så snart som mulig).

Ovennevnte tiltak er som nevnt, midlertidige. Permanente tiltak innebærer i praksis en grundig økonomisk/teknisk vurdering av følgende alternativ:

- Skifte dysering på turbin (enklest og billigst)
- Skifte diffusor (flere dimensjoner er tilgjengelig for hver TL serie).
- Skifte ut turboladeren (kostbart).

## 3.3 Simulering av feil

### Innledning

Under drift vil som nevnt, endringer i motorens driftstilstand vise seg ved endringer i avleste driftsparametere. En viktig oppgave for maskinisten er derfor å analysere eller tolke slike endringer for derved å hindre eller begrense skade på maskineriet.

Det beste grunnlaget for å vurdere motortilstanden får vi normalt ved å sammenligne avleste driftsparametere med tilsvarende parametere når alt er i orden, evt. fra prøvestands-kjøring av motoren, fra prøvetur eller en tidligere tilstandskontroll av maskineriet.

I det etterfølgende skal vi se på noen eksempler med aktuelle feil-settninger på Kongsbergs simulator motor «MAN B&W 5L90MC».

Vi antar at hovedmotoren (ME) er installert om bord i et seilende skip og koplet til en fast propell.

#### MÅLET MED GJENNOMGANGEN

Målet med denne gjennomgangen er å bli kjent med virkningen av noen aktuelle feil, for senere å bruke denne kunnskapen ved analyse av ulike driftsproblemer.

Vi anvender følgende symbol og enheter:

- T = Temperatur i grader Celsius (°C)
- G = Strømningsmengde, normalt i tonn per time (t/h)
- P = Trykk i barg (manometertrykk)
- L = Nivå i meter (Level)
- $\Delta P$  = Trykkfall (mm vannsøyle) (10 000 mm VS = 1 bar (100 mm VS = 0,01 bar)
- MIP = Indikert middeltrykk (Mean Indicated Pressure) (bar)
- INDEX = Indirekte mål for innsprøytet brennoljevolum (%)
- TINJO = Time of Injection Opening (veiv-vinkel når dysenål åpner)
- TIGN = Time of Ignition (Tenningsstidspunkt, grader veiv-vinkel)
- PMAX = Maksimaltrykk i sylind(er) (barg)
- PCOMPR = Kompresjonstrykk (barg)
- PINJO = Pressure Injection Opening (Brennstoff ventilens åpningstrykk i barg)
- PINJM = Pressure Injection Max (Maks innsprøytingstrykk) (barg)
- LINJ = Length of Injection (Grader veiv vinkel) (Innsprøytingens varighet)
- TMAX = Gradtall for maksimalt trykk i sylind(er)

## Eksempel 1 - Slitasje i 1 av 5 brennstoffpumper

Tabellen viser driftsparameter for simulator motoren MAN B&W 5L90MC. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdata ved normal drift: «Full ahead, loaded, fixed ship speed».

Kolonne m/feil viser data for syl. nr. 1 etter feilsetting, og kolonne u/feil viser gjennomsnittsverdier for alle øvrige sylindere etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3625	3460	- 165	3690	Sum Pi er tilnærmet konstant ok
Turtall (o/min)	74	74	-	74	Regulator innstilling ok
MIP (bar)	15,84	15,1	- 0,74	16,1	Snitt er tilnærmet konstant ok
Indeks	56	57,4	+ 1,4	57,4	Økt pga. indre tap syl 1 (dårlig forbrenning)
pLuftrec. (barg)	2,01	2,09	+0,08		Økt pga. økt NTL, se neste side
tLuft rec (°C)	46,2	47	-	47	Termostatstyrt ok
tmrom	40	40	-		Ok
pexh rec (barg)	1,66	1,72	+ 0.06		Økt pga. økt spyletrykk ok
texh (etter syl) (°C)	326	345	+ 19	326	Økt syl 1 pga. sen tign og red mLf, øvrige uendret??
TIGN (dgr)	2,6	3,9	+ 1,3	3,8	Sen syl 1 pga. sen tinjo (tF konstant??) Se anm.
Pmax (barg)	132,4	123	- 9,4	132,3	Red syl 1 pga. red pkomp og sen tign ok
TMAX (dgr)	10,25	11,5	+1,25	11,5	Sen pga. sen tign ok
PCOMPR (barg)	107,6	103,4	- 4,2	110,1	Red syl 1 pga. gjennomslag ok
PINJO (barg)	420	420	-		Fjærinntstilling ok
PINJM (barg)	716,6	720	≈ 0	720	Tilnærmet uendret ok
TINJO (dgr)	- 2,5	-1,2	+1,3	-1,2	Sen pga. VIT regulering (økt indeks)
LINJ (dgr)	15,1	15,5	+0,4	15,5	Økt pga. tap syl 1 (effektutjevning)
Tennforsinkelse	5,1	5,1	0	5,0	Uendret?? Se anmerkning, neste side
	N (o/min)	7210	7310	+ 100	Økt pga. økt Gexh (Vil avta over tid, se anm.)
	GEXH (t/h)	85,3	87,8	+ 2,5	Økt pga. økt indeks, økt GL og økt br.oljemengde
	t (exh. rec.) (°C)	371	375	+ 4	Økt litt pga. økt indeks ( <b>Liten økning?</b> , se anm)

<b>1</b>	<b>Turbo</b>	t (etter turb) (°C)	240	243	+ 3		
		Dt (turb) (K)	131	132	≈ 0	Turbin ok, se anm.	
		GLuft (t/h)	83,3	86,0	+ 2,7	Økt pga. økt NTL	
		Dt (komp) (K)	133	134	≈ 0	Kompressor lite påvirket ok	
		DpLuftkj (mmVS)	164	176	+ 12	Økt pga. økt GL, dvs. kjøler ok	
		Dp filter (mmVS)	110	117	+ 7	- " - " - , dvs. filter ok	
<b>2</b>	<b>Turbo</b>	N (o/min)	7200	7315	+115	Økt pga. økt Gexh (Vil avta over tid, se anm.)	
		GEXH (t/h)	85,2	87,8	+ 2,6	Økt pga. økt indeks, økt GL (økt br.oljemengde)	
		t (exh. rec.) (°C)	370	375	+ 5	Økt litt pga. økt indeks ( <b>Liten økning?</b> , se anm)	
		t (etter turb) (°C)	240	243	+3		
		Dt (turb) (K)	131	132	≈ 0	Turbin ok, se anm.	
		GLuft (t/h)	83,3	86,3	+ 3	Økt pga. økt NTL	
	<b>2</b>	<b>Turbo</b>	Dt (komp)(K)	133	134	≈ 0	Kompressor lite påvirket ok
			DpLuftkj.(mmVS)	164	177	+ 13	Økt pga. økt GL, dvs. kjøler ok
			Dpfilter (mmVS)	110	118	+ 8	- " - " - , dvs. filter ok

### Anmerkninger til eksempel 1 - Slitasje i 1 av 5 brennstoffpumper

#### Typiske parameteravvik ved slitasje i en brennstoffpumpe:

- Redusert trykkoppbygning i pumpen ⇒ sen innsprøyting ⇒ redusert maksimalt innsprøytingstrykk og mulig dårlig forstøvning (avhengig av lekkasjens størrelse).
- Sen tenning ⇒ redusert maksimaltrykk og etterbrann ⇒ økt avgasstemperatur i aktuell sylinder.
- Redusert innsprøytings mengde ⇒ redusert MIP og effekt i aktuell sylinder ⇒ økt MIP øvrige sylindere for å kompensere for tap ⇒ økt indeks.

Vi ser nærmere på noen registrerte parametere:

#### T<sub>exh</sub> (etter syl 1)

- For syl 1 er TINJO og TIGN senere enn referansen, samtidig som p<sub>max</sub> er lav og T<sub>MAX</sub> er sen, dvs. dette er en sterk indikasjon på sen tenning og dårlig forbrenning, noe som normalt gir merkbar økning av eksostemperaturen, dvs. vi må forvente en betydelig større økning av eksostemperaturen enn den registrerte på +3°C.
- Av forhold som motvirker økt eksostemperatur er økt luftfylling ( $m_{Lf}$ ) og mindre levert brennoljemengde ( $m_B$ ) på grunn av lekkasje i pumpen. Vi kan anta at  $m_{Lf}$  er økt noe da  $G_L$  er økt. Dette bidrar i prinsippet til redusert avgasstemperatur.
- Mht. levert brennoljemengde ( $m_B$ ) har vi at indikert effekt er relativt stor (3070 kW), samtidig som TIGN er sen. Dette sammen med dårlig forstøvning pga. lavt innsprøytingstrykk gir normalt sterk etterbrann og høy avgasstemperatur.



**Konklusjonen** blir at avgasstemperatur for sylinder 1 bør øke mer enn +3°C, dvs. vi har her en "liten" simulatorfeil.

#### **T<sub>exh</sub> (øvrige syl)**

- For de øvrige sylindrene er økningen ca. +7°C, noe som også er en relativt liten økning, idet MIP er økt med ca. + 0,6 bar. Men på kort sikt kan dette likevel antas ok, idet spyletrykk og luftgjennomgangen som nevnt, er økt.

I praksis vil en slik «feil» over tid føre til beleggdannelse i turbolader turbiner, som igjen fører til redusert TL turtall, redusert spyletrykk etc. og driftstilstanden vil etter en tid bli ført inn i en såkalt ond sirkel.

#### **T<sub>exh</sub> receiver (+7°C)**

Økning av temperatur i avgass receiver er også relativt liten, men kan forklares med at luftgjennomgangen er økt.

#### **Kontroll av pkomp**

For enkelhets skyld setter vi barometertrykket til 1 bar og får da følgende:

$$\frac{p_k}{p_{sp}} = \approx \text{konst.} \Rightarrow \text{Ref.: } \frac{109,3}{3,04} = 36 \Rightarrow \text{Målt: } 36 \cdot 3,15 = 113,2 \approx 112 \text{ barg ok}$$

#### **Tennforsinkelsen**

Tennforsinkelsen er uendret, noe som anses tvilsomt, særlig for syl 1, der vi må forvente dårlig forstøvning og dermed økt tennforsinkelse. Kan være en liten simulatorfeil.

Øvrige parameteravvik anses ok.

## Eksempel 2 - Belegg i TL kompressor nr. 1

Tabellen viser driftsparametere for MAN B&W 5LMC 90. Ref. kolonne viser gjennomsnitt ved normal drift: «Full ahead, loaded, fixed ship speed». Kolonne m/feil viser data etter feilsetting.

Parameter	Ref.	m/feil	Avvik	Vurdering (Stikkord)	
Pi (kW)	3670	3630	≈ 0	Pi redusert noe, men innenfor praktisk toleranse	
Turtall (o/min)	74	74	0	Regulator innstilling ok	
MIP (bar)	15,9	15,85	≈ 0	Anmerkning som for Pi	
Indeks	56,5	57,16	+0,66	Økt pga. dårlig forbrenning (tap)	
pLuftrec. (barg)	2,04	1,73	-0,31	Red. pga. red. NTL, særlig TL1 (Tap i kompressor)	
tLuft rec (°C)	47	45	≈ 0	Marginal endring (termostatstyrt) ok	
tmrom	40	40	0	Ok	
pexh rec (barg)	1,71	1,44	-0,27	Red. pga. red pLuftrec (følger tilnærmet spyletrykket)	
texh (etter syl) (°C)	324	396	+ 72	Økt betydelig pga. red. mLf, sen tign og økt LINJ ok	
TIGN (dgr)	3,3	4,0	+ 0,7	Sen pga. sen tinjo og økt tennforsinkelse	
Pmax (barg)	132,1	118	- 14,1	Red. pga. sen tign og redusert kompresjonstrykk	
TMAX (dgr)	11	11,7	+0,7	Sen pga. sen tign	
PCOMPR (barg)	108,3	97,0	- 11,3	Red pga. red pLuftrec	
PINJO (barg)	420	420	0	Innstilt fjærtrykk ok	
PINJM (barg)	718	719	≈ 0	Uendret ok	
TINJO (dgr)	- 1,7	-1,5	+0,2	Sen pga. VIT regulering som følge av økt indeks	
LINJ (dgr)	15,3	15,4	+ 0,1	Økt pga. dårlig forbrenning (Tap pga. red mLf)	
Tennforsinkelse	5,0	5,5	+ 0,5	Økt pga. red mLf ok (Liten økning?)	
<b>Turbo</b>	N (o/min)	7300	6760	-540	Red. pga. redusert GEXH ok
	GEXH (t/h)	87,6	71,1	-16	Redusert pga. redusert GL ok
	t (exh. rec.) (°C)	370	428	+58	Økt pga. red. GL ok
	t (etter turb) (°C)	237	290	+53	Økt pga. økt innløpstemperatur (receivertemp.)
	Dt (turb) (K)	133	138	+5	Økning indikerer turbin ok, se anmerkning

<b>1</b>	GLuft (t/h)	85,9	60,1	-25,8	Red pga. red NTL, samt redusert hiK (indre tap)
	T (etterkompr)	174	203	+29	Økt pga. indre tap (tm rom er uforandret)
	Dt (komp) (K)	134	163	+29	Økt pga. indre tap pga. belegg kompr. <b>p red hiK</b>
	DpLuftkj (mmVS)	174	86	-88	Red pga. red GL p luftkjøler ok
	Dp filter (mmVS)	117	57	-60	- " - - " - p filter ok
<b>Turbo</b>	N (o/min)	7300	6830	-470	Red pga. red Gexh ok
	GEXH (t/h)	87,6	71,1	-16	Red pga. redusert GL ok
	t (exh. rec.) (°C)	370	428	+58	Økt pga. red GL ok
	t (etter turb) (°C)	237	290	+53	Økt pga. økt innløpstemp.
	Dt (turb) (K)	133	138	+5	Økning indikerer turbin ok, se anmerkning
<b>2</b>	GLuft (t/h)	85,9	78,4	-7,5	Red pga. red NTL
	T (etterkompr)	174	164	-10	
	Dt (komp)(K)	134	124	-10	Red pga. red NTL og red GL ind. kompressor 2 ok
	DpLuftkj.(mmVS)	174	145	-29	Red pga. red GL p luftkjøler ok
	Dpfilter (mmVS)	117	97	-20	- " - - " - p filter ok

Avlesningene viser altså at belegg i 1 av 2 turboladerkompressorer har innvirkning på luft- gjennomgang og turtall for begge turboladerne. Se neste side.

### Anmerkninger til eksempel 2 - Belegg i 1 av 2 TL kompressorer

#### TL kompressorer nr. 1

Temperaturstigning over kompressor nr.1 ( $\Delta_{TK1}$ ) er økt med +29°C, noe som er typisk for belegg i TL kompressor, dvs. dette avviket må anses ok.

Turtallet ( $N_{TL}$ ) er redusert med ca. 540 rpm og luftgjennomgangen ( $G_L$ ) redusert med 25,8 t/h (ca. 30 %), dvs. avvik fra referansedata er stor. Merk derfor at beleggdannelse i slike turbomaskiner har sterk innvirkning på luftleveringen.

Øvrige avlesninger viser ellers at luftgjennomgangen har sterk innvirkning på motorens driftsforhold.

#### TL kompressor nr. 2

Temperaturstigningen over kompressor nr. 2 ( $\Delta_{TK2}$ ) er redusert med ca. -10°C. Turtallet er redusert med ca. 470 rpm og luftgjennomgangen redusert med 7,5 t/h (ca. 9 %). Redusert turtall kan forklares med at avgassmengden er redusert.

Luftmengden ( $G_L$ ) er også redusert, men reduksjonen er mindre enn for kompressor nr.1, samtidig som temperaturøkningen er merkbart mindre. Dette kan grovt sett forklares med at kompressorens mottrykk, relativt sett, er redusert (redusert spyletrykk), noe som medfører redusert spesifikt kompressorarbeid og dermed redusert temperaturøkning.

#### TL turbiner

For begge turbiner er temperaturfallet økt med ca. 5°C. Forklaringen på dette kan være at innløpstemperaturen er økt merkbart (+ 58°C), noe som innebærer at isentropisk temperaturfall øker, og om vi antar at indre virkningsgrad er uforandret, må virkelig temperaturfall også øke.

For videre kontroll av turboladerne tar vi med en energibalanse for turbin og kompressor.

Vi velger spesifikke varme verdier: Luft:  $c_{pL} = 1,006 \text{ kJ/kgK}$ , avgass:  $c_{pR} = 1,06 \text{ kJ/kgK}$ .

### Energibalanse turbolader nr. 1

$$\text{Kompressor: } P_{K1} = \frac{60,1(t/h)}{3,6} (\text{kg/s}) \cdot 1,006(\text{kJ/kgK}) \cdot 163(\text{K}) = 2737 \text{ kW}$$

$$\text{Turbin: } P_{T1} = \frac{71,1(t/h)}{3,6} (\text{kg/s}) \cdot 1,06(\text{kJ/kgK}) \cdot 138(\text{K}) = 2890 \text{ kW}$$

### Energibalanse turbolader nr. 2

$$\text{Kompressor: } P_{K2} = \frac{78,4(t/h)}{3,6} (\text{kg/s}) \cdot 1,006(\text{kJ/kgK}) \cdot 124(\text{K}) = 2716 \text{ kW}$$

$$\text{Turbin: } P_{T2} = \frac{71,1(t/h)}{3,6} (\text{kg/s}) \cdot 1,06(\text{kJ/kgK}) \cdot 138(\text{K}) = 2890 \text{ kW}$$

Turbineffekten er altså omkring 150 kW større enn kompressoreffekten for begge turboladerne, noe som må anses ok, da turbinen jo driver kompressoren og må derfor være størst.



### MERK

Merk at vi må regne med noe usikkerhet i slike beregninger, pga. usikkerhet mht. valg av spesifikke varme verdier mv.

## Eksempel 3 - Slitte kompresjonsringer i 1 av 5 sylindre

Tabellen viser driftsparametere for B&W 5LMC 90. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdata ved normal drift: «Full ahead, loaded». Kolonne m/feil viser data for syl. nr. 1 etter feilsetting, og kolonne u/feil viser gjennomsnittsverdier for øvrige sylindre etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3625	3460	- 165	3690	Sum Pi er tilnærmet konstant ok
Turtall (o/min)	74	74	-	74	Regulator innstilling ok
MIP (bar)	15,84	15,1	- 0,74	16,1	Snitt er tilnærmet konstant ok
Indeks	56	57,4	+ 1,4	57,4	Økt pga. indre tap syl 1 (dårlig forbrenning)
pLuftrec. (barg)	2,01	2,09	+0,08		Økt pga. økt NTL, se neste side
tLuft rec (°C)	46,2	47	-	47	Termostatstyrt ok
tmrom	40	40	-		Ok

	pexh rec (barg)	1,66	1,72	+ 0.06		Økt pga. økt spyletrykk ok
	texh (etter syl) (°C)	326	345	+ 19	326	Økt syl 1 pga. sen tign og red mLf, øvrige uendret??
	TIGN (dgr)	2,6	3,9	+ 1,3	3,8	Sen syl 1 pga. sen tinjo (tF konstant??) Se anm.
	Pmax (barg)	132,4	123	- 9,4	132,3	Red syl 1 pga. red pkomp og sen tign ok
	TMAX (dgr)	10,25	11,5	+1,25	11,5	Sen pga. sen tign ok
	PCOMPR (barg)	107,6	103,4	- 4,2	110,1	Red syl 1 pga. gjennomslag ok
	PINJO (barg)	420	420	-		Fjærinstilling ok
	PINJM (barg)	716,6	720	≈ 0	720	Tilnærmet uendret ok
	TINJO (dgr)	- 2,5	-1,2	+1,3	-1,2	Sen pga. VIT regulering (økt indeks)
	LINJ (dgr)	15,1	15,5	+0,4	15,5	Økt pga. tap syl 1 (effektutjevning)
	Tennforsinkelse	5,1	5,1	0	5,0	Uendret?? Se anmerkning, neste side
<b>1</b>	<b>Turbo</b>	N (o/min)	7210	7310	+ 100	Økt pga. økt Gexh (Vil avta over tid, se anm.)
	GEXH (t/h)	85,3	87,8	+ 2,5		Økt pga. økt indeks, økt GL og økt br.oljemengde
	t (exh. rec.) (°C)	371	375	+ 4		Økt litt pga. økt indeks ( <b>Liten økning?</b> , se anm)
	t (etter turb) (°C)	240	243	+ 3		
	Dt (turb) (K)	131	132	≈ 0		Turbin ok, se anm.
	GLuft (t/h)	83,3	86,0	+ 2,7		Økt pga. økt NTL
	Dt (komp) (K)	133	134	≈ 0		Kompressor lite påvirket ok
	DpLuftkj (mmVS)	164	176	+ 12		Økt pga. økt GL, dvs. kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	110	117	+ 7		- " - " - , dvs. filter ok
<b>2</b>	<b>Turbo</b>	N (o/min)	7200	7315	+115	Økt pga. økt Gexh (Vil avta over tid, se anm.)
	GEXH (t/h)	85,2	87,8	+ 2,6		Økt pga. økt indeks, økt GL (økt br.oljemengde)
	t (exh. rec.) (°C)	370	375	+ 5		Økt litt pga. økt indeks ( <b>Liten økning?</b> , se anm)
	t (etter turb) (°C)	240	243	+3		
	Dt (turb) (K)	131	132	≈ 0		Turbin ok, se anm.
	GLuft (t/h)	83,3	86,3	+ 3		Økt pga. økt NTL
	Dt (komp)(K)	133	134	≈ 0		Kompressor lite påvirket ok

DpLuftkj.(mmVS)	164	177	+ 13		Økt pga. økt GL, dvs. kjøler ok
Dpfilter (mmVS)	110	118	+ 8		- " - " - " , dvs. filter ok

### Anmerkninger til eksempel 3 - Slitte ringer i 1 av 5 sylindre

#### Spyletrykk ( $p_{Luftrec} + 0,08$ bar)

Spyletrykket er altså økt, noe vi kan forklare med at turbolader turtallet er økt. I praksis vil imidlertid dårlig forbrenning i syl. 1 over tid føre til belegg på turbinene og dermed redusert TL turtall, dvs. spyletrykket vil gradvis avta og forholdene vil da bli annerledes.

(For informasjon viste simulering av belegg i turbiner, samtidig med slitte ringer i syl 1, alarm på høy temperatur i foring, noe som i praksis krever strakstiltak).

#### Simuleringen viste ellers følgende typiske parameteravvik:

- Kompresjonstrykk (syl 1) redusert fra 107,6 til 103,4 bar (– 4,2 bar), samtidig som spyletrykket er økt ⇒ Typisk tegn på gjennomslag.
- Maksimaltrykk (syl 1) redusert fra 132,4 til 123 bar (– 9,4 bar), samsvarer med gjennomslag.
- Avgasstemperatur (syl 1) økt fra 326 til 345 °C (+ 19 °C).
- Temperatur avgass receiver er økt fra 371 til 375 °C (+ 4 °C).
- Pi og MIP syl 1 er redusert med hhv - 165 kW og - 0,74 bar.
- Økt pumpeindeks for å utjevne effekttap syl 1.

Videre drift vil normalt gi følgende (typiske) alarmer:

- Exhaust temperature outlet high, cyl. 1.
- Liner temp high, cyl. 1.

Om bord vil vi dessuten kunne høre en "hveselyd" ved aktuell sylinder. Merk derfor at ved åpning av drenering kan det sprute gnister.



#### ANM.

*B&W og Sulzer RTA krysshodemotorer har i prinsippet et langsgående spylebelte og avdelte rom (scavenge boxes) for hver sylinder med separate temperaturfølere. Ved gjennomslag vil derfor spylelufttemperaturen for aktuell sylinder stige markert og evt. gi alarm.*

*Avgasstemperaturen for sylindre u/feil er uendret før og etter feilsetting. Dette synes noe urealistisk fordi pådraget er økt og kan tyde på en liten simulatorfeil.*

*Merk ellers at en simulator kun viser straks-virkningen av ulike feil. Den mer langsiktige virkningen må vi altså selv vurdere (eller sette). Vi vil for eksempel ikke få med langtidsvirkningen av dårlig forbrenning og beleggdannelse i turboladerturbin mv.*

#### Konsekvenser av fortsatt drift (uten mottiltak):

- Bort-brenning av oljefilm på foring ⇒ stor sylinderslitasje ⇒ fare for rivning og havari.
- Redusert kompresjonstrykk ⇒ lav kompresjons temperatur ⇒ ufullstendig forbrenning ⇒ økt avgasstemperatur og beleggdannelse i sylinder ⇒ fare for fastbrenning av ringer ⇒ ond sirkel.

- Belegg vil også føres videre til avgass-system m/turbin  $\Rightarrow$  økt strømningsmotstand og redusert turboladerturtall (mulig stalling)  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  økt beleggdannelse, økt fare for fastbrenning osv. (ond sirkel). (Merk at dette siste normalt ikke skjer på en simulator, men kan selvsagt legges inn som sekvensfeil).
- Gasslekkasje til spylekanal kan videre føre til spylebrann.

#### Eksempel 4 - Slitte ringer syl. 1 + belegg turbin 1

Tabellen viser driftsparameter for B&W 5L90MC. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdata ved normal drift: «Full ahead, loaded, fixed ship speed». Kolonne m/feil viser data for syl. nr. 1 etter feilsetting, og kolonne u/feil viser gjennomsnittsverdier for øvrige sylindere etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3625	3430		3660	Sum Pi tilnærmet konstant ok
Turtall (o/min)	74	74		74	Regulatorinnstilling ok
MIP (bar)	15,84	15		16	Snitt tilnærmet konstant ok
Indeks	56	58,6	+ 2,6	58,6	Økt pga. indre tap syl 1 (dårlig forbrenning)
pLuftrec. (barg)	2,01	1,96	-0,06		Redusert pga. red NTL (TL1), se neste side
tLuft rec (°C)	46,2	47	-	47	Termostatstyrt ok
tmrom	40	40	-		Ingen endring ok
pexh rec (barg)	1,66	1,63	- 0.03		Redusert pga. redusert spyletrykk ok
texh (etter syl) (°C)	326	391	+ 65	366	Økt syl 1 pga. sen tign og red mLf
TIGN (dgr)	2,6	5,15	+ 1,3	5,0	Sen syl 1 pga. sen tinjo. Se anmerkning
Pmax (barg)	132,4	116	- 9,4	125,1	Red syl 1 pga. redusert pkomp og sen tign
TMAX (dgr)	10,25	11,5	+1,25	11,5	Sen pga. sen tign
PCOMPR (barg)	107,6	99	- 4,2	105,4	Red syl 1 pga. gjennomslag
PINJO (barg)	420	420	-		Fjærinnstilling ok
PINJM (barg)	716,6	723	$\approx$ 0	723	Tilnærmet uendret ok
TINJO (dgr)	- 2,5	-0,14	+1,3	-0,14	Sen pga. VIT (økt indeks)
LINJ (dgr)	15,1	15,8	+0,4	15,8	Økt pga. tap syl 1
Tennforsinkelse (tF)	5,1	5,29	+0,19	5,14	Økt pga. red mLf
	N (o/min)	7210	6920	- 290	Red pga. tap i turbin

<b>Turbo</b> <b>1</b>	GEXH (t/h)	85,3	75,5	- 9,8	Red pga. redusert GL
	t (exh. rec.) (°C)	371	410	+ 39	Økt pga. økt indeks og dårlig forbr. (red mLf)
	t (etter turb) (°C)	240	281,5	+41,5	Økt pga. økt receiver temperatur ok
	Dt (turb) (K)	131	128,5	- 2,5	Red pga. indre tap pga. belegg, se anm.
	GLuft (t/h)	83,3	66,7	-16,6	Red pga. red NTL
	Dt (komp) (K)	133	145,5	+12,5	Økt pga. drift utenfor optimalt driftsområde
	DpLuftkj (mmVS)	164	106	- 58	Red pga. redusert GLp kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	110	70	- 40	- " - " - p filter ok
<b>Turbo</b> <b>2</b>	N (o/min)	7200	7210	≈ 0	
	GEXH (t/h)	85,2	81,4	-3,6	Red pga. red GL (totalt)
	t (exh. rec.) (°C)	370	410	+ 40	Økt pga. økt indeks og dårlig forbr. (red mLf)
	t (etter turb) (°C)	240	271	+ 31	Økt pga. økt receiver temp.
	Dt (turb) (K)	131	139	+ 8	Økning ind. Turbin 2 ok
	GLuft (t/h)	83,3	86,5	+3,2	Økt pga. red mottrykk (red. spyletrykk) ok
	Dt (komp)(K)	133	130	- 3	Red. pga. redusert mottrykk (dvs. hiKendret)
	DpLuftkj.(mmVS)	164	177	+ 13	Økt pga. økt GL p kjøler ok
Dpfilter (mmVS)	110	118	+ 8	- " - " - p filter ok	

#### Anmerkninger til eksempel 4 - Slitte ringer 1 syl. + belegg TL turbin

Parameteravvik ved slitte ringer er omtalt i foregående eksempel 3

Typiske parameteravvik ved belegg i turbolader turbin er:

- Redusert temperaturfall over turbin ⇒
- Redusert effektoverføring ⇒
- Redusert turtall ⇒
- Redusert luftgjennomgang ( $G_L$ )

Straks-virkningen av redusert ( $G_L$ ) er:

- Redusert luftfylling i sylindere ⇒
- Økt tennforsinkelse ⇒
- Dårlig forbrenning, etterbrann ⇒
- Økt avgasstemperatur.

Av tabell 4 får vi bekreftet ovennevnte virkning, dvs. så langt er alle data i tråd med teorien.



Beleggdannelsen er her lokalisert til turbin nr. 1, der temperaturfallet ( $\Delta t_{T1}$ ) er redusert, mens temperaturfallet over turbin 2 er økt noe. Dette stemmer med teorien, idet belegg i turbin gir økte indre friksjons-/virveltap og dermed høyere utløpstemperatur enn ved normal drift.

For turbin 2 er temperaturfallet økt, noe vi kan forklare med at innløpstemperaturen er økt.

Teoretisk gjelder ellers at tilgjengelig energi eller energipotensiale øker ved økende temperaturnivå og dersom vi antar at indre virkningsgrad er uendret, må følgelig virkelig temperaturfall øke.

For informasjon nevnes at dette siste følger av andre hovedsetning og egenskaper til gasser.

## Eksempel 5 - Belegg i begge TL turbiner

Tabellen viser driftsparametere for B&W 5L90MC. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdata ved normal drift: «Full ahead, loaded, fixed ship speed». Kolonne m/feil viser data etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. m/feil	Avvik	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3670	3600	-70	Pi redusert noe, men innenfor praktisk toleranse
Turtall (o/min)	74	74	0	Regulator innstilling øk
MIP (bar)	15,9	15,7	- 0,2	Anmerkning som for Pi
Indeks	56,5	58,5	+ 2	Økt pga. redusert luftfylling og dårlig forbr. (tap)
pLuftrec. (barg)	2,04	1,8	-0,24	Red. pga. red. NTL, (belegg turbiner)
tLuft rec (°C)	47	44	≈ 0	Marginal endring (termostatstyrt) øk
tmrom	40	40	0	Ok
pexh rec (barg)	1,71	1,32	- 0,39	Red. pga. redusert pLuftrec
texh (etter syl) (°C)	324	441	+ 117	Økt betydelig pga. red. mLf, sen tign og økt LINJ øk
TIGN (dgr)	3,3	5,1	+ 0,7	Sen pga. sen tinjo og økt tennforsinkelse
Pmax (barg)	132,1	118	- 14,1	Red. pga. sen tign og redusert PCOMPR
TMAX (dgr)	11	12,7	+1,7	Sen pga. sen tign
PCOMPR (barg)	108,3	99,6	- 8,7	Red pga. red pLuftrec
PINJO (barg)	420	420	0	Innstilt fjærtrykk øk
PINJM (barg)	718	722	+4	Marginal økning pga. økt indeks øk
TINJO (dgr)	- 1,7	-0,26	+1,44	Sen pga. VIT regulering øk
LINJ (dgr)	15,3	15,8	+ 0,5	Økt pga. dårlig forbrenning (effekt tap)
Tennforsinkelse	5,0	5,36	+0,36	Økt pga. redusert mLf øk

<b>Turbo</b> <b>1</b>	N (o/min)	7300	6710	-590	Red. pga. belegg TL turbin ok
	GEXH (t/h)	87,6	68,5	-19,1	Red. pga. red GL ok
	t (exh. rec.) (°C)	370	441	+71	Økt pga. red. GL mv. ok
	t (etter turb) (°C)	237	308	+53	Økt pga. økt innløpstemperatur (receiver)
	Dt (turb) (K)	133	133	0	Konstant?? <b>(Vil normalt avta pga. belegg)</b>
	GLuft (t/h)	85,9	67	-18,9	Red pga. red NTL
	T (etterkompr)	174	175	≈ 0	
	Dt (komp) (K)	134	135	≈ 0	Ind. kompressor ok
	DpLuftkj (mmVS)	174	106	-68	Red pga. red GL bindikerer kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	117	71	-46	- " - " - p filter ok
<b>Turbo</b> <b>2</b>	N (o/min)	7300	6715	-485	Anmerkninger som for TL nr. 1
	GEXH (t/h)	87,6	68,6	-19	
	t (exh. rec.) (°C)	370	441	+58	
	t (etter turb) (°C)	237	308	+53	
	Dt (turb) (K)	133	133	0	
	GLuft (t/h)	85,9	66,7	-19,2	
	T (etterkompr)	174	175	≈ 0	
	Dt (komp)(K)	134	135	≈ 0	
	DpLuftkj.(mmVS)	174	106	-68	
	Dpfilter (mmVS)	117	71	-46	

## Eksempel 6 - Lekk avgassventil syl nr. 1

Tabellen viser driftsparametere for B&W 5L90MC. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdatabe ved normal drift: «full ahead, loaded, fixed ship speed». Kolonne m/feil viser data for syl. nr. 1 etter feilsetting, og kolonne u/feil viser gjennomsnittsverdier for øvrige sylindere etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. 1 m/feil	Avvik	Syl. u/feil	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3670	3270	- 400	3770	Sum Pi ≈ konstant ok
Turtall (o/min)	74	74	0	74	Regulator innstilling ok

MIP (bar)	16	14,3	- 1,7	16,5	Red. ind. dårlig forbr. syl. 1. Snitt MIP ≈ konstant ok
Indeks	56,9	62	+ 5,1	62	Økt pga. tap syl 1 (Effektutjevning)
pLuftrec. (barg)	2,07	2,31	+0,24	-	Økt pga. økt NTL begge TL
tLuft rec (°C)	47	49	+ 2	-	Termostatstyrt ok
tmrom	40	40	-	-	Uendret ok
pexh rec (barg)	1,71	1,89	+0,18	-	Økt pga. økt spyletrykk ok
texh (etter syl) (°C)	324	357	+ 33	316	Økt syl 1 pga. sen tign p etterbrann. Reduksjon øvrige syl er mer tvilsom, da indeks er økt. Kan skyldes feiltolkning av økt GL p dvs. mulig <b>simfeil</b>
TIGN (dgr)	3,4	6,9	+ 3,4	6,65	Sen syl 1 pga. sen tinjo (tF red??) Se anm.
Pmax (barg)	132,8	112,4	- 20,4	132,5	Red syl 1 pga. red pkomp og sen tign ok
TMAX (dgr)	11,2	14,5	+3,3	13,5	Sen, særlig syl.1 pga. sen tign ok
PCOMPR (barg)	109,6	(102,8)	(- 15)	(118)	Lav syl 1 pga. lekkasje. (Stor lekkasje?, se anm.)
PINJO (barg)	420	420	-		Fjærrinnstilling ok
PINJM (barg)	719	730	+ 11	730	Økt noe pga. økt indeks ok
TINJO (dgr)	- 1,6	+ 2,0	+3,6	+ 2,0	Sen pga. VIT (økt indeks) ok
LINJ (dgr)	15,4	16,75	+1,35	16,75	Økt pga. tap syl 1 ok
Tennforsinkelse (tF)	5,0	4,9	- 0,1	4,65	Red tF <b>tvilsom virkning, feil retning?</b>
<b>Turbo</b>  <b>1</b>	N (o/min)	7300	7670	+370	Økt pga. økt Gexh, <b>men tvilsom virkning??</b>
	GEXH (t/h)	87,7	99,8	+12,1	Økt pga. økt GL og økt mB
	t (exh. rec.) (°C)	370	378	+ 8	Økt pga. økt indeks, men liten økning??, se anm.
	t (etter turb) (°C)	238	244	+ 6	Økt pga. økt receiver temp.
	Dt (turb) (K)	132	134	+2	Ind. turbin ok, se anm.
	GLuft (t/h)	85,9	98	+12,1	Samme økning som Gexh?, <b>økt mB?</b>
	Dt (komp) (K)	134	135	-	Liten økning (GLer økt mye) p <b>tvilsom??</b>
	DpLuftkj (mmVS)	176	227	+51	Økt pga. økt GL p kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	117	151	+34	- " - " - p filter ok
N (o/min)	7300	7670	+370	Anmerkninger som for TL1	

<b>Turbo</b>  <b>2</b>	GEXH (t/h)	87,5	99,5	+ 12		
	t (exh. rec.) (°C)	370	378	+ 8		
	t (etter turb) (°C)	238	244	+ 6		
	Dt (turb) (K)	132	134	+ 2		
	GLuft (t/h)	85,7	97,4	+11,7		
	Dt (komp)(K)	134	136	+ 2		
	DpLuftkj.(mmVS)	175	225	+ 50		
	Dpfilter (mmVS)	116	150	+ 34		

Av tabellen fremgår at flere parameteravvik er litt tvilsomme og krever nærmere analyse, se neste side.



### ANMERKNINGER TIL EKSEMPEL 6

Lekk avgassventil syl 1\*\*

#### Avgasstemperatur syl 1

Etter feilsetting er avgasstemperaturen økt med + 33°C. Denne økningen anses liten, sett i forhold til følgende forhold:

- Kompresjonstrykket er redusert med 15 bar, noe som indikerer svært stor lekkasje, og som i praksis vil medføre redusert luftfylling ( $m_{Lf}$ ).
- Sylindereffekten er redusert med 400 kW (12 %), men er altså fortsatt relativt høy (3270 kW), dvs. det foregår fortsatt en betydelig forbrenning i sylindere, samtidig som TIGN er merkbart senere enn for referansen (+3,4 dgr) og brennstoffmengden jo er økt (økt indeks med pumper øk). Alt i alt innebærer dette at forbrenningen er sen og ufullstendig, dvs. vi kan anta at det foregår sterk etterbrann under store deler av ekspansjonen. Men med en så vidt stor lekkasje, vil det uansett lekke ut forbrenningsgass og muligens flammer (sveise flamme) under ekspansjonen, noe som erfaringsmessig gir svært høy avgasstemperatur. (Kanskje "Slow Down").



### KONKLUSJON

**Konklusjon:** I praksis kan vi anta at avgasstemperaturen syl nr.1 vil øke mer enn + 33°C, dvs. dette er en mulig SIMFEIL.

## Tennforsinkelsen

Tennforsinkelsen er redusert i alle sylindrene. For sylindre uten feil kan dette forklares med at både kompresjonstemperatur og luftfylling er økt.

For syl 1 er imidlertid forholdene annerledes. Kompresjonstrykket er lavere (- 4,2 bar) enn for referansen, noe som normalt gir dårligere blandingsdannelse og økt tennforsinkelse, som altså er den mest sannsynlige virkningen.



## KONKLUSJON

**Konklusjon:** Tennforsinkelsen for syl 1 vil normalt øke, mens simulatoren viser reduksjon, dvs. dette er også en mulig simulatorfeil.

## Eksempel 7 - Begrodd skrog

Tabellen viser driftsparametere for B&W 5L90MC. Ref. kolonne viser gjennomsnittsdatabe ved normal drift: «full ahead, loaded» og kolonne m/feil viser data etter feilsetting.

Parameter	Ref.	Syl. m/feil	Avvik	Vurdering (Stikkord)
Pi (kW)	3680	3900	+220	Pi økt (+1100 kW) pga. begroning (+ ca. 6%) 1)
Turtall (o/min)	74	73,8	-	Liten reduksjon pga. økt skipsmotstand ok
MIP (bar)	16	17,1	+1,1	Økt pga. økt skipsmotstand ok
Indeks	56,9	64,8	+7,9	Økt pga. økt skipsmotstand ok
be (g/kWh)	187	196	+ 9	Økt (+4,8 %) pga. økt effekt (red he) ok
pLuftrec. (barg)	2,08	2,35	+0,27	Økt pga. økt NTL (økt pådrag, økt Gexh)
tLuft rec (°C)	47	50	+3	Termostatstyrt, økt pga. økt GL
tmrom	40	40	-	
pexh rec (barg)	1,71	1,92	+0,21	Økt tilsvarende spyletrykk ok
texh (etter syl) (°C)	324	328	+4	Økt pga. økt pådrag ( <b>liten økning??</b> )
TIGN (dgr)	3,2	6,6	+3,4	Sen pga. sen tinjo
Pmax (barg)	133	135	+2	Økt pga. økt indeks
TMAX (dgr)	10,5	14	+3,5	Sen pga. sen tign
PCOMPR (barg)	110	120	+10	Økt pga. økt spyletrykk
PINJO (barg)	420	420	-	Fjærtrykk ok
PINJM (barg)	719	736	+17	Økt pga. økt indeks

TINJO (dgr)		- 1,6	2	+3,6	Sen pga. VIT regulering
LINJ (dgr)		15,4	17,5	+2,1	Økt pga. økt pådrag
Tennforsinkelse		4,8	4,2	-0,6	Redusert pga. økt pkomp og (antatt økt t(komp))
<b>Turbo 1</b>	N (o/min)	7300	7740	+440	Økt pga. økt Gexh
	GEXH (t/h)	88	102	+14	- " -
	t (exh. rec.) (°C)	370	381	+11	- " -
	t (etter turb) (°C)	238	247	+ 9	Økt pga. økt receiver temp. (Liten økning??)
	Dt (turb) (K)	132	134	+ 2	Marginal økning, ind. turbin ok (hiT »konstant)
	GLuft (t/h)	86,2	100	+13,8	Økt pga. økt NTL
	T (etter kompr)	174	177	+ 3	Avhenger av tmrom, hiK og GL
	Dt (komp) (K)	134	137	+ 3	Økt pga. økt NTL og GL, ind. kompressor ok
	DpLuftkj (mmVS)	177	237	+60	Økt pga. økt GL, indikerer kjøler ok
	Dp filter (mmVS)	117	158	+41	- « - - « - , indikerer filter ok
<b>Turbo 2</b>	N (o/min)	7300	7730	+430	Samme anmerkninger som for Turbo 1
	GEXH (t/h)	88	102	+14	
	t (exh. rec.) (°C)	370	381	+11	
	t (etter turb) (°C)	238	247	+ 9	
	Dt (turb) (K)	132	134	+ 2	
	GLuft (t/h)	86,2	100	+13,8	
	T (etter kompr)	174	177	+ 3	
	Dt (komp)(K)	134	137	+ 3	
	DpLuftkj.(mmVS)	177	238	+60	
	Dpfilter (mmVS)	117	158	+41	

1) Skipets fart er redusert med ca. 0,2 knop, samtidig som fremdriftseffekten er økt med i størrelse 1000 kW, noe som må anses normalt ved økt skrogbegroing.



#### ANMERKNINGER TIL EKSEMPEL 7

#### Anmerkninger til eksempel 7 - Begrodd skrog

## Innledning

Når skroget begror øker fremdriftsmotstanden og for å holde samme fart må nødvendigvis akseleffekten øke, alternativt vil farten avta.

Økt skipsmotstand medfører derfor økt termisk og mekanisk belastning på maskineriet, samt økte bunkersutgifter. I praksis må vi derfor rengjøre og bunn-smøre skroget med jevne mellomrom, noe som normalt innebærer dokking, rengjøring og bunnsmåring omtrent hvert 2. år, ofte tilpasset klassing av skrog og maskineri.

Merk imidlertid at skroget aldri blir like glatt som ved sjøsetting, dvs. skipsmotstanden vil gradvis øke over tid, noe vi også bør ta hensyn til ved valg av maskineri. I praksis skjer dette ved å innføre en såkalt "Sea Margin" på inntil 15 %, dvs. det blir i prinsippet lagt inn en margin på ca. 15 % mot overlaster av maskineriet i forhold til prøveturen.

I eksempelet er skipsmotstanden økt med omkring 6 %, noe som tilsvarer en normal økning av skipsmotstanden etter noen års drift.

### Typiske parameteravvik ved begroing er:

- Økt effekt (ved tilnærmet konstant turtall, alternativt redusert fart).
- Økt MIP (ved tilnærmet konstant turtall, alternativt redusert rpm).
- Økt indeks (pga. økt effektbehov).
- Økt avgasstemperatur (etter sylindere og avgassreceiver).
- Økt spyle- og avgasstrykk pga. økt pådrag.

### Avleste parametere

Av tabellen fremgår at de fleste parameteravvik er omtrent som forventet, men vi skal likevel kommentere noen avvik.

### Avgasstemperaturen

Avgasstemperaturen etter syl er økt med + 4°C og receiver temperaturen er økt med +11°C, noe som i begge tilfeller antas for lite, sett i forhold til at effekten er økt, tenningen er senere (+3,4 grader vv), noe som i begge tilfeller gir økt avgasstemperatur. Videre er spesifikt forbruk økt med 4,8%, noe som teoretisk kan skyldes senere forbrenning (varme tilført lengre fra ØD).

Alt i alt kan vi derfor anta at avgasstemperaturen ville økt noe mer i et virkelig maskineri under tilsvarende forhold.

I praksis kan vi videre anta at en tilsvarende økning av skipsmotstanden gradvis vil føre til belegg-dannelse i avgass-systemet og dermed redusert luftgjennomgang, noe som gradvis vil føre til høyere avgasstemperaturer.

**Tennforsinkelsen** er redusert, noe som kan forklares med at spylelufttemperaturen er økt noe (+3°C) og kompresjonstrykket er økt med 10 bar, dvs. kompresjonstemperatur og luftfylling er også økt, noe som normalt fører til redusert tennforsinkelse.

## Konklusjon - simulering av feil

Av ovennevnte eksempel med feil-settinger på Kongsbergs maskinroms simulator MAN B&W 5L90MC, rev nr. 5, kan vi kort konkludere som følger:

- Simulering av feil viser grovt sett realistiske parameteravvik og gir god oversikt over maskineriets driftstilstand etter en feil-setting.
- Simulatorøvinger med feilsetting gir derfor et godt grunnlag for økt kunnskap og forståelse om sikker og økonomisk drift av hovedmotor.
- Ved simulering av feil, må vi imidlertid alltid ta høyde for at virkningen på enkelt- parametere kan være feil eller misvisende, særlig dersom vi setter flere feil (følgefeil) samtidig.
- Merk videre at simulatoren kun viser straks-virkningen av en feil, dvs. for å få frem følgefeil eller langsiktig konsekvens av en feil må vi sette nye feil (følgefeil) fortløpende.

## 3.4 Tilstandskontroll - dieselmaskineri

### Innledning

Tilstandskontrollen omfatter den delen av driftskontrollen som går ut på å oppdage en skadeutvikling på et tidlig tidspunkt og bruke denne informasjonen ved vurdering av videre drift, justeringer, nødvendig vedlikehold og reparasjoner.

### Drifts- og tilstandsparametere

Under drift vil endringer i motorens driftstilstand vise seg ved endringer i avleste data, ofte kalt drifts- eller tilstandsparametere.

Tilstandskontrollen går i korthet ut på å sammenligne registrerte tilstandsparametere med tilsvarende parametere når alle forhold var i orden (referanse) og deretter vurdere betydningen av eventuelle avvik.

Fremgangsmåten ved en slik tilstandsvurdering vil i stor grad avhenge av hvilke data vi har tilgang på, hvor sikre disse dataene er og sist men ikke minst kompetansen til utøveren. Men dette er forhold som vil variere fra skip til skip.

Vi skal her kort beskrive aktuelle parametere.

#### Aktuelle parametere og symboler:

Skipets dypgående (D)	Spylelufttemperatur	
Effekt (Pi eller Pe)	Trykkfall over kjølere ( $\Delta p_{Lkj}$ )	
Motorens omdreiningstall	Trykkfall over luftfilter ( $\Delta p_{filter}$ )	
Middeltrykk (MIP eller $p_{mi}$ )	Temperaturendring, luft/vann, luftkjøler	
Brennstoffpumpeindeks (Bosch)	Turboladerturtall ( $N_{TL}$ )	
Load indicator (Sulzer)	Temperaturendring - turbolader	
Kompresjonstrykk ( $p_{komp}$ )	Maskinroms temperatur	
Maksimaltrykk ( $p_{max}$ )	Avgasstemperaturer (etter syl)	
Spylelufttrykk ( $p_{sp}$ )	Avgasstemperatur (receiver)	
Eksosstrykk etter	TL Barometertrykk	

En del nyere skip har også utstyr for målinger i innsprøytingssystemet:

- Dysenålens åpningstrykk (PINJO)
- Maks innsprøytingstrykk (PINJM)
- Innsprøytingens start (grader veivinkel) (TINJO)
- Innsprøytingslengde (grader veivinkel) (LINJ)

Ovennevnte parametere gir enkeltvis og til sammen informasjon om maskineriets tilstand og danner dermed grunnlag for å vurdere tilstanden, samt konsekvenser og tiltak for videre drift.

#### Dypgående (D)

Økt D gir økt fremdriftsmotstand og krever økt akseffekt (Pe) og økt indikert middeltrykk (MIP) for å opprettholde samme hastighet eller turtall (ved FP propell). Men merk at begroning av skrog, motstrøm, forlig trim og grunt vann også gir økt skipsmotstand og dermed noe økt effektbehov.

#### Effekt (Pe eller Pi)

Nødvendig effekt for framdrift av et gitt skip og gitt fart blir normalt bestemt basert på en referanseverdi og bruk av propellerloven, se del I.



Vi har altså at økt ( $P_e$  eller  $P_i$ ) for et bestemt turtall indikerer økt skipsmotstand, med fast propell betyr dette normalt tung propell. Om vi ser bort fra ytre forhold som nedlasting, strøm og vind mv., er for eksempel økt effekt en indikasjon på at skroget er begrodd.

### Rotasjonsfrekvens (n)

Redusert (n) kan indikere «tung» propell, pga. begroing av skrog eller motstrøm, men kan selvsagt også skyldes feil ved motoren, som f.eks. feil ved forbrenning, tenningssvikt på en eller flere sylindere pga. feil ved pumper/dyser mv. og/eller feil ved brennoljen (egenskaper, brennverdi, forbehandling og forvarming mv.).

### Indikert middeltrykk (MIP)

Under normale driftsforhold gjelder at MIP gir et mål på utviklet arbeid i sylindere og samtidig et mål på motorens varmebelastning.

Middelverdien av MIP gir videre et mål på skipsmotstanden. Dersom middelverdien er økt i forhold til referansen, kan vi normalt anta at skipsmotstanden er økt, mens en reduksjon indikerer at skipsmotstanden er redusert, enten fordi skipet seiler i sterk medstrøm eller fordi det er feil ved registrerte data.



### MERK

\*Merk imidlertid, at ovennevnte gjelder for normale driftsforhold. Dersom MIP avtar merkbart i en sylinder, indikerer dette feil ved forbrenningen i denne sylindere, noe som gir økt varmebelastning pga. dårlig forbrenning og etter-brann mv., men samtidig vil regulatoren gi økt pådrag på de øvrige sylindere for å kompensere for effekttap i en sylinder, noe som igjen gir økt varmebelastning også på sylindere uten feil. \*

\*Dersom MIP avviker mye i en eller flere sylindere i forhold til middelverdien, må vi derfor vurdere forholdene på nytt. Dette kommer vi tilbake til senere. \*

### Pumpeindeks (Bosch)

Generelt gjelder at pumpeindeksen gir et mål på innsprøytet brennoljemengde og dermed motorbelastningen.

Videre forutsetter vi normalt at indeksen er proporsjonal med indikert middeltrykk, noe vi gjerne skriver slik: **MIP = k·indeks**, der k er en passende konstant. Herav følger at økt indeks for et gitt MIP, indikerer en eller flere feil, f.eks. slitt pumpe (lekkasje) eller lav viskositet mv.

### Kompresjonstrykk ( $p_{komp}$ )

Kompresjonstrykket ( $p_{komp}$ ) for en motor er i hovedsak bestemt av spyletrykket og kompresjonsgraden ( $p_k/p_1 = \epsilon^n \approx$  konstant). Basert på dette kan vi beregne ( $p_{komp}$ ) ved referansen og deretter sammenligne svaret med målt ( $p_{komp}$ ).

Dersom målt verdi er lavere enn beregnet verdi, indikerer dette lekkasje i sylindere, f.eks. pga. gjennomslag, lekk eksosventiler eller nedbrent topp mv., mens tilnærmet like verdier indikerer at ventiler og kompresjonsringer fungerer ok.

Når vi skal vurdere  $p_{komp}$ , er det ofte praktisk å starte med å se på innbyrdes avvik for alle sylindere. Men merk at vi da egentlig forutsetter at gjennomslag og/eller lekk eksosventil mv. normalt kun oppstår i enkeltsylindere.

Dersom  $p_{komp}$  er merkbart lavere i en enkelt sylinder i forhold til snittverdien, indikerer dette lekkasje i denne sylindere. Grensen for tillatt avvik vil variere fra person til person, men en tommelregel er at ved avvik større enn 2-3 bar bør vi undersøke forholdene nærmere.

### Maks sylindetrykk ( $p_{max}$ )

Redusert  $p_{max}$  i en sylinder indikerer som regel, sen tenning. Men merk også at økt tennsprang ( $p_{max-p_{komp}}$ ) også er viktig, da dette har betydning for ringfunksjon og lagerbelastning, idet stort tennsprang gjerne betyr raskere trykkstigning i sylindere, som igjen kan føre til ringkollaps mv.

Nominell verdi for tennspranget finner vi i prøvestands- eller prøvetursdata for aktuell motor.

Maks tillatt sylindetrykk er bestemt av motorfabrikanten, blant annet basert på beregning av flate-trykk på kryss-, veiv og rammelager og vi bør derfor alltid sjekke at  $p_{max}$  er innenfor oppgitte grenseverdier.

### Spyletrykk ( $p_{sp}$ )

Spyletrykket ( $p_{sp}$ ) gir som kjent, et tilnærmet mål på luftgjennomgangen i en motor. Redusert ( $p_{sp}$ ) indikerer altså redusert luftgjennomgang, noe som både direkte og indirekte påvirker motorens driftstilstand og varmebelastning mv.

Dersom spyletrykker synker, bør vi derfor alltid prøve å lokalisere årsaken(e) og foreta nødvendige tiltak snarest mulig.

### Eksos receiver trykk $p_{exh}$ og trykk etter TL

Receiver trykket ( $p_{exh}$ ) sammenholder vi gjerne med spyletrykket. Krav:  $p_{sp} > p_{exh}$ , dette for unngå tilbakeslag. Normalt vil ( $p_{exh}$ ) variere omtrent i samme forhold som spyletrykket.

Trykk etter turbolader turbin er i hovedsak bestemt av strømningsmotstanden i avgass-systemet etter turbinen, dvs. lydtemper og/eller avgasskjelen. Økt trykk etter TL turbinen indikerer derfor belegg i avgasskjelen.

!

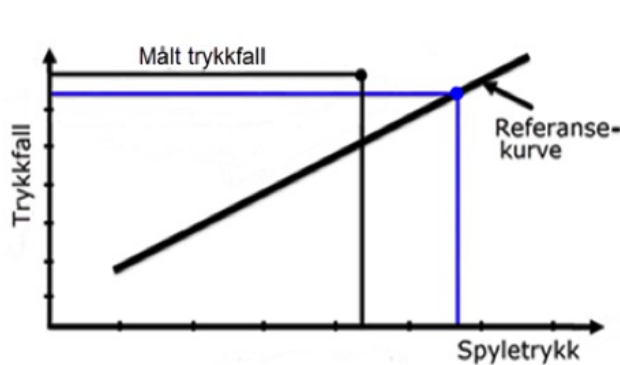
### MERK

Merk at trykket etter turbolader turbin gir i prinsippet et mål på trykkfall fra receiver- til atmosfæretrykk.

### Trykkfall - filter/kjøler

Generelt gjelder at filter og kjølere mv. bør rengjøres når trykkfallet har økt med omkring 50 % i forhold til nyverdien (fra prøvetur).

Forsøk har vist at trykkfall over kjøler og filter mv. er tilnærmet proporsjonalt med spyletrykket, (eller egentlig proporsjonalt med luftgjennomgangen). For å få en rask kontroll av et målt trykkfall kan vi derfor bruke dette, som følger:



Vi lager et «tenkt diagram» med en rettlinjete referansekurve, som vist på figuren til høyre.

Dersom målt trykkfall (ved redusert spyletrykk) er større enn trykkfallet ved samme spyletrykk, kan vi herav anta at det er belegg på kjøler/filter. (Se figur).

Ovennevnte fremgangsmåte gir altså en indikasjon på om det er belegg på enheten. Merk imidlertid at vi i normalt ikke tegner opp slike diagram, men bruker diagrammet som et «bilde» på forholdene.

### Turbolader turtall ( $N_{TL}$ )

Redusert ( $N_{TL}$ ) indikerer normalt belegg på turbolader turbin og/eller kompressor, men vi må også ta med virkningen av motorbelastningen. En tommelregel er at  $N_{TL}$  er tilnærmet proporsjonal med akseeffekten ( $P_e$ ), idet vi forutsetter at mengde avgass øker når effekten øker.

Virkningen av redusert ( $N_{TL}$ ) er som kjent, redusert luftlevering, som igjen kan føre til mange ulike driftsproblemer, og årsaken(e) bør derfor bli klarlagt og korrigert snarest mulig.

### Temperaturstigning - turbolader kompressor ( $\Delta t_K$ )

Basert på effektformel for turbolader kompressoren ( $P_K = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta t_K$ ), kan vi litt forenklet si at temperaturøkningen ( $\Delta t_K$ ) gir et tilnærmet mål på kompressorens tilstand.

Dersom ( $\Delta t_K$ ) øker, indikerer dette altså belegg på kompressor og/eller diffusor-skovler.

Virkingen av belegg på skovlene er i korthet at det oppstår virvler og annen friksjonsvarme som blir overført til luften, som igjen gir økt utløpstemperatur og normalt redusert utløpstrykk, dvs. redusert spyletrykk.

f(x)

VI HAR ALTSÅ AT:

**Økt ( $\Delta t_K$ ) indikerer belegg i kompressor og/eller diffusor.**

#### Temperaturfall - turbolader turbin ( $\Delta t_T$ )

Generelt gjelder at belegg på turboladerens dysering og/eller turbinhjul fører til økte friksjons- og virveltap.

Basert på effektformel for turbinen; ( $P_T = \dot{m}_{RG} \cdot c_p \cdot \Delta t_T$ ) kan vi også her, litt forenklet, utlede at:

f(x)

LITT FORENKLET

**Redusert  $\Delta t_T$  indikerer belegg eller skade på turbinskovler og/eller dysering.**

#### Avgasstemperatur etter syl ( $t_{exh}$ )

De fleste feil i luft-, avgass- og brennstoffsystemet gir økt avgasstemperatur. For å finne årsaken(e) til økningen må vi som regel, foreta en grundig tilstandsvurdering. Dette kommer vi tilbake til senere.

#### Avgasstemperatur i receiver (før turbin)

Merk at avgasstemperaturen i receiver normalt er omkring 40 - 50°C høyere enn temperaturen ut fra sylindere.

Forklaringen på denne økningen er i prinsippet todelt:

1. Gassen har stor hastighet (kinetiske energi) ved passering av temperaturføler i eksos- utløpet, mens den i receiver bremses opp til omkring null. Gassens kinetiske energi er da omdannet til økning av indre energi, som igjen betyr økt temperatur.
2. Videre gjelder at temperatur av gassen som passerer temperaturføleren varierer sterkt. Idet ventilen åpner, er temperaturen høy, kanskje 700 - 800°C, men avtar gradvis under gassvekslingen, for til slutt å nærme seg spylelufttemperaturen når den såkalte kortslutningsluften passerer føleren. Det kan vises (sløyfes her) at dette også bidrar til at receiver temperaturen er høyere enn temperaturen etter sylindere.

Merk at det også for 4-takts motorer med støtdrift av turbolader, oppstår en tilsvarende temperatur-økning av gasstemperaturen før turbinen.

#### Andre aktuelle parametere (stikkord):

Maskinroms temperatur: Økt temp.  $\Rightarrow$  redusert  $\rho_{Luft} \Rightarrow$  redusert luftgjennomgang.

Barometertrykk: Lavt  $p_{bar} \Rightarrow$  redusert  $\rho_{Luft} \Rightarrow$  redusert luftgjennomgang.

Spylelufttemperatur: Termostatstyrt og regulert til ca. 5 - 10°C over duggpunkt.

En del nyere motorer har tilleggsutstyr for målinger i brennstoffsystemet:

- Dysenålens åpningstrykk (PINJO)  $\Rightarrow$  Innstilt fjærtrykk og er normalt konstant.
- Maks innsprøytingstrykk (PINJM)  $\Rightarrow$  Reduksjon indikerer slitt pumpe eller lav viskositet, (pga. høy temperatur), eller slitte dysehull som igjen gir redusert strømningsmotstand.
- Innsprøyting start (TINJO)  $\Rightarrow$  Sen åpning indikerer slitt pumpe, lav viskositet etc.
- Innsprøytingens varighet (LINJ)  $\Rightarrow$  Økning indikerer feil v/forbrenning (slitt pumpe, dårlig olje mv.).

Ovennevnte utstyr og målinger gir enkeltvis og til sammen et godt grunnlag for å vurdere brennstoffsystemets tilstand og til å lokalisere mulige feil.

**Andre instrument** (som viser tilstanden mer direkte) er for eksempel:

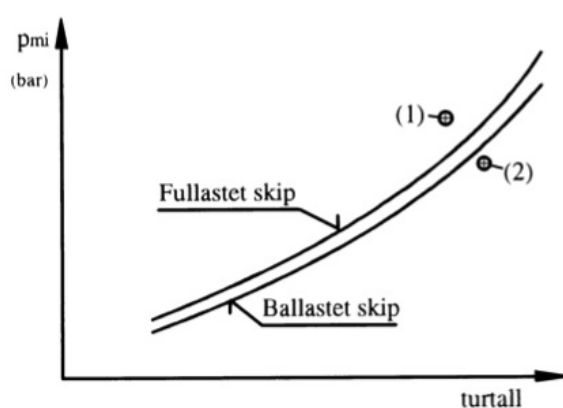
- Temperatur-følere på rammelager, foring og ventilseter.
- Ringfunksjons-følere (måler avstand mellom foring og ring, evt. ringbrudd).
- «Scuffing» følere (måler temperaturflash i foring, og varsler gjennomslag).
- Oil mist detector (Varsler fare for veivroms eksplosjon).

### 3.4.2 Enkle parameter-vurderinger

Ved å koble sammen de parametere som er mest avhengig av hverandre, kan vi med litt erfaring få god informasjon om motortilstanden. For maskineri med begrenset instrumentering er dette ofte nødvendig for å få en viss oversikt over tilstanden. I det følgende skal vi se på noen eksempler.

#### Middeltrykk og turtall

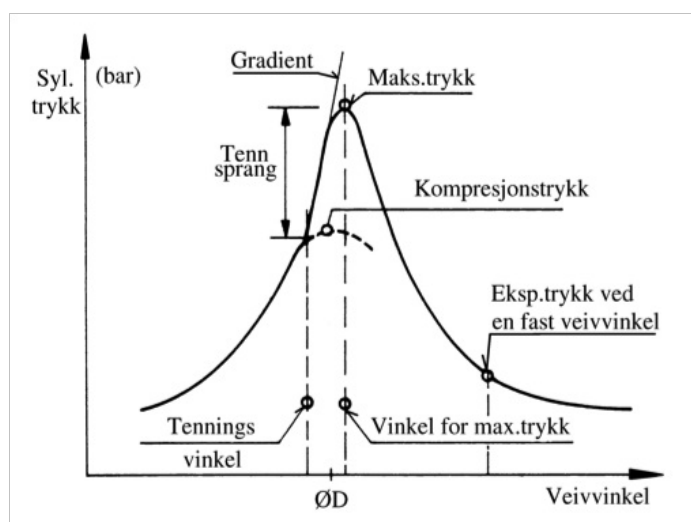
På figuren under er vist skisse av to antatt normale propeller-kurver for et skip, henholdsvis fullastet og ballastet. Kurvene kan være tegnet opp basert på tidligere observasjoner, evt. fra prøvetur[<sup>9</sup>].



Observasjon (1) indikerer at motoren arbeider "tungt". Det vil normalt si at skroget er begrodd, noe som kan danne grunnlag for å vurdere tidspunkt for dokking. (Kan også skyldes sterk motstrøm).

Observasjon (2) indikerer lett propell, som kan skyldes redusert propellstigning, eller sterk medstrøm.

#### Sylindertrykk ( $p_{maks}$ - og $p_{komp}$ )



Av diagrammet til venstre kan vi avlese:

Kompresjonstrykk ( $p_{komp}$ )  
 Maksimaltrykk ( $p_{max}$ )  
 Tenningsvinkel (justerbar)  
 Tensprang  
 $p_{exp}$  (høyt trykk indikerer etterbrann)

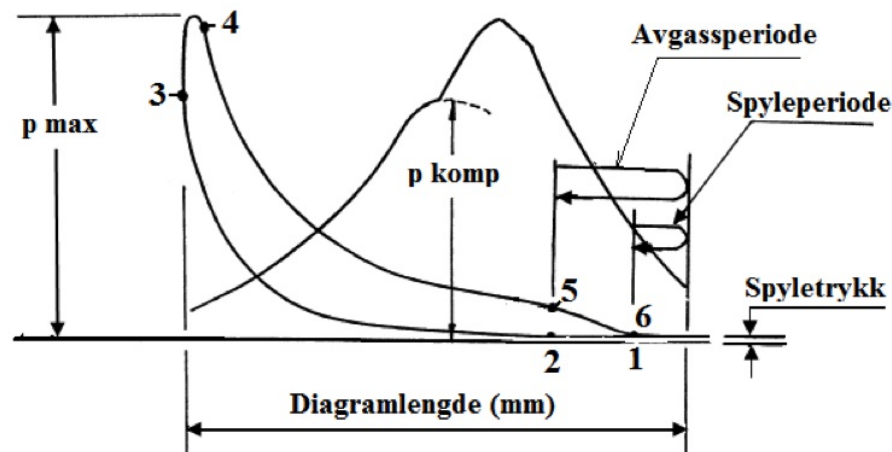
### Tensprang ( $p_{maks} - p_{komp}$ )

Tenspranget ( $p_{maks} - p_{komp}$ ) har betydning for ringfunksjonen; Jo større tensprang jo raskere trykkstigning og jo raskere må «gassputen» bak ringene bygges opp for å hindre gasslekkasje og mulig ringkollaps.

For stort tensprang (rask trykkstigning) kan altså føre til gasslekkasje og gjennomslag, særlig dersom det er mye belegg i ringsporene, da dette hindrer fri passasje av gass til baksiden av ringene.

## Konvensjonelt indikator- og trekkdiagram

Figuren under viser eksempel på et konvensjonelt indikator-/trekkdiagram for en to-takts langsomt gående dieselmotor. For medium speed motorer ble det kun tatt trekkdiagram, fordi mekaniske indikatorer er for «trege» til dette formålet.



|||||  
 | :--- | :--- |  
 | 2-3 : kompresjon |  
 | 3-4 : forbrenning |  
5-6-ND-2 :	eksosperioden
4-5 :	ekspansjon
6-ND-1:	spyle perioden

Slike indikator- og trekkdiagram ble tidligere tatt av maskinsjefen med jevne mellomrom, for deretter å analysere disse og rapportere resultatet til hovedkontoret.

Diagrammet ble skrevet ut på millimeter papir, som gjør det mulig å bestemme arealet av pV diagrammet ved å telle antall mm<sup>2</sup> eller bruke et såkalt planimeter (mekanisk integrasjon) til å finne arealet.

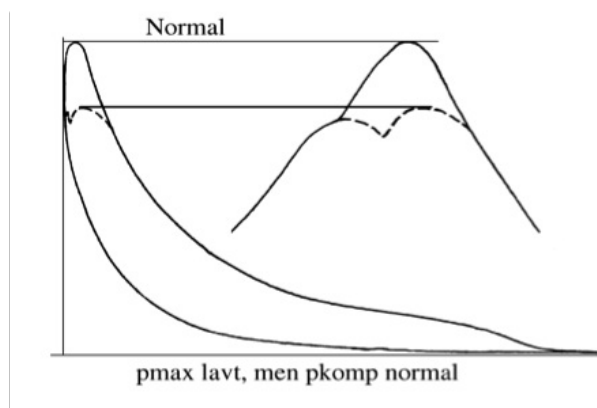
I «gamle dager» var dette ofte del av ukentlig rutine for «chiefen» og det var utrolig hvor mye informasjon<sup>[10]</sup> maskinsjefen kunne hente ut ved å analysere slike diagram.

Slike analyser blir ikke beskrevet i detalj her, da bruk av indikatoridiagram og planimeter mv. antas lite brukt i dag.

Vi beregner indikert middeltrykk ( $p_{mi}$ ) som følger:

$$p_{mi} = \frac{\text{flate av pV diagram i mm}^2}{\text{lengde av diagram i mm}} \times \text{skala-faktor for trykkaksen}$$

Her følger eksempel på feil vi kan påvise direkte ved hjelp av indikator-/trekkdiagram.



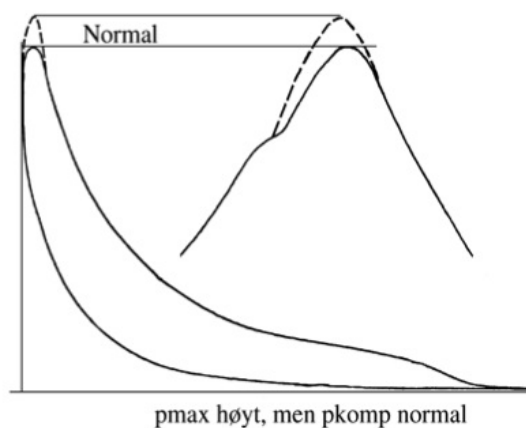
#### **$p_{max}$ lavt, men $p_{komp}$ normalt.**

Dette skyldes vanligvis for sen innsprøyting (sen tenning). Mulige årsaker er:

- Slitt pumpe (sen innsprøyting),
- lavt bro. trykk, lav visk. (lekkasje),
- defekt brennstoffventil/dyse,
- defekt sugeventil i pumpe,
- VIT indeks feiljustert.

Merk at mange nyere motorer har trykkforløp som ligner litt på ovennevnte feiltilstand, dette som følge av justeringer for å redusere utslipp av NOx, sjekk derfor instruksjonsboken for aktuell motor.

#### **$p_{maks}$ høyt, men $p_{komp}$ normalt**

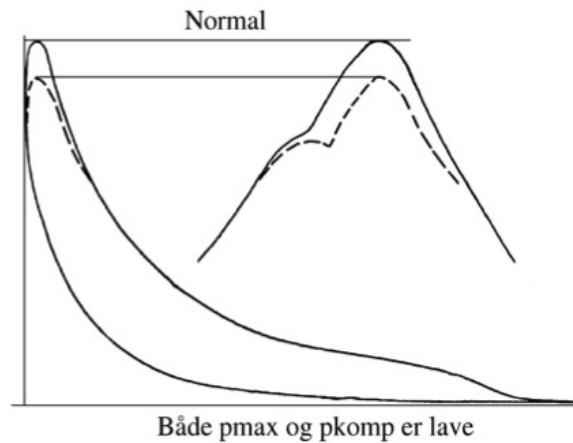


Dette skyldes vanligvis for tidlig innsprøyting.

Mulige årsaker er:

- Tidlig innsprøyting.
- VIT feiljustert.

#### **$p_{max}$ og $p_{komp}$ er lave**



Mulige årsaker:

- Gjennomslag,
- lekk avgassventil,
- nedbrent stempelkrone,
- lavt spyletrykk,
- belegg i avgass-/luftsyttem.

!

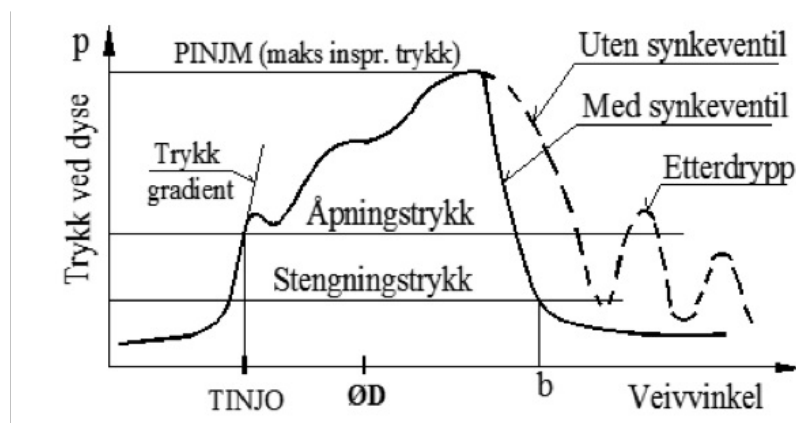
## MERK

Merk at ovennevnte diagram er basert på et konvensjonelt innsprøytingssystem. Tilsvarende diagram for motorer bygget for redusert NOx utslipp og såkalt «common rail» innsprøytingssystem, vil som regel, ha en noe annerledes form.

## Innsprøytingstrykk og veivinkel

Ovennevnte parametere gir et mål på brennstoffsystemets tilstand. En slitt pumpe, eller lav viskositet, gir for eksempel senere trykkoppbygning (reduert trykkgradient), senere innsprøyting og lavere maks innsprøytingstrykk, mens en slitt dyse gir dårlig forstøvning, men uendret innsprøytings tidspunkt. Virkningen blir i begge tilfeller dårligere forbrenning og normalt økt avgasstemperatur.

Merk at feil ved trykkventil (synkeventil) i pumpen kan føre til etter-løft og etter-drypp som illustrert på figuren under. Slik etter-drypp fører ofte til feil v/forbrenningen og belegg på dysene, som igjen gir dårligere forstøvning etc., dvs. vi er inne i en såkalt «ond sirkel».

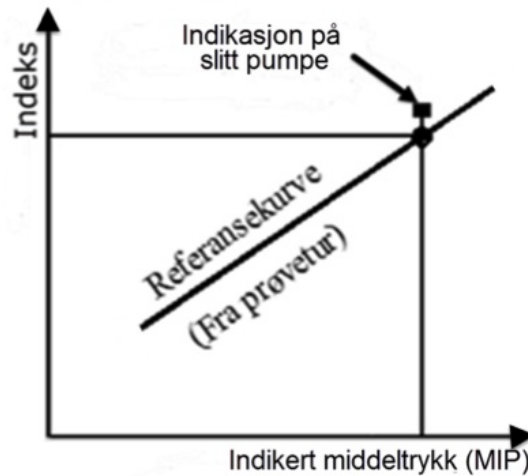


## Trykk i innsprøytings systemet

Figuren overemphasized text viser trykk- og veivinkel forløpet i innsprøytings systemet, skjematisk.

Merk imidlertid at slike diagram normalt ikke er tilgjengelige om bord, men er tatt med for å vise forholdene.

### Pumpeindeks og MIP



Vi har som nevnt, at pumpeindeksen er tilnærmet proporsjonal med middeltrykket (MIP), og videre at indeksen gir et mål på innsprøytet oljemengde (slagvolum i pumpen).

En høy indeks for samme MIP betyr derfor at pumpeslaget har økt for samme leverte oljemengde, se figur.

Dette er et typisk tegn på slitasje i brennstoff- pumpen, men kan også skyldes lav viskositet på grunn av høy forvarmingstemperatur.

Merk at ledende motorfabrikker tilbyr det såkalte «common rail» prinsippet for sine to- og firetakts skipsmotorer.

Systemet går i korthet ut på at brennstoff blir pumpet inn i «kraftige» akkumulatorene til trykk på omkring 1000 til 1500 bar. Fra akkumulatoren blir brennoljen sprøytet inn i sylindere ved hjelp av elektronisk styrte dyser.

Fordeler med dette systemet er at innsprøytingstrykket er tilnærmet konstant under innsprøytingen, forstøvningen blir da bedre og innsprøytingen skjer raskere, samtidig som elektronikken gjør det enkelt å justere og optimalisere innsprøytingen for hver enkelt sylinder og hele motoren.

### 3.4.3 Eksempel – Tilstandskontroll av krysshodemotorer

Vi skal her vise eksempler på tilstandsvurdering av krysshodemotorer. Men merk at løsningene er ment brukt i undervisning og er derfor noe mer utdypende enn hva som blir forventet av en student til eksamen.

#### Eksempel 1 - Tilstandskontroll MAN B&W 5L90MC

Vi antar at motoren er installert i et seilende skip med «fixed pitch» (FP) propell. Hovedmotor går med normal full belastning (NCR = Normal Continuous Rating).

Vi får oppgitt at 4 døgn etter avgang lastehavn blir det konstatert uregelmessigheter ved HM og det blir derfor foretatt en tilstandskontroll. Vedlegg 1 og 2 viser referansedata, og vedlegg 3 viser data fra tilstandskontrollen.

a) Vurder motorens driftstilstand med sikte på å finne årsaken(e) til uregelmessighetene.

b) Gi din anbefaling for tiltak og videre drift av HM.

**Vedlegg 1** - «ME Cylinder Indication» for sylinder nr. 1 på simulator maskineriet - MAN B&W 5LMC90. Vi antar at data for de øvrige 4 sylindrene er lik sylinder nr. 1.



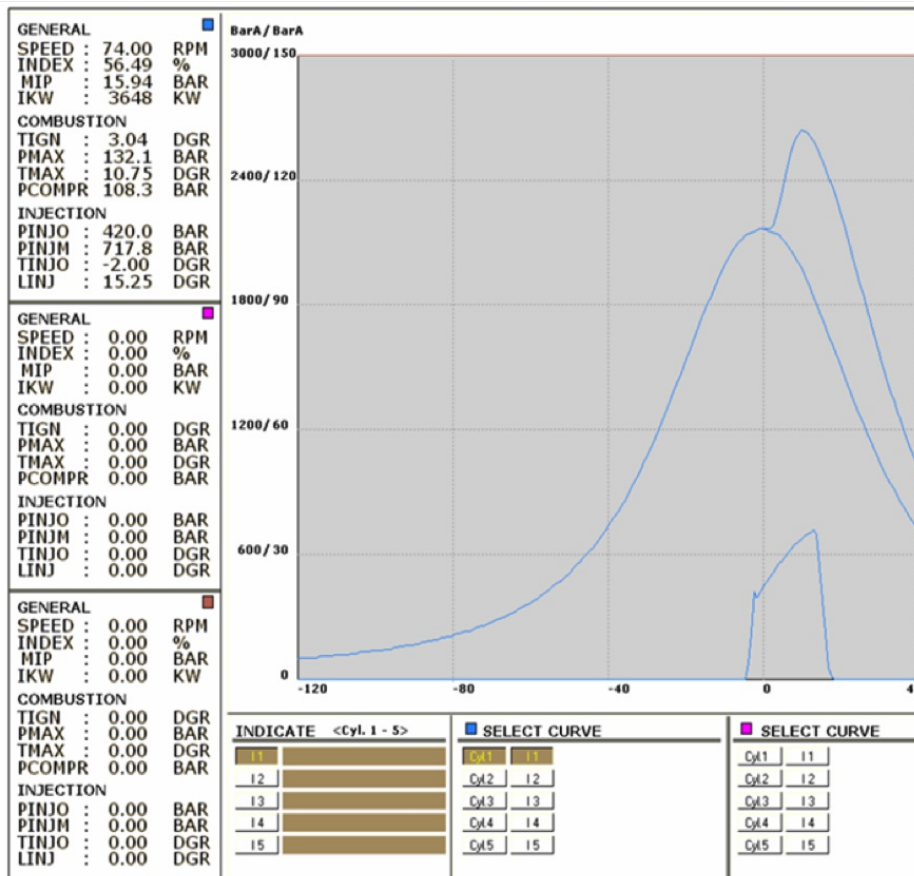


Image media/196maskin.png not resolvable

**Vedlegg 2 - ME Turbocharger System** (barometertrykk = 1 bar)

**Tilstandskontroll: Vedlegg 3**

Barometric pressure:	1 bar
ME speed:	74 RPM
Index:	57.7 % (antas lik for alle sylindre)

Mean indicated pressures (bar):

1	2	3	4	5
14.6	16.5	16.4	16.4	16.5

Maximum pressures (bar):

1	2	3	4	5
117	125	124	125	124

Compression pressures: (bar)

1	2	3	4	5
100	104	103	104	104

Time of ignition:

1	2	3	4	5
5.4	4.6	4.7	4.6	4.7

Maximum injection pressures (bar):

1	2	3	4	5
715	716	715	717	716

Pressure injection opening (bar):

1	2	3	4	5
420	420	420	420	420

Time of injection:

1	2	3	4	5
- 1.4	- 1.3	- 1.4	- 1.4	- 1.3

Exhaust gas temperatures (°C):

1	2	3	4	5
365	348	345	348	349

Turbine inlet 1:	404°C	2: 405°C
Turbine outlet 1:	283°C	2: 284°C

**Exhaust gas pressures:**

Receiver :	1.58 bar	
Turbine outlet 1:	253 mmWC	2: 258 mmWC

**Turbochargers**

Speed 1:	6700 RPM	2: 6750 RPM
Pressure drop filter	1: 112 mmWC	2: 115 mmWC
Pressure drop cooler	1: 175 mmWC	2: 171 mmWC
Scav. air pressure receiver	1.91 bar	
Scav. air temp.	47 °C	
Compressor inlet	1: 38 °C	2: 39 °C
Before cooler	1: 178 °C	2: 179 °C
After cooler	1: 46 °C	2: 47 °C

## Løsning - Eksempel 1

a)

Tabellen viser parameteravvik ved tilstandskontrollen med en kort vurdering.

Parameter	Ref.	syl. 1 m/feil	Avvik	snitt øvr. syl	Vurdering (stikkord)
Motorturt. (o/min)	74	74	0	-	Regulator innstilling OK

MIP (bar)	15,94	14,6	- 1,44	16,08	Red syl 1, indikerer feil v/forbr. Snitt økt (+0,12) P litt økt skipsmotstand og økt varmebelastning (alle syl.)
Pumpeindeks (%)	56,49	57,7	+1,21	-	Økt pga. effektutjevning og noe økt skipsmotstand
tm rom (°C)	40	38,5	0	-	Marginal forskjell
tluft receiver (°C)	47	47	-	-	Termostatstyrt ok
pluft receiver (bar)	2,04	1,91	- 0,13		Red pga. red NTL, <b>indikerer redusert luftmengde (GL)</b>
pehx receiver (bar)	1,68	1,58	- 0,1		pluftrec > pexhrec OK (krav for å unngå tilbakeslag)
prec - pehx	0,36	0,33	- 0,03		Differanse økt litt P ok for renspyling og luftfylling
texh receiver (°C)	372	401	+ 29		Økt pga. dårlig forbr., etterbrann syl.1 og økt pådrag
texh (etter syl) (°C)	327	365	+ 88	(347)	<b>Økt syl 1 pga. sen tenning (feil v/forbr.),</b> økt øvrige syl pga. økt pådrag og redusert luftfylling (mLf) etc.
TIGN (dgr)	3,04	5,4	+2,36	(4,6)	Sen syl 1 pga. sen innsprøyting og økt tf (red mLf, og feil v/innsprøyting?). Sen øvrige syl. pga. sen innsprøyting og økt tennforsinkelse mv.
Pmax (barg)	132,1	117	- 7	(124)	Lavest syl 1 pga. lavt pkomp og sen tenning
PCOMPR (barg)	108,3	100	- 3,6	103,6	<b>Lav syl 1, (- 3,6 bar) ind. gjennomslag</b> (se kontroll)
Tennsprang	23,8	17	- 8,9	20,4	Red syl 1 pga. sen tenning. Red. øvrige syl pga. sen tenning (VIT regulering)
PINJO (barg)	420	420	0	420	Uforandret OK (innstilt fjærtrykk)
PINJM (barg)	717,8	715		715	Marginal endring - indikerer <b>pumper ok</b>
TINJO (dgr)	- 2,0	- 1,4	+ 0,6	-1,35	Sen alle pga. VIT regulering, pga. økt indeks
Tennforsinkelse (dgr)	5,04	6,8	+1,76	5,95	Økt syl 1 pga. lavt tK (red pkomp) og redusert mLf., økt øvrige syl pga. redusert luftfylling (mLf)
<b>Turbo</b>	N (o/min)	7250	6700	- 550	Indikerer <b>belegg/feil i luft/exh system nr 1</b>
	Dt (turb) (K)	131	121	- 10	Indikerer <b>belegg turbin 1</b> (Merk at Dt is øker ved økt innløpstemperatur)
	Dt (TLkomp) (K)	133	140	+ 7	Indikerer redusert hiK og <b>belegg TL kompressor 1</b>

<b>1</b>	Dp L.kjøler (mmVS)	169	175	+ 6	Liten økning (v/red GL) p noe belegg, men <b>kjøler 1 ok</b>
	Dp luft filt (mmVS)	112	112	-	<b>Filter 1 ok</b>
	pexh turb ut (mm VS)	200	253	+ 53	Økt v/red Gexh og indikerer <b>belegg avgasskjele</b> psothblåse kjel ved en passende anledning.
<b>Turbo</b>	N (o/min)	7240	6750	- 500	Samme som turbo 1
	Dt (turbin) (K)	131	120	- 11	Indikerer <b>belegg turbin 2</b>
	Dt (TL komp)(K)	133	140	+ 7	Som TL nr. 1
<b>2</b>	Dp L.kjøler (mmVS)	169	171	+ 2	Marginal økning v/red GL indikerer <b>kjøler 2 ok</b>
	Dpluft filt (mmVS)	112	115	+ 3	Indikerer <b>filter 2 ok</b>
	pexh turb.ut(mmVS)	200	258	+ 58	Som TL nr. 1

Løsning eksempel 1a) forts.

#### Vi ser nærmere på parameteravvik for syl 1:

- Pkomp er ca. 3,6 bar lavere enn snitt for de øvrige 4 sylindrene, noe som indikerer gjennomslag. Dette kan teoretisk også skyldes lekk avgassventil, men en så vidt stor reduksjon betyr stor lekkasje, og ville trolig føre til større økning (+ 28) av eksos- temperaturen. Vi kan derfor praktisk utelukke lekk avgassventil.
- Pmax er ca. 7 bar lavere for syl 1 enn snitt for øvrige sylindre, dette som følge av redusert pcomp, senere tenning og økt tennforsinkelse. (Her kan vi imidlertid anta at økning av tennforsinkelsen skyldes feil ved forstøvning og evt. redusert luftfylling, noe som normalt ikke medfører rask trykkstigning og fare for ringkollaps).
- Tennspranget er lavest for syl. 1 og indikerer altså sen tenning, men reduksjonen må for øvrig anses normal. (Ref. ovennevnte data).
- Maks innsprøytingstrykk er redusert marginalt (- 2,8 bar) for alle syl, noe som indikerer at brennstoff pumpene er OK. Innsprøytings tidspunkt er videre omtrent lik for alle og bekrefter at pumpene er ok. Vi kan imidlertid ikke utelukke at viskositeten er litt lav, sett i forhold til referansedataene.
- MIP i syl 1 er ca. 1,5 bar lavere enn snittverdien, noe som indikerer energitap og feil v/forbrenningen i denne sylindren.
- Pumpeindeks er økt (alle syl), dette for å utjevne effekttap i sylinder 1.
- Tennforsinkelsen er økt, mest for sylinder 1 (+ 1,76), noe som indikerer feil v/forstøvning og/eller redusert luftfylling ( redusert pcomp).

#### Konklusjon - syl 1:

1. Fastbrente/brukne kompresjonsringer.
2. Mulig feil/skade på brennstoffventil.

Begge alternativer gir altså symptomer i tråd med observerte driftsparametere og må derfor anses som mulige feil på sylinder nr. 1.

#### Andre parameteravvik/feil:

- **Snitt MIP er økt (marginalt)**, og indikerer noe **økt skipsmotstand (evt. motstrøm)** ⇒ økt varmebelastning for alle sylindre. For syl 1 pga. dårlig forbrenning ( redusert luftfylling) og øvrige sylindre pga. økt pådrag, dvs. økt MIP pga. effektutjevning.
- **Spyletrykk** er redusert, noe som følger av redusert turtall ( $N_{TL}$ ), begge ladere. Dette er en indikasjon på **reduisert luftgjennomgang  $G_L$**
- **Avgasstemperatur i receiver er økt** fra 372 til 401°C (+29°C), noe vi kan anta skyldes dårlig forbrenning syl 1, samt redusert luftgjennomgang og økt pådrag for de øvrige sylindrene.
- **Temperaturfall over turbin ( $\Delta T_T$ )** er redusert for begge ladere og indikerer belegg på begge turbiner og/eller dyseringer.
- **$N_{TL}$  er redusert for begge TL, og** omtrent like mye for begge turboladere, noe som tilsier omtrent lik

massestrøm gass gjennom begge turbiner og omtrent like mye belegg på begge.

-  $\Delta t_{k1}$  er økt (+ 7) for begge kompressorer, samtidig som trykkforhold ( $p_2/p_1$ ) er redusert. Dette kan forklares, dels med at kompressorene arbeider utenfor optimalt driftsområde (gir redusert  $\eta_{ik}$ ) og dels med **belegg på begge TL kompressorer**.

-  $\Delta p_{kjøler}$  1 og 2 er økt litt, men økningen anses marginal, dvs. begge kjølerne anses OK.

-  $p_{exh}$  utløp turbiner er økt ved redusert  $G_{exh} \Rightarrow$  indikerer **belegg i avgasskjel**.

-  $\Delta p$  luftfilter 1 og 2 er økt litt, men økningen anses marginal  $\Rightarrow$  indikerer luftfilter ok.

-  $P_{komp}$ , kontroll:

$$\frac{p_k}{p_{sp}} = \epsilon^n \approx \text{konst} \Rightarrow \text{Ref: } \frac{109,3}{3,04} = 35,95 \Rightarrow 35,95 \cdot 2,91 = 104,6 \text{ dvs. } 103,6 \text{ barg}$$

Kontrollen indikerer altså at kompresjonsringer og ventiler sylinder 2, 3, 4 og 5 fungerer ok, mens det altså er tegn til begynnende gjennomslag i sylinder 1.

Σ

## KONKLUSJON FEILTILSTAND

- Begynnende gjennomslag sylinder 1 pga. fastbrente ringer, mulig som følge av feil ved brennstoffventilen.
- Belegg begge TL turbiner (redusert  $\Delta t_T$ ).
- Belegg begge TL kompressorer (økt  $\Delta t_K$ ).
- Belegg avgasskjel (økt trykk etter turbin, dvs. økt  $\Delta p$  fra turbin-utløp til atmosfæren).

### Anmerkning

Gjennomslag i syl. 1 kan teoretisk også knyttes til feil ved sylinderoletilførsel, evt. pga. tette rør i lubrikator og mengde mv. Dette bør derfor også kontrolleres ved første anledning.

### 1b) Tiltak

#### Tiltak - gjennomslag

Begynnende gjennomslag er en så vidt alvorlig feil at denne bør rettes opp straks for å unngå skader på sylinderenheten.

Vi bør derfor iverksette følgende tiltak:

- Varsle bro om behov for en kort stopp for inspeksjon av ringer, foring og stempel via spyleporter, samt at det kan bli nødvendig å stoppe HM for å henge opp en brennstoff- pumpe og/eller redusere motorbelastningen (redusere indeks syl. nr. 1).
- Da gjennomslaget her anses begrenset, kan vi anta at det skyldes fastbrente ringer og jeg foreslår derfor følgende tiltak:
- Kople ut VIT reguleringen.
- Redusere turtall/belastning til omkring 80%.
- Redusere pumpeindeks på sylinder 1 inntil gjennomslaget forsvinner og samtidig øke sylinderoletmengden til maks på denne sylinderen.

Fastbrente ringer vil da normalt løse etter noen få minutter/timer og normal drift kan deretter gradvis gjenopprettes.

#### Andre tiltak

Antar at årsaken til gjennomslaget var fastbrente ringer og at ovennevnte tiltak var tilstrekkelige for å gjenopprette ringfunksjonen.

Deretter vil jeg iverksette følgende strakstiltak:

- Vannvaske begge TL kompressor («full ahead»).
- Vannvaske begge TL turbiner («slow ahead»).
- Sotblåse avgasskjel.

Etter at ovennevnte tiltak er gjennomført vil jeg ta en ny tilstandskontroll og en ny tilstands- vurdering.

Dersom alt er ok, kan vi fortsette normal drift.

## Eksempel 2 - Tilstandskontroll MAN B&W 5L90MC

Her følger et eksempel på tilstandskontroll basert på følgende scenario:

- Maskineriet er installert i et seilende skip med "fixed pitch" propell.
- Skipet er underveis på en lastereise, med beregnet reisetid ca. 15 døgn og etter 5 døgns drift oppstår det uregelmessigheter ved HM. Det blir derfor foretatt en tilstandskontroll.
- Det er lite vind og strøm i området under tilstandskontrollen.

Vedlegg 1 viser data fra tilstandskontrollen og vedlegg 2 viser tilsvarende referanse data.

### OPPGAVE

- a) Vurder motorens driftstilstand.
- b) Foreslå tiltak for videre drift av hovedmotor.

### Introduksjon til løsning

Når vi skal foreta en slik tilstandskontroll, er det ofte praktisk å starte med en rask vurdering av alle registrerte parametere (vedlegg 1):

#### RPM

Turtallet er uendret i forhold til referanse. Merk at vi normalt alltid kjører motoren opp til samme turtall som aktuell referanse, fordi dette forenkler vurderingen.

#### Indeks

Indeksen er som vi ser økt (+ 1,9 %). Dette indikerer at vi har en feil på motoren, men årsaken til feilen krever videre analyse.

#### MIP (Mean Indicated Pressure)

MIP er økt i 4 av 5 sylindre, men er lav på sylinder 3. Dette indikerer at vi har en feil ved forbrenningen i sylinder 3.

Vi beregner gjennomsnitt for MIP, som her er økt (+ 0,3 bar) i forhold til referansen, noe som indikerer at skipsmotstanden er økt. Dette siste basert på effektformelen:

$$P_i \text{ (kW)} = \text{MIP (kPa)} \cdot V_h \text{ (m}^3\text{)} \cdot n \text{ (s}^{-1}\text{)} \cdot i \text{ (syl)}, \text{ (merk at MIP her er snittverdien)}$$

#### $P_{komp}$

Kompresjonstrykket er tilnærmet likt på alle sylindre og indikerer at kompresjonsringer og eksosventiler fungerer ok.

#### $P_{maks}$

Maksimaltrykket i sylinder 3 er lavere enn i de øvrige sylindrene, noe som indikerer sen tenning og feil ved forbrenningen i denne sylindren.

#### Innsprøyting

Innsprøytingen starter senest på sylinder 3 og indikerer slitasje (lekkasje) i pumpen. Redusert maks innsprøytingstrykk er også et tegn på slitasje. Vi kan altså anta at pumpe 3 er slitt.

Neste trinn i tilstandsvurderingen vil normalt være å sammenligne alle avleste data med tilsvarende referansedata. Dette kan bli gjort på flere måter, for eksempel ved hjelp av en tabell som vist i etterfølgende løsningsforslag.

**Tilstandskontroll: Vedlegg 1 (eksempel 2)**

ME speed: 74 rpm

Index: 58.4 % (antas lik for alle sylindre)

Mean indicated pressures (bar):

1	2	3	4	5
16.7	16.6	15.1	16.5	16.6

Maximum pressures (bar):

1	2	3	4	5
123 123 118 123 122				

Compression pressures:

1	2	3	4	5
102	103	103	102	103

Time of ignition:

1	2	3	4	5
4.5	4.6	5.7	4.6	4.7

Maximum injection pressures (bar):

1	2	3	4	5
718	717	690	718	717

Time of injection:

1	2	3	4	5
- 1.2	- 1.1	- 0.5	- 1.2	- 1.1

PINJO:

1	2	3	4	5
420	420	420	420	420

Exhaust gas temperatures (°C):

1	2	3	4	5
355	348	375	358	357

Turbine inlet 1: 410 °C 2: 412 °C

Turbine outlet 1: 291 °C 2: 292 °C

**Exhaust gas pressures:**

Receiver : 1.64 bar

Turbine outlet 1: 254 mmWC 2: 255 mmWC

**Turbochargers**

Speed 1: 6700 RPM 2: 6650 RPM

Pressure drop filter 1: 120 mmWC 2: 115 mmWC

Pressure drop cooler 1: 172 mmWC 2: 169 mmWC

Scav. air pressure receiver 1,91 bar

Scav. air temp. 47 °C

Compressor inlet 1: 39 °C 2: 39 °C

Before cooler 1: 183 °C 2: 184 °C

After cooler 1: 46°C 2: 47°C

**Referansedata: Vedlegg 2 (eksempel 2)**

ME speed: 74 rpm

Index: 56.5 % (antas lik for alle sylindre)

Mean indicated pressures (bar):

1	2	3	4	5
16	16	16	16	16

Maximum pressures (bar):

1	2	3	4	5
132	132	132	132	132

Compression pressures:

1	2	3	4	5
108	107.5	108	107.5	108

Time of ignition:

1	2	3	4	5
3.1	3.1	3.1	3.1	3.1

Maximum injection pressures (bar):

1	2	3	4	5
717	717	717	717	717

Time of injection:

1	2	3	4	5
- 2.0	- 2.0	- 2.0	- 2.0	- 2.0

PINJO

1	2	3	4	5
420	420	420	420	420

Exhaust gas temperatures (°C):

1	2	3	4	5
325	327	326	328	327

Turbine inlet 1: 372 °C 2: 372 °C



Turbine outlet 1: 241 °C 2: 241 °C

### Exhaust gas pressures:

Receiver : 1.68 bar

Turbine outlet 1: 200 mmWC 2: 200 mmWC

### Turbochargers

Speed 1: 7250 RPM 2: 7250 RPM

Pressure drop filter 1: 112 mmWC 2: 112 mmWC

Pressure drop cooler 1: 169 mmWC 2: 169 mmWC

Scav. air pressure receiver 2.04 bar

Scav. air temp. 47 °C

Compressor inlet 1: 40 °C 2: 40 °C

Before cooler 1: 173 °C 2: 173 °C

After cooler 1: 47 °C 2: 47 °C

### Løsning, eksempel 2 a)

Tabellen viser parameteravvik ved tilstandskontrollen med vurdering i stikkordsform.

Parameter	Ref.	syl. 3 m/feil	Avvik	snitt	Vurdering (stikkord)
Motorturt. (o/min)	74			74	Regulator innstilling OK
MIP (bar)	16	15,1	- 0,9	16,3	Ind. dårlig forbrenning syl 3 (snitt økt + 0,3) Økt skipsmotstand <b>Økt varmebelastning alle syl.</b>
Pumpeindeks	56,5	58,4	+1,9	58,4	Økt pga effektutjevning og økt skipsmotstand
tm rom (°C)	40	39	-	-	Marginal forskjell ok
tluft receiver (°C)	47	47		47	Termostatstyrt ok
pluft receiver (bar)	2,04	1,91	- 0,13	-	Red pga red NTL, ind. redusert luftgjennomgang GL
pexh receiver (bar)	1,68	1,64	- 0,04	-	pluftrec > pexhrec OK (krav for å unngå tilbakeslag), men differanse redusert på dårligere spyling
texh receiver (°C)	372	411	+ 39		Økt pga dårlig forbr. syl 3 + økt pådrag, økt motst.
texh (etter syl) (°C)	327	375	+ 48	354	Økt syl 3 pga sen tenning, økt øvrige syl (+ 27) pga økt pådrag (økt MIP) og red mLf etc.
TIGN (dgr)	3,04	5,5	+2,46	4,6	Sen syl 3 pga sen tinjo og økt tf (red mLf). Sen øvrige syl. pga sen tinjo og noe økt tf
Pmax (barg)	132,1	118		122,5	Lav syl 3 pga. sen tenning (tign), (pga sen tinjo)

	PCOMPR (barg)	108,3	103	- 5,3	102	Red pga. red spyletrykk ok (tilnærmet lik pkomp alle syl indikerer fjærer etc. ok)
	Tennsprang	23,9	15	(-8,9)	20,5	Lavt syl 3 pga. sen tign. (dårlig forstøvn., lav mLf). Reduksjon øvrige syl pga. sen tign.
	PINJO (barg)	420	420		420	Uforandret OK (innstilt fjærtrykk)
	PINJM (barg)	717	690	-27	717	Red syl 3 indikerer slitt pumpe og/eller dyse.
	TINJO (dgr)	- 2,0	- 0,5		-1,2	Sen alle pga VIT, senest syl 3, samt redusert PINJM <b>►</b> indikerer <b>slitt pumpe syl 3</b>
	Tennforsinkelse (dgr)	5,04	6,2	+1,16	5,8	Økt syl 3 ind. feil v/forstøvning, økt øvrige syl pga red mLf, (red pkomp).
<b>1</b>	<b>Turbo</b>	N (o/min)	7300	6700	- 600	Red. indikerer <b>belegg/feil i luft/exh system nr. 1</b>
		Dt (turb) (K)	131	119	- 12	Indikerer noe <b>belegg turbin 1</b>
		Dt (TLkomp) (K)	133	144	+ 11	Indikerer noe <b>belegg TL kompressor 1</b>
		Dp L.kjøler (mmVS)	169	172	+ 3	Økt ved red GL, indikerer litt belegg
		Dp luft filt (mmVS)	112	120	+ 8	Økt noe, men filter fortsatt ok
<b>2</b>	<b>Turbo</b>	N (o/min)	7300	6650	- 650	Red. indikerer <b>belegg/feil i luft/exh system nr 2</b>
		Dt (turbin) (K)	131	119	- 12	Indikerer <b>noe belegg turbin 2</b>
		Dt (TL komp)(K)	133	145	+ 12	Økn indikerer noe <b>belegg kompressor 2</b>
		Dp L.kjøler (mmVS)	169	171	+ 2	Marginal økning indikerer kjøler 2 ok
		Dpluft filt (mmVS)	112	115	+ 3	Marginal økning indikerer filter 2 ok
		pexh turb.ut(mmVS)	200	255	+ 55	Økt v/ redusert Gexh ind. <b>belegg i avgasskjele</b>

Eksempel 2 a) forts.

### Driftstilstand HM

Driftstilstanden er **ikke** tilfredsstillende, med for høy varmebelastning på alle sylinder- enheter, særlig sylinder nr. 3.

### Feiltilstander:

- **Slitt pumpe sylinder nr. 3.** Dette basert på at maks innsprøytingstrykk (PINJM) er redusert og innsprøytingens start (TINJO) er sen.

Anm!: Slitt pumpe gir innen visse grenser, tilnærmet ok forstøvning, men sen innsprøyting bidrar til sen/dårlig og ufullstendig forbrenning⇒ etterbrann og høy avgass- temperatur, noe som bekrefte av observasjonene.

- **MIP syl 3**

En slitt pumpe medfører redusert brennoljemengde, som igjen gir redusert MIP og forklarer noe av reduksjonen av MIP. I tillegg kommer at tenningen er sen, dvs. deler av forbrenningen skjer langt fra  $\emptyset D$ , og bidrar til redusert indikert termisk virkningsgrad.

- **Redusert  $\Delta t$  begge TL turbiner indikerer belegg på begge** og forklarer redusert TL turtall, som igjen gir redusert luftgjennomgang  $\Rightarrow$  redusert luftfylling  $\Rightarrow$  forsterker virkningen av sen innsprøyting og bidrar til økt varmebelastning på alle sylindrene.
- **Økt  $\Delta t_k$  begge TL kompressorer indikerer belegg på begge**, men noe av økningen kan skyldes at kompressorens driftspunkt er utenfor optimalt driftsområde. ( $N_{TL}$  og spyletrykk redusert).
- **Belegg avgasskjele** basert på økt mottrykk ved antatt redusert gassmengde. Dette bidrar også til økt strømningsmotstand i luft/eksossystemet, og videre til redusert luftgjennomgang og dårligere forbrenning etc.

**Konklusjon:**

- Slitt pumpe sylinder 3 (Redusert maks innsprøytingstrykk og sen innsprøyting).
- Belegg begge TL turbiner (Redusert  $\Delta t$  turbin).
- Belegg begge TL kompressorer (Økt  $\Delta t$  kompressor).
- Belegg avgasskjele (Økt trykk etter turbin).

**b) Tiltak (stikkord)**

- Justere (VIT), dvs. sette innsprøytingen tidligere og øke indeks noe (f.eks. +1%) på sylinder 3, dette for å kompensere for lekkasje og sen innsprøyting.
- Vannvaske begge TL turbiner ved første anledning («Slow ahead») (merk at utstyr for bruk av nøtteskall er ikke installert i simulator anlegget).
- Sotblåse avgasskjele ved første anledning.
- Vannvaske begge TL kompressorer (enkel og rask operasjon, "full ahead").
- Brennstoffpumpe nr. 3 noteres i vedlikeholdsplan.

Etter gjennomføring av ovennevnte tiltak må vi anta at HM kan kjøres normalt, uten spesielle forholdsregler, men rutiner for overvåking og kontroll bør gjennomgås og om nødvendig forbedres.

For kontroll bør det tas en ny tilstandskontroll ved første anledning.

## Eksempel 3 - M/T Millennium (Eksamen TF 2001)

### Situasjonsbeskrivelse

M/T Millennium er underveis fra Curacao til Rotterdam. Omdreiningene på hovedmotoren er 79,0 rpm, og turbogeneratoren er i drift. Hovedmotoren har vært kjørt med redusert belastning de to siste reisene.

Vi har bunkret på Curacao og 2 døgn etter avgang mottas analyseresultatene av bunkersoljen.

Analysen viser at oljen har dårlig tenn-kvalitet.

3 døgn etter avgang fra Curacao skal vi stoppe for å utføre planlagt stempelsjau på sylinder 4.

På reisen utføres også rutinemessig tilstandskontroll av hovedmotoren. Under en slik tilstandskontroll viser det seg at trykkfallet over ladeluftkjølerne er unormalt stort.

### Oppgave

Etter avgang fra Curacao og full belastning på hovedmotoren får vi problemer med stalling (pumping) på turbinene.

- a. Gi en vurdering av hva som kan være de opprinnelige årsakene til stallingen og de innvirkninger dette kan ha på driften.

Vi har stoppet for å utføre stempelsjau. Etter at stempelet er trukket, registreres at:

- Stempelkronen er lett nedbrent,
- det er unormal stor slitasje på ringspor,
- øverste stempelring sitter delvis fast i ringsporet,
- stempelkronen har et svart skinnende belegg.

- a. Gi en vurdering av hva som kan være de opprinnelige årsakene til feiltilstandene.

Sju døgn etter avgang fra Curacao må den nye bunkersoljen tas i bruk

- a. Vurder eventuelle konsekvenser for driften.

Data for HM i Ressurshefte for Millennium. (Medbrakt på aktuell eksamen).

### LØSNING EKSEMPEL 3A, (EKS. TF VÅR 2001)

*Etter avgang fra Curacao og full belastning på hovedmotoren får vi problemer med stalling (pumping) på turbinene (turboladerkompressorene). Gi en vurdering av hva som kan være de opprinnelige årsaker til stallingen og de innvirkninger dette kan ha på driften.*

### Innledning - Vurderingsgrunnlag

*Merk at i spørsmål a) skal vi vurdere opprinnelige årsaker til stallingen og innvirkningen dette har på driften av hovedmotoren, dvs. oppgaven er egentlig to-delt.*

#### Vurderingsgrunnlag:

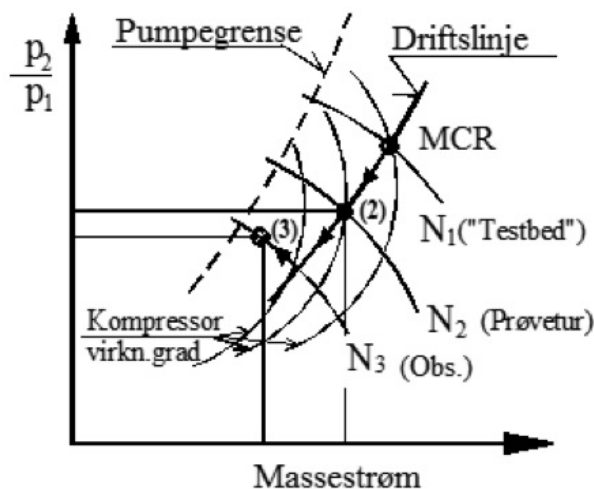
- Opplysninger om maskineri og reise (ressurshefte, forberedelse).
- Motor har gått med redusert belastning de to siste reiser. (Tiltak ikke oppgitt).
- Etter oppkjøring til full belastning begynner turboladerne å stalle.
- Like før stallingen startet er det målt unormalt stort trykkfall over luftkjølerne.
- Etterfølgende stempelsjau indikerer feil ved forbrenning på minst en sylinder.

#### Mulige årsaksforhold:

1. Belegg/økt strømningsmotstand i luftsystelet (filter, porter, kjøler, kompr./diffusor).
2. Belegg/økt strømningsmotstand i avgass-systelet (dysering, turbin, lyddemper/ avgassskjel). En mulig basisårsak er redusert belastning.
3. Feil i brennstoffsystemet (pumper, dyser, forbehandling etc.).
4. Hurtig belastningsendring (sjøgang, manøver). (Situasjon: steady gange, ukjent vær).
5. Pkt. 4 kan vi her utelukke da motoren oppgis å gå med full belastning og værforholdene er ukjente. Min vurdering vil derfor bygge på årsaksforhold nevnt under pkt. 1 til 3.

## 1. Belegg/økt strømningsmotstand i luftsystemet

Stort trykkfall over luftkjølerne er den eneste oppgitte indikasjon på beleggdannelse og/eller økt strømningsmotstand i luftsystemet. Jeg antar derfor at dette er en sterkt medvirkende eller utløsende årsak til at turboladerne begynner å stalle.



På figur 1 er virkningen av belegg i luft-/avgass-systemet vist skjematisk.

På figuren er vist en typisk kompressor- karakteristikk, der (2) tilsvarer prøvetur. Ved synkende turtall vil driftspunktet flyttes langs driftslinjen, fra (2) og videre til skjæring med turtallskurven  $N_3$  (observert).

Dersom motstanden i systemet øker, f. eks. på grunn av beleggdannelse i luftkjøler, vil driftspunktet forskyves mot venstre langs turtallskurven. Dvs. luftgjennomgangen avtar, mens mottrykket øker, som vist på figuren.

Figur 1 - Kompressorkarakteristikk

Dersom driftspunktet når pumpegrensen, vil trykkøkningen i diffusor kollapse, og luftstrømmen får et plutselig tilbake blaff. Deretter starter trykkoppbygningen på nytt inntil driftspunktet igjen når pumpegrensen og slik vil det fortsette i sykluser med en viss frekvens, som i hovedsak er bestemt av størrelsen på receiver. Stallingen blir ledsaget av sterk støy (minner om rauting) og sterke vibrasjoner som over tid kan skade skovler og lagre mv.

Her kan vi anta at driftspunktet, på grunn av belegg i avgass-systemet som beskrevet nedenfor, er forskjøvet mot venstre, til punkt (3) i figur 1, og at det økte trykkfallet i kjølerne så har utløst stallingen etter oppkjøring til full belastning.

Vi kan imidlertid ikke helt utelukke at driftspunktet lå for nær pumpegrensen på prøveturen, men vi mangler data for å vurdere dette.

Trykkfall over luftkjølerne kan i prinsippet skyldes:

- Begroning på vann-siden eller feil ved kjølevannspumper.
- Belegg på luftsiden.

Redusert vannmengde pga. belegg på vann-siden eller feil ved pumpene fører til redusert varmeoverføring, og dermed lavere tetthet på luften, noe som igjen gir økt strømnings- motstand på luftsiden av kjøleren. Her mangler vi imidlertid data for å kunne vurdere om trykkfallet skyldes belegg eller andre feil på vann- eller luftsiden av kjøleren.

Løsning eksempel 3 a) forts.

Fra ressursheftet vet vi imidlertid at luftkjølerne er delt i tre trinn, der trinn 1 er fødevanns- forvarmer for hjelpekjel, og de to andre trinnene er kjølt av LT ferskvann, dvs. alle tre trinn er ferskvannskjølte. Ved korrekt vannbehandling skal det da normalt ikke oppstå beleggdannelse av betydning på vann-siden.

Om vi også tar med at feil på vann siden har forholdsvis liten innvirkning på trykkfallet over kjølerne, antar jeg at det unormalt store trykkfallet over kjølerne her skyldes belegg på luftsiden.

Belegget på luftsiden av kjølerne antas å komme fra vasking av kompressorene.

## 2. Belegg/økt strømningsmotstand i avgass-systemet

Drift på lav belastning fører ofte til dårlig/ufullstendig forbrenning og økt beleggdannelse på dysering, turbin og avgassskjel mv. Dette bl.a. fordi turboladeren vil arbeide utenfor optimalt driftsområde og luftleveringen reduseres samtidig som innsprøytingstrykket er redusert pga. lavere motorturtall (gjelder fast propell).

Belegg på dysering og turbin fører typisk til redusert turbinturtall og dermed redusert luftgjennomgang. (Merk at belegg på dysering kan i spesielle tilfeller føre til økt turtall).

Belegg i avgassskjel fører også til redusert luftgjennomgang. Dette fordi belegg i avgass-systemet krever økt kompressorarbeid for å presse luft gjennom systemet. Men tilført kompressorarbeid er bestemt av tilgjengelig avgassenergi og dersom tilført energi til turbinen er uendret, må følgelig luftmengden gå ned. Spyletrykket holdes imidlertid oppe eller kan til og med øke forutsatt at turboladerens virkningsgrad er uendret.

Alt i alt vil dette føre til at driftspunktet forskyves nærmere pumpegrensen, slik at marginen mot pumping blir redusert.

## 3. Feil i brennstoffsystemet

Feil i brennstoffsystemet er som nevnt, en annen mulig (opprinnelig) årsak til stalling, men vi mangler også her indikasjoner på slike feil. Vi vet imidlertid at motoren har gått med redusert belastning de to siste reisene. Dette fører ofte til at det dannes belegg på dysene, noe som igjen kan føre til feil ved forstøvningen. Opplysningen i oppgave b) om nedbrenning av stempeltoppen indikerer dessuten at det er feil ved forstøvningen på minst en sylinder.

Feil ved forstøvningen vil altså forsterke tendensen til beleggdannelse i avgass-systemet m/turbin og avgassskjel. Dette fører til redusert TL turtall, noe som alt i alt vil skyve driftspunktet for turbolader kompressoren nærmere pumpegrensen.

## Konklusjon

Mulige opprinnelige årsaker til stallingen er:

- Drift på lav belastning har ført til beleggdannelse i avgass-system, og mulig feil på brennstoffdyser, som ved oppkjøring til full belastning har ført til enda mer belegg- dannelse.
- Belegg fra vannvasking av kompressorene har ført til økt trykkfall over luftkjølerne og dermed redusert luftgjennomgang, som til slutt har utløst stallingen.

## Konsekvens og mottiltak

Stalling innebærer ustabil luftlevering og sterke vibrasjoner som kan medføre skade på turboladernes skovler og/eller lagre. Vedvarende stalling må derfor stoppes snarest mulig.

Som midlertidig løsning kan vi stoppe stallingen på to måter:

- **Redusere belastningen** inntil stallingen stopper. Dette innebærer redusert motorturtall og dermed redusert fart. (Fartsreduksjonen vil variere etter forholdene, men må klareres med bro).
- **Blåse av luft fra spyleluft receiver.** Motorbelastning og fart kan da i stor grad opprett- holdes. Dette gjelder særlig fordi skipet nå går i ballast der motorbelastningen ved fullt turtall er relativt lav (kanskje ca. 80 % av MCR). Ved å blåse av luft blir mottrykket redusert og driftspunktet forskyves mot høyre i figur 1, men samtidig avtar luft- leveringingen til motoren, noe som gir redusert luftfylling, dårligere rensing og øker faren for dårlig/ufullstendig forbrenning og økt beleggdannelse i sylinder og eksosystem og vi kan derfor risikere at stallingen starter på nytt etter en viss tid.

Begge alternativ er aktuelle som midlertidige tiltak, men dersom vi får tillatelse fra bro, ville jeg valgt å redusere belastningen, da dette antagelig gir færrest driftsproblemer, forutsatt at vi samtidig foretar nødvendige justeringer på motor og overvåker utviklingen av trykk og temperaturer mv. systematisk. Da det kun er tale om et par døgn drift før den planlagte stempelsjauen, bør dette gå greit.

For en mer permanent løsning av problemet, må vi lokalisere årsaken til stallingen, dvs. mulige årsaker utover det oppgitte trykkfallet over luftkjølerne. I praksis betyr dette at vi må foreta en grundig tilstandskontroll av maskineriet med etterfølgende analyse av alle viktige driftsparametere. Deretter må vi gjennomføre nødvendige tiltak.

Nødvendige tiltak vil bl.a. innebære vasking av turbolader turbin og kompressor, kontroll/ rengjøring av innsugsfilter, blåsing av eksoskjel, samt rengjøring av luftkjølerne. Dette siste krever imidlertid stoppet motor for å unngå at vann og evt. kjemikalier blåses inn i motoren og kan om nødvendig utsettes til vi likevel må stoppe for den planlagte stempelsjauen.

Hvilke andre tiltak som bør iverksettes, må vi i praksis vurdere om bord, da vi her mangler opplysninger om driftsforholdene.

Løsning eksempel 3b) (eks. 2001)

Gi en vurdering av hva som kan være de opprinnelige årsakene til følgende feiltilstander:

- Stempelkronen er lett nedbrent,
- det er unormalt stor slitasje på ringspor,
- øverste stempelringen sitter delvis faust i ringsporet,
- stempelkronen har et svart skinnende belegg.

Disse feiltilstandene må nødvendigvis stamme fra ufullstendig forbrenning, som generelt gir

3 hovedtyper belegg:

1. Det blir dannet salt og oksid fra forurensninger i tungoljen (V, Na og S). Dersom temperaturen på metalloverflaten er lik eller høyere enn hefttemperaturen til saltsmelten, kleber stoffet til overflaten og danner belegg.
2. Det blir dannet oljekoks når oljedråpene brenner så sakte at de blir avkjølte, slik at forbrenningen stanser. Kokspartikler inneholder salt og oksid fra mineral i brennoljen. Det kan også dannes oljekoks ved krakking av smøreoljer.
3. Det blir dannet sot (tørr eller fuktig). Vi får tørr sot når oljedamp forbrenner med lokalt luftunderskudd. Sot blander seg med kondensert svovelsyre eller smøreoljerester når den kommer i "kald sone" (for eksempel avgasskjel) og belegget er da både isolerende og brannfarlig.

I praksis er belegget ofte en blanding av disse tre hovedtypene. Da slike belegg vanligvis er korrosive, inneholder de dessuten korrosjonsprodukt, for eksempel jernoksid.

Vi ser litt nærmere på hver enkelt feiltilstand.

### **Stempelkronen er lett nedbrent**

Nedbrenning av stempelkronen er ofte et resultat av materialutmatting (high cycle fatigue) kombinert med høy termisk belastning, høytemperaturkorrosjon og en generell svekking av materialets fasthet pga. de høye temperaturene.

For høyt temperaturnivå på selve stempel materialet skyldes ofte avvik i forbrenningen, særlig dersom brennoljedusjen treffer stempelet, med etterfølgende forbrenning på selve stempelet.

Slike forhold oppstår typisk ved feil på dysene eller ved større avvik i spyleluftens bevegelse, som i begge tilfeller kan tilbakeføres til de to reisene med redusert belastning.

Lav forvarmingstemperatur (høy viskositet) store dråper (høy kinetisk energi) er en annen mulig årsak til brennoljeduslag på stempeltoppen. Men vi mangler her indikasjoner på dette.

Særlig langsomt-brennende tungolje vil også gi omtrent samme uheldige virkning, men her mangler vi opplysninger om oljen for å kunne vurdere dette.

### **Unormal stor slitasje på ringspor**

Slitasje i ringsporene forårsakes i hovedsak av partikler og forbrenningsrester som finner veien inn i sporene og gir partikkelslitasje. Nedslag og avleiringer av sure forbrennings- produkter kan også føre til korrosjon. Men vi mangler her opplysninger om brennoljen og kan bare gjette på dette som en mulig årsak til slitasjen.

Det er heller ikke opplyst om slitasjen er jevnt fordelt. En begrenset og jevn slitasje vil nemlig sjelden forårsake problemer, mens ujevn slitasje på nedre anleggsflate av ringsporet, medfører økt fare for gasslekkasjer, ringkollaps og gjennomslag mv.

Løsning eksempel 3b) forts. (eks. 2001)

Unormal stor slitasje i vertikal retning er videre uheldig fordi det gir ringene spillerom for større bevegelse og muligheter for "vipping" i ringsporet. Dette fører ofte til kraftig ring slitasje men vil særlig gi store mekaniske belastninger (slag-lignende) og derved en akselerert slitasje av ringsporet.

### **Øverste stempelring sitter delvis fast i ringsporet**

Belegg i ringsonen er ofte et resultat av ufullstendig forbrenning. Belegget som dannes, blir over tid til en hard blanding av koks, metalloksid og salt fra forbrenningen. I tillegg kommer tilsetningsstoff fra sylinderoiljen.

Belegg i ringsonen vil over tid presses inn i klaringen mellom ringsporet og selve ringen og påvirker derved ringens bevegelse i ringsporet. På grunn av stempelets tverrbevegelser ("hiving") i sylinderen, vil stempelringene i perioder presses innover mot ringsporets bunn og dersom det er belegg i dette området, vil det kunne føre til at ringen setter seg fast. Dette skjer som regel over deler av ringenes omkrets, og oftest ved en stempel ringende. (Savner informasjon om dette).

Slik fastbrenning opptrer typisk på de øverste ringene, fordi disse arbeider i områder med høy temperatur og ligger nærmest forbrenningsrommet. Øvrige opplysninger i oppgaven tyder på at temperaturen har vært spesielt høy i dette tilfellet.

### **Stempelkronen har et svart skinnende belegg**

Et svart skinnende belegg oppstår typisk ved krakking av oljerester, smøreolje og tyngre brennolje molekyler, slik som nevnt under pkt. 3 over. Når de «detergente» tilsetningene til sylinderoiljen forbrenner og temperaturen samtidig er relativt høy, dannes det typisk en speilglatt overflate.

### **Konklusjon**

Opprinnelige årsaker til feiltilstandene har i hovedsak sammenheng med at motoren gått lenge på redusert belastning. Dette har så ført til:

Beleggdannelse i avgass-system ⇒ redusert luftgjennomgang ved oppkjøring til full belastning ⇒ ufullstendig forbrenning ⇒ ond sirkel.

Ufullstendig forbrenning ⇒ belegg på dyser ⇒ feil forstøvning ⇒ brennoljenedslag på stempeltopp, ufullstendig forbrenning etc. ⇒ ond sirkel.

Tilsvarende feil ved innsprøytingen kan også oppstå dersom fjæren i trykkreduksjonsventilen ("synkeventil på Bosch pumper") på brennstoffpumpen er defekt, slik at dysenålen gjenåpner (etter drypp) og olje forbrenner på dysespissen.

M/T Millennium er imidlertid utstyrt med måleutstyr for innsprøytingssystemet og slike forhold bør derfor kunne oppdages ved de nevnte rutinemessige tilstandskontroller. *(Er fristet til å bemerke at dette gjelder også de øvrige aktuelle feiltilstander).*

De til dels alvorlige feil som ble registrert ved stempelsjauen tilsier ellers at alle øvrige stempler bør kontrolleres, i første omgang ved inspeksjon gjennom spyleportene.

Løsning eksempel 3c) (eks. 2001)

Sju døgn etter avgangen fra Curacao må den nye bunkersoljen tas i bruk. Vurder eventuelle konsekvenser for driften.

Vurderingsgrunnlag:

- Ny olje har dårlig tenn-kvalitet,
- skipet går i ballast med full belastning på hovedmotor,
- antar at driftsproblemene angitt i spørsmål a og b nå er rettet opp.

Med tenn-kvalitet forstår vi brennoljens evne til å selvantenne uttrykt i tenningsforsinkelse, dvs. den tiden det tar fra brennoljen kommer inn i forbrenningsrommet til selvantening inntreffer.

Dårlig tenn-kvalitet betyr altså lang tennforsinkelse. I løpet av tennforsinkelsen sprøytes fortsatt brennolje inn i forbrenningsrommet som gjennomgår alle prosessene som skal til for å få tenning og når tenningen så inntreffer vil all innsprøytet olje delta i eksplosjonsartet forbrenning.



Dette fører til en rask trykkstigning i sylindere, som først og fremst medfører fare for ringkollaps, ringbrudd og gjennomslag, fordi det blir for kort tid til å bygge opp en gasspute på baksiden av ringene. Innover-rettet kraft på ringenes tetteflate vil da presse ringen innover i sporet og det oppstår gass lekkasje forbi ringene. Tilløp til gjennomslag er da på gang.

Dersom gasstrykket bak ringene er for lavt vil ringen bli slått inn i sporet med så stor kraft at ringen kan brette og derved øker faren for fullt gjennomslag.

En annen uheldig virkning av økt tennforsinkelse er økt mekanisk belastning på kryss-, veiv- og rammelager. Krysslagerene er mest utsatt fordi lagerets pendelbevegelse gjør det vanskelig å bygge opp en bærende smøreoljefilm mellom lagerflaten og tappen.

Videre må vi regne med økt termisk og mekanisk belastning på sylindredeksel og stempel mv. pga. den kraftige forbrenningen dette medfører.

Driftsmessig virkning av ovennevnte forhold:

- Bort-brenning av oljefilm på foring  $\Rightarrow$  stor sylinderslitasje og fare for gjennomslag, rivning og havari.
- Fare for skade på krysslager.
- Redusert kompresjons trykk  $\Rightarrow$  lav kompresjonstemperatur  $\Rightarrow$  ufullstendig forbrenning  $\Rightarrow$  økt avgasstemperatur og beleggdannelse i sylindere  $\Rightarrow$  fare for fastbrenning av ringer og gjennomslag  $\Rightarrow$  ond sirkel.
- Belegg vil også føres til avgass-system m/turbin  $\Rightarrow$  økt strømningsmotstand og redusert turboladertall (mulig stalling)  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  økt beleggdannelse gir økt fare for fastbrenning osv.  $\Rightarrow$  ond sirkel.
- Gasslekkasje til spylekanal som også kan føre til spylebrann.

Løsning eksempel 3c) (eks. 2001)

$\Sigma$

## KONKLUSJON

Drift på ny brennolje medfører altså fare for:

- Gjennomslag og/eller stor sylinderslitasje på en eller flere sylindere,
- sprekkdannelse på stempel, deksel og/eller foring,
- skade på krysslager,
- redusert luftgjennomgang pga. beleggdannelse i avgass-system, som igjen gir redusert luftgjennomgang og ufullstendig forbrenning etc.  $\Rightarrow$  ond sirkel.

### Aktuelle tiltak

De mest alvorlige følgefeil pga. ny brennolje kan vi i stor grad unngå eller i hvert fall begrense ved hjelp av ulike tiltak, som følger:

- VIT mekanismen kobles ut. Dette for å unngå for tidlig innsprøyting og samtidig redusere trykkgradienten under den eksplosive forbrenningen og redusere maksimaltrykkene.
- Redusere motorbelastningen noe, kanskje til omkring 70 - 75 rpm, som vil tilsvare ca. 60 - 70 % av MCR (vurderes på stedet). Belastningen bør likevel holdes så høy som mulig for å opprettholde en forholdsvis høy temperatur i sylinderen, noe som bidrar til å redusere tennforsinkelsen.
- Justere FQSL - mekanismen slik at innsprøytingen starter noe senere enn normalt. (1- 2°). Dette også for å begrense maksimaltrykkene. Ulempen med dette, er økt fare for ufullstendig forbrenning, etterbrann og høy termisk belastning på sylinderekomponentene.
- Redusere spyleluftkjølingen gradvis for derved å øke kompresjonstemperaturen, noe som bidrar til å minske tennforsinkelsen. Men dette fører også til høy forbrennings- temperatur, mulig etterbrann og høy avgasstemperatur, som igjen gir økt termisk belastning på sylinderenheten. Årsaken er i korthet at lufttetthet og luftfylling avtar proporsjonalt med økningen av lufttemperaturen.
- Øke forvarmingstemperaturen på brennoljen (gradvis) og kanskje justere opp åpnings- trykkene. Dette for å bedre forstøvningen (mindre dråper) og derved redusere tennforsinkelsen. Vi må samtidig ta hensyn til at for høy forvarmingstemperatur er mer skadelig enn for lav temperatur, idet for høy temperatur gir økt lekkasje i pumpene, sen innsprøyting og lavt innsprøytingstrykk mv., samt fare for rivning i pumpene fordi brennoljens smørevirkning reduseres.
- Vaske turbolader turbin og kompressor regelmessig og ofte (1 g/dag om nødvendig). Dette for å sikre best mulig luftgjennomgang.

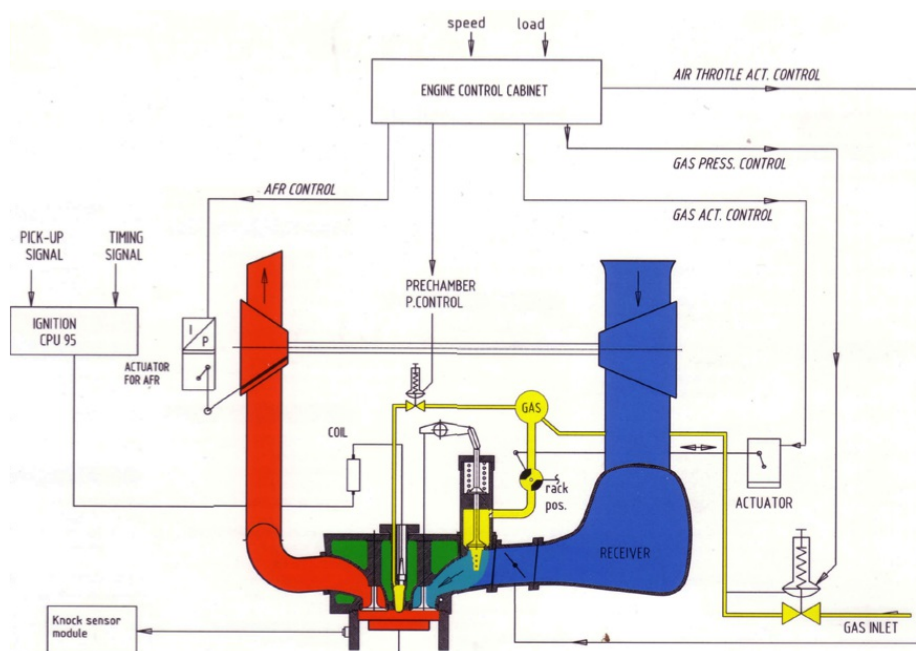
- Regelmessig kontroll av trykkfall over innsugsfilter og luftkjøler og rengjøre disse etter behov, samt blåse avgasskjel regelmessig og ofte. Dette også for å sikre best mulig luftgjennomgang og dermed minske faren for ufullstendig forbrenning, beleggdannelse og høy varmebelastning etc.
- Litt avhengig av hvor dårlig tenn-kvalitet til oljen egentlig er, bør ovennevnte tiltak kombinert med jevnlig tilstandskontroll av maskineriet være tilstrekkelige for rimelig problemfri drift med den nye brennoljen. (Savner ellers analysedata for brennoljen for en mer fullstendig vurdering av forholdene).

## 3.5 Drift av gassmotorer

Gassdrevne stempelmotorer kan grovt sett inndeles i to hovedtyper; «Lean Burn» (LB) og «Dual Fuel» (DF). Hovedforskjellen er at LB motoren har gnisttenning, mens DF motoren har selvantennning ved hjelp av en liten «dusj» dieselolje. Ved gassdrift fungerer begge motortyper etter LB prinsippet, dvs. mager blanding mellom gass og luft.

### 3.5.1 Lean Burn (LB) - motoren

Navnet «Lean Burn» (LB) står for mager blanding mellom gass og luft, dvs. at sylindreladningen inneholder mer luft enn det som er nødvendig for selve forbrenningen, eller med andre ord at luftfaktoren  $\lambda_f$  er relativt høy, i størrelse omkring 2,1 ved full belastning.



Copyright: Rolls-Royce 2016

Figuren viser gass-/luftsystemet for Rolls Royce LB motorer, skjematisk.

Luft fra turbolader kompressor strømmer inn i sylinderen fra luftreceiver via en spyle-luftkjøler (ikke vist på figur). Det er også installert et luftreguleringsspjeld ved innløp til hver sylindere, dette for å begrense lufttilførselen ved start og lav belastning.

Gasstilførsel til motoren blir styrt av en trykkreduksjonsventil (GAS INLET).

Spylelufttrykket og dermed levert luftmengde til sylinderen blir regulert ved å variere turboladerturtallet, enten ved hjelp av vribare skovler på dyseringen (VTG = Variable Turbine Geometry) eller ved hjelp av det såkalte «waste gate» prinsippet.

Gassmengden til hver sylinder blir styrt av en mekanisk reguleringsventil i innløpet til sylindren.

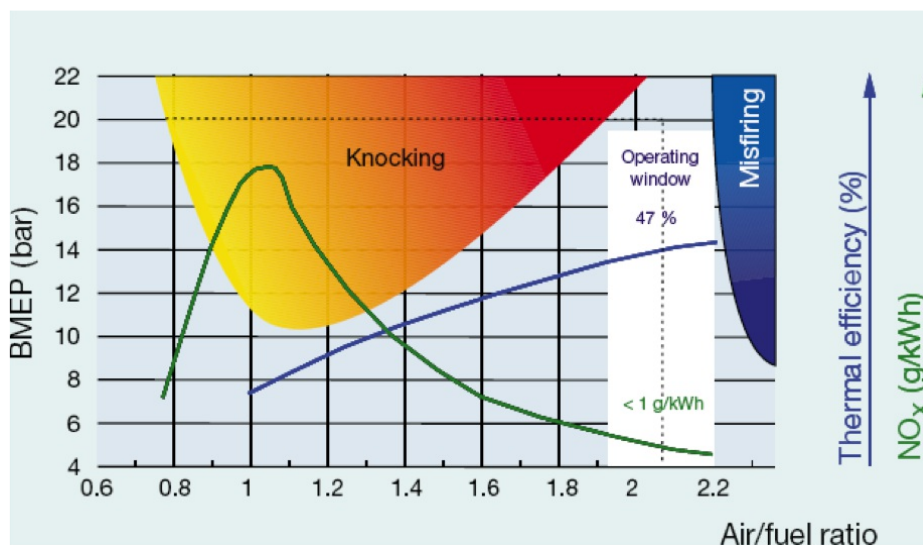
Gassmengden til forkammeret (Pre chamber) blir styrt av en trykkreguleringsventil.

Når trykket i sylindren er lavt, blir gass tilført forkammeret og under kompresjonen blir blandingen komprimert, samtidig som noe luft strømmer inn i forkammeret og blandes med gass slik at blandingen i kammeret blir relativt «rik», noe som er nødvendig for å oppnå en sikker gnisttenning.

En gnist antenner altså blandingen i forkammeret og en kraftig gassflamme blåser deretter ut fra forkammeret og sikrer dermed antenning og fullstendig forbrenning av hoved blandingen i sylindren.

## Luftfaktor og tenningsforhold ved gassdrift

LUFTFAKTOR OG TENNINGSFORHOLD VED GASSDRIFT



\*Copyright: Rolls-Royce 2016 \*

Figuren over viser sammenhengen mellom luftfaktor og tenningsforhold ved gassdrift av «Lean Burn» og «Dual Fuel» motorer.

Vertikalaksen viser effektivt middeltrykk (BMEP) og horisontalaksen luftfaktoren under forbrenningen ( $\lambda_f$ ). (Air/fuel ratio).

Grønn kurve på figuren angir NOx utslipp i g/kWh som funksjon av luftfaktoren ( $\lambda_f$ ). Merk at NOx utslippene er svært lave ved normal full belastning av motoren (luftfaktor  $\lambda_f \approx 2,1$ ).

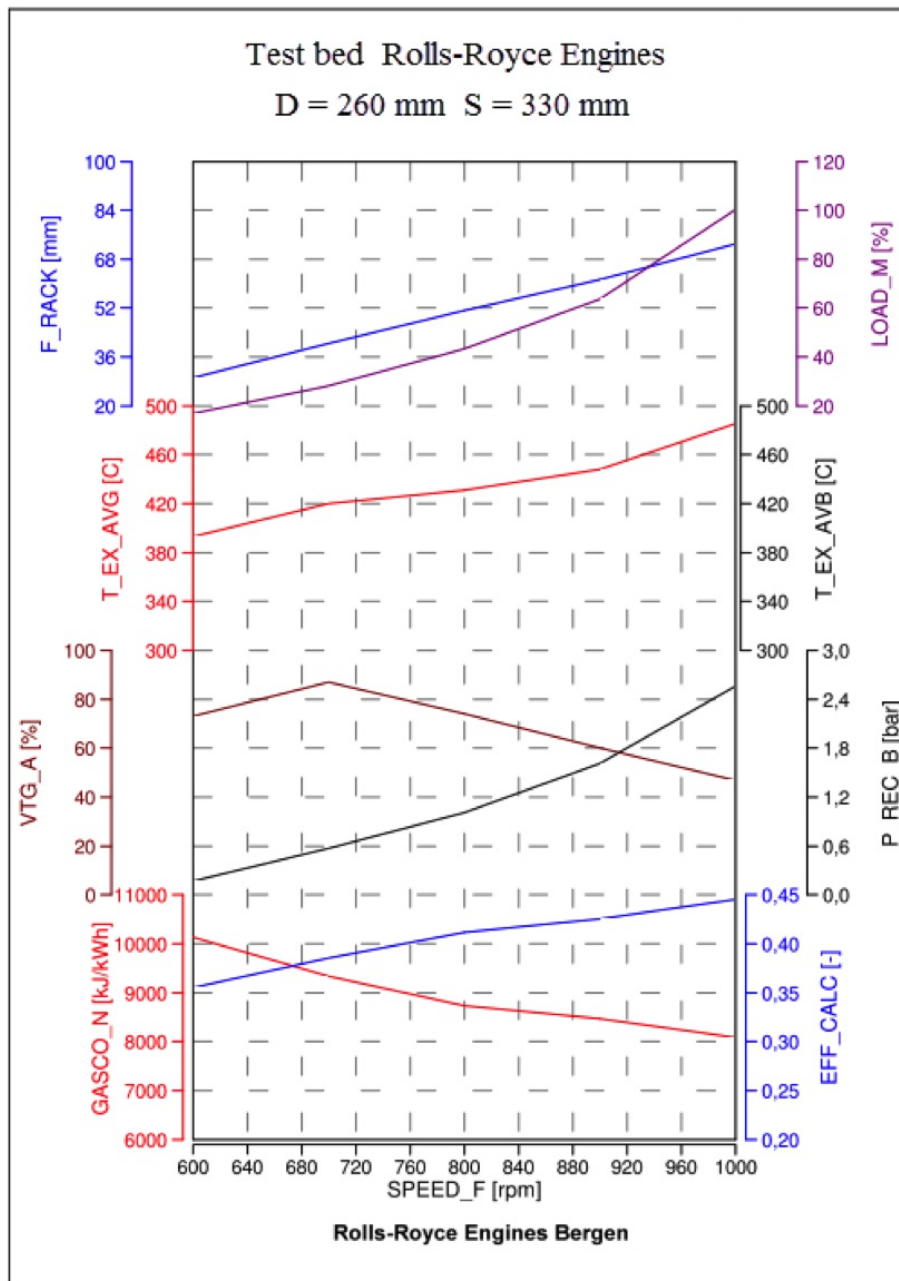
Av figuren ser vi videre at ved det oppstår fare for banking («knocking») dersom  $\lambda_f$  er mindre enn ca. 1,9 og fare for feilttenning når  $\lambda_f$  er større enn ca. 2.2. Det kreves med andre ord presis regulering av luft- og gassmengde for å unngå driftsproblemer.

Blå kurve viser effektiv termisk virkningsgrad, som altså er høyest ved full belastning.

Merk at ovennevnte prinsipp for luftfaktor og tenningsforhold gjelder for både LB og DF motorer ved gassdrift.

## Test-bed Rolls-Royce Engines

Figuren under viser Test-bed data for en RR gassmotor. Som vi ser av figuren, er dataene sammenlignbare med tilsvarende data for dieselmotorer. En typisk forskjell er at effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ ) stiger jevnt fra ca. 0,36 ved 20% belastning til maks 0,45 ved 100%, mens  $\eta_e$  for dieselmotorer normalt har et maksimum ved omkring 80% belastning. Merk ellers at spesifikt forbruk oppgis i kJ/kWh, ofte kalt SEC, se neste avsnitt.



Copyright: Rolls-Royce 2016

## Begrepet Specific Energy Consumption (SEC)

Begrepet SEC (kJ/kWh) blir ofte brukt for å uttrykke spesifikt forbruk for gassmotorer, mens vi for dieselmotorer vanligvis oppgir spesifikt forbruk ( $b_e$ ) i g/MJ eller g/kWh.

En årsak til denne praksisen er i korthet at egenskapene for anvendte gasser varierer sterkt, også under bruk.

Begrepet SEC gir i prinsippet et mål på hvor stor del av tilført varme som utnyttes til nyttig arbeid og er altså praktisk til bruk for gassmotorer.

For å forklare denne sammenhengen mellom begrepene, kan vi ta utgangspunkt i definisjonen av effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ ):

$$\eta_e = \frac{P_e(\text{kW})}{\dot{V}(\text{m}^3/\text{s}) \cdot h(\text{kJ}/\text{m}^3)}$$

I nevneren kan vi forkorte  $\text{m}^3$  og står da igjen med enheten kW/kW.

Vi har videre at:

$$\text{kW} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \text{ og at 1 time} = 3600 \text{ s}$$

Ved å «trikse» litt med enhetene, kan vi da sette opp følgende:

$$\eta_e = \frac{3600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}}\right)}{\text{SEC} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}\right)} \Rightarrow \text{SEC} = \frac{3600}{\eta_e}$$

Vi tar eksempel fra en RR brosjyre, der det er oppgitt:  $\text{SEC} = 8730 \text{ kJ/kWh}$  og  $\eta_e = 41,5 \%$ .

Som altså stemmer med formelen:

$$\eta_e = \frac{3600}{8730} = 0,415$$

Dersom vi kjenner spesifikasjonen for anvendt gass, kan vi selvsagt regne om enheten til for eksempel g/kWh for å sammenligne direkte med andre brennstoffer. (Sløyfes her).

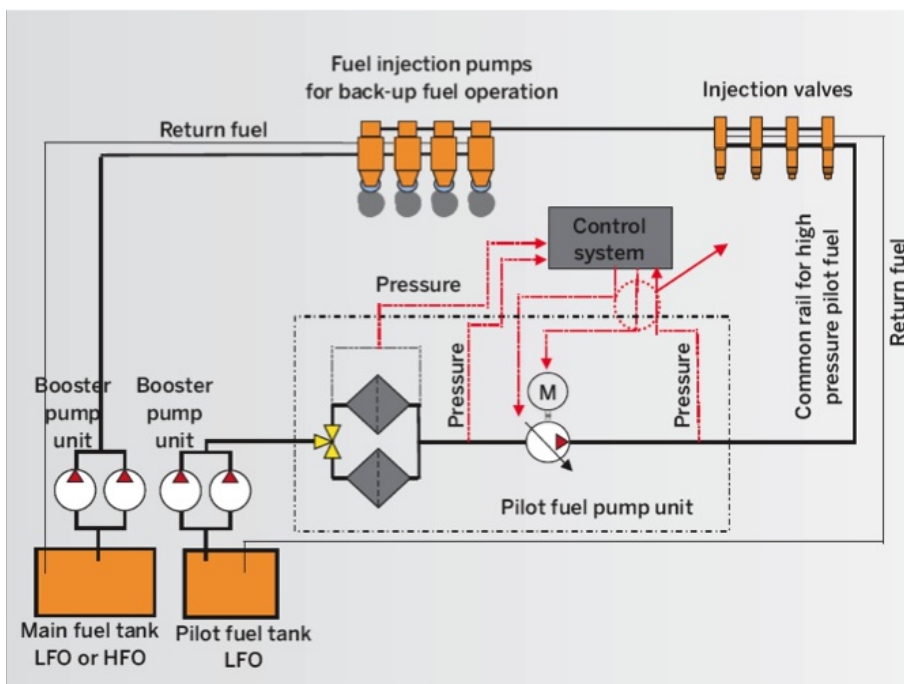
### 3.5.2 Dual Fuel (DF) motorer

Navnet «Dual Fuel» (DF) betyr i prinsippet at motoren kan gå vekselvis på vanlig brennolje (diesel eller tungolje) og på gass, eller en blanding av gass og olje med varierende mengde- forhold.

Ved gassdrift av DF motoren er forbrenningsforholdene som nevnt, de samme som i «Lean Burn» motoren. Ved drift på diesel eller tungolje fungerer DF motoren som en konvensjonell dieselmotor.

#### Brennstoff tilførsel i DF motor

Figuren under viser brennstoffsystemet for en Wärtsilä 50DF motor. Brennstoff til pilot- innsprøyting blir tilført sylindrene via et såkalt «Common Rail» system og mengde olje til hver sylinder blir styrt elektronisk. Innsprøytingstrykket er ca. 900 bar.



Brennoljesystem for Wärtsilä 50DF motor



Brennstoffventil Wärtsilä 50DF motor

Figuren over viser en brennstoff -ventilen for en Wärtsilä 50DF motor.

Den minste dysen leverer pilotolje, mens den største leverer diesel (eller tungolje) ved oljedrift.

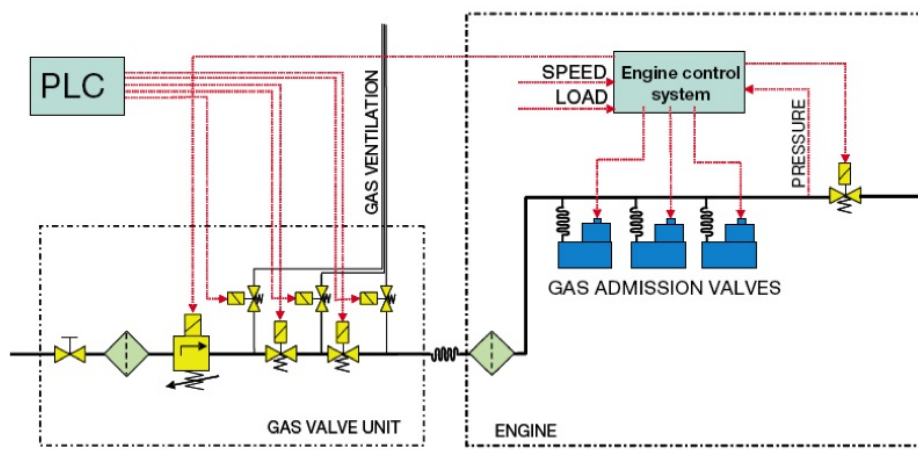
Ved drift på gass utgjør pilotoljen ca. 1 % av forbruket ved fullast.

## Regulering av gass- og lufttilførsel

Figuren under viser system for gass- regulering på Wärtsilä DF motoren. Systemet består av en trykkreguleringsventil, et gassfilter, instrumenter og nødvendige avstengningsventiler.

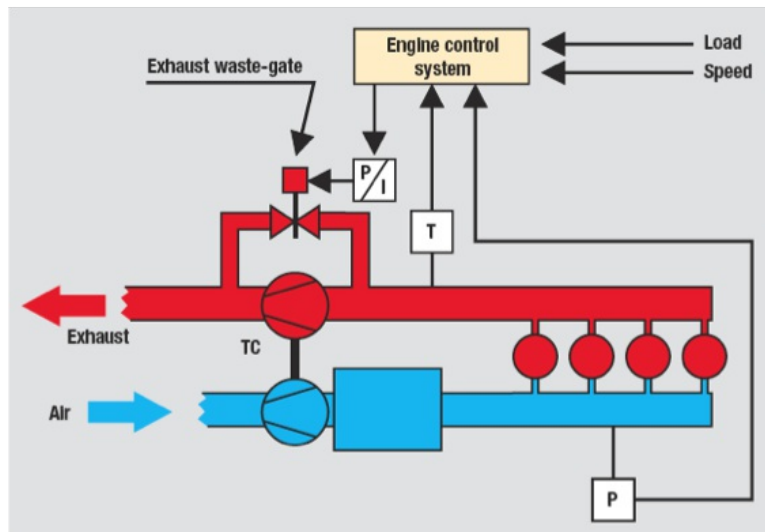
Gasstrykk inn på systemet er i størrelse 5 bar, men dette kan variere med type gass og gassens brennverdi.

På hver sylinder er det montert en elektronisk styrt gass tilførselsventil («GAS ADMISSION VALVES»), som leverer optimal gassmengde til hver sylinder.



Gassregulering for Wärtsilä DF motorer

### Luftregulering Wärtsilä DF motorer



Turboladersystem for Wärtsilä 50DF motor

På Wärtsilä DF motorer blir luft gjennomgangen regulert ved å endre turbolader-turtallet i forhold til behovet, ved at noe avgass blir ført utenom turbinen. Mengde gass som blir ført utenom blir styrt av en P&I reguleringsventil (Exhaust waste-gate), se figur. På denne måten blir luftmengden kontinuerlig tilpasset optimal blanding av luft og gass i sylindere under forbrenningen, innenfor grenseverdier for  $\lambda_f$  mht. til banking og/eller feilttenning.

## 3.6 Effekt- og bunkersbehov ved sjøreiser

For å bestemme nødvendig bunkersmengde for et gitt skip og en gitt reise, er det viktig å ha så gode inngangsdata som mulig, gjerne data fra tidligere reiser. Særlig viktig er det å stipulere effektbehov og spesifikt forbruk ( $b_e$ ).

Effektbehovet blir normalt fastlagt basert på en tidligere reise med samme ned-lasting, eller basert på prøvetursdata, korrigert for endrede ytre forhold, begroning mv.

Spesifikt forbruk bør fortrinnsvis bygge på registrerte data fra målinger om bord.

For å belyse ovennevnte problemstillinger skal vi se på noen eksempler.

### 3.6.1 Regneeksempel - Bunkers- og smøreoljebehov

#### Eksempel 1 - Bunkers- og smøreoljebehov - MAN B&W 5L90MC

Oppgaven gjelder drift av MAN B&W 5L90MC ( $S = 2,9$  m og  $D = 0,9$  m). Vi antar at motoren er installert i et seilende skip med «Fixed Pitch» propell.

Videre er gitt:

- Effektivt spesifikt brennstoffforbruk = 169 g/kWh for  $h = 42700$  kJ/kg
- System- smøreoljeforbruket er 9 kg/syl/døgn
- Sylinderoljeforbruket er 1 g/kWh
- Brennverdi for anvendt bunkers  $h = 40$  MJ/kg
- Akseleffekt fra prøvetur er oppgitt til 16600 kW ved 14,1 knop

Skipet skal foreta en ballastreise på 1000 nautiske mil med fart 12 knop og en lastreise på 3000 nautiske mil med fart 14,1 knop.

Bestem samlet bunkers- og smøreoljeforbruk for reisene.

#### Bunkers for ballastreise (1000 n.mil v/12 knop)

$$\text{Reisetid: } t_B = \frac{1000 \text{ nmil}}{12 \text{ knop}} = 83,3 \text{ timer}$$

Vi beregner akseleffekt for ballastreisen ( $Pe_B$ ) på grunnlag av propellerloven:

Propellerloven for 12 knop gir ny effekt ( $Pe_2$ ):

$$Pe_2 = Pe_1 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^3 = 16600 \cdot \left(\frac{12}{14,1}\right)^3 = 10230 \text{ kW}$$

Da skipet går i ballast er nødvendig akseleffekt mindre enn ved fullast. Reduksjonen settes til 10 %, idet det også tas hensyn til at skroget antas noe begrodd i forhold til prøveturen.

Dette gir følgende effektbehov:

$$Pe_B = 10230 \cdot 0,90 \approx 9200 \text{ kW}$$



Spesifikt brennstoff-forbruk settes lik oppgitt verdi (169 g/kWh), korrigert for lavere brennverdi for anvendt bunkers (h = 40 MJ/kg). Dette gir:

$$be = 169 \text{ g/kWh} \cdot \frac{42,7}{40} \approx 180 \text{ g/kWh}$$

Med 10 % tillegg (sikkerhetskrav) får vi bunkersbehov for ballastreisen ( $B_B$ ):

$$B_B = Pe_B \cdot be_B \cdot t_B \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}$$

$$B_B = 9200(\text{kW}) \cdot 0,180(\text{kg/kWh}) \cdot 83,3(\text{h}) \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} \approx 152 \text{ tonn}$$

For ballastreisen får vi følgende smøreoljeforbruk:

$$\text{Systemolje: } 9 \text{ (kg/syl)} \cdot 5 \text{ syl} \cdot 83,3/24 \approx 156 \text{ kg}$$

$$\text{Sylinderolje: } 0,001(\text{kg/kWh}) \cdot 9200(\text{kW}) \cdot 83,3(\text{h}) \approx 766 \text{ kg}$$

#### **Lastreise (3000 n.mil v/14,1 knop):**

$$\text{Reisetid } t_L = \frac{3000 \text{ n.mil}}{14,1 \text{ knop}} = 212,8 \text{ timer}$$

Akseleffekt for lastreise ( $Pe_L$ ) avrundes opp til 17000 kW, idet vi regner med noe økt skrogrmotstand pga. begroing etc.

Med 10 % sikkerhetsmargin får vi bunkersforbruk for lastreisen:

$$B_L = Pe_L \cdot be_L \cdot t_L \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} = 17\,000 \text{ kW} \cdot 0,180 \text{ kg/kWh} \cdot 212,8 \text{ h} \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} \approx 716 \text{ tonn}$$

Smøreoljeforbruk - lastreise:

$$\text{Systemolje: } 9 \text{ kg/syl} \cdot 5 \text{ syl} \cdot 212,8/24 \approx 400 \text{ kg}$$

$$\text{Sylinderolje: } 0,001 \text{ kg/kWh} \cdot 17\,000 \text{ kW} \cdot 212,8 \text{ h} \approx 3620 \text{ kg}$$

Velger å se bort fra forbruk til hjelpekjel.

#### **Samlet forbruk av bunkers og smøreolje blir:**

$$\text{Bunkers: } 152 \text{ tonn} + 716 \text{ tonn} = \mathbf{872 \text{ tonn}}$$

$$\text{Systemolje: } 156 \text{ kg} + 400 \text{ kg} = \mathbf{556 \text{ kg}}$$

$$\text{Sylinderolje: } 766 \text{ kg} + 3620 \text{ kg} = \mathbf{4386 \text{ kg}}$$

Resultat av beregningen må selvsagt koordineres med beholdning før avreise.

## **Eksempel 2 - Bunkers- og smøreoljebehov - MT Millennium**

MT "Millennium" skal bunkre og deretter foreta følgende reiser: Ballastreise på 4000 n. mil med 12 knops fart og deretter en lastreise på 6000 n. mil med 14,7 knops fart.

Akseleffekt fra prøvetur er oppgitt til 22570 kW ved 15,4 knop (79,6 rpm).

Smøreoljeforbruk er oppgitt til:

Systemolje: 9 kg/syl. per 24 h og sylinderoilje: 1 g/kWh

Beholdning av bunkers, diesel og smøreolje ved ankomst bunkershavn:

Bunkers	500 m<sup>3</sup>
Diesel	500 m<sup>3</sup>
Syl. olje	50 m<sup>3</sup>
Systemolje	60 m<sup>3</sup>

Bestem/vurder bestilling av nødvendig bunkers, diesel og smøreolje for hele reisen.

### Ballastreise (4000 n.mil v/12 knop)

$$\text{Reisetid: } t_B = \frac{4000 \text{ mil}}{12 \text{ knop}} = 333,3 \text{ timer}$$

Akseleffekt for ballastreise ( $P_{eB}$ ) beregner vi på grunnlag av effekt på prøveturen og bruk av propellerloven.

For 12 knop får vi ny effekt ( $P_{e2}$ ):

$$P_{e2} = P_{e1} \cdot \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^3 = 22570 \cdot \left( \frac{12}{15,4} \right)^3 = 10680 \text{ kW}$$

Da skipet går i ballast er nødvendig akseleffekt mindre enn ved prøveturen, der skipet var fullastet. Reduksjonen setter vi til 10 %, idet vi også tar hensyn til at skroget nå må antas noe begrodd i forhold til prøveturen. Dette gir:

$$P_e = 10680 \cdot 0,90 \approx 9600 \text{ kW}$$

Spesifikt brennstoff-forbruk velger vi lik motorfabrikkens oppgitte verdi, korrigert for antatt lavere brennverdi for anvendt bunkers, dvs. vi setter  $h = 40 \text{ MJ/kg}$  og får:

$$b_e = 164,5 \text{ g/kWh} \cdot \frac{42,7}{40} \approx 176 \text{ g/kWh}$$

Denne verdien avrundes opp til 180 g/kWh, idet vi tar hensyn til at normal slitasje og beleggdannelse over tid har ført til økt spesifikt brennstoff-forbruk.

Med 10 % sikkerhetsmargin får vi bunkersbehovet for ballastreisen ( $B_B$ ):

$$B_B = P_{eB} \cdot b_{eB} \cdot t_B \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}$$

$$B_B = 9600(\text{kW}) \cdot 0,180(\text{kg/kWh}) \cdot 333,3(\text{h}) \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} \approx 635 \text{ tonn}$$

Smøreoljeforbruk for ballastreisen:

Systemolje:  $9(\text{kg/syl}) \cdot 7(\text{syl}) \cdot 333/24 \approx 875 \text{ kg}$

Sylinderolje:  $0,001(\text{kg/kWh}) \cdot 9600(\text{kW}) \cdot 333,3(\text{h}) \approx 3200 \text{ kg}$

### Lastreise (6000 n.mil v/14,7 knop)

$$\text{Reisetid } t_L = \frac{6000 \text{ mil}}{14,7 \text{ knop}} = 408,2 \text{ timer}$$

Akseleffekt for lastreise ( $P_e$ ) bestemmer vi på grunnlag av effekt på prøvetur og bruk av propeller loven:

$$P_e = 22570 \cdot \left(\frac{14,7}{15,4}\right)^3 = 19630 \text{ kW}$$

Beregnet akseleffekt avrundes opp til  $P_{eL} = 20\,000 \text{ kW}$ , idet vi regner med noe økt skrogmotstand pga. begroing.

Med 10 % sikkerhetsmargin får vi bunkersforbruk på lastreisen:

$$B_L = P_{eL} \cdot be_L \cdot t_L \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} = 20\,000 \text{ kW} \cdot 0,180 \text{ kg/kWh} \cdot 408,2 \text{ h} \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} \approx 1620 \text{ tonn}$$

Smøreoljeforbruk - lastreise:

Systemolje:  $9 \text{ kg/cyl} \cdot 7 \text{ syl} \cdot 408,2/24 \approx 1070 \text{ kg}$

Sylinderolje:  $0,001 \text{ kg/kWh} \cdot 20\,000 \text{ kW} \cdot 408,2 \text{ h} \approx 8160 \text{ kg}$

### Oljeforbruk - hjelpekjeler

Brennoljeforbruk på hjelpekjeler for lossing av lasten og "cowing" anslås til ca. 60 tonn. Videre må vi ta høyde for noe bruk av kjelen på ballastreisen, anslås til maks 40 tonn. Totalt forbruk på kjelen blir da ca. 100 tonn. Samlet forbruk av bunkers og smøreolje for hele reisen blir:

Bunkers:  $635 \text{ t} + 100 \text{ t} + 1620 \text{ t} = 2355 \text{ tonn}$

Systemolje:  $875 \text{ kg} + 1070 \text{ kg} = 1945 \text{ kg} (\approx 2,5 \text{ m}^3)$

Sylinderolje:  $3200 \text{ kg} + 8160 \text{ kg} = 11360 \text{ kg} (\approx 14 \text{ m}^3)$

Beholdning om bord er  $500 \text{ m}^3$  (ca. 495 t) bunkers,  $50 \text{ m}^3$  sylinderolje og  $60 \text{ m}^3$  systemolje

### Bestilling av bunkersolje:

Beregnet forbruk (2355 t) minus beholdning (495 t) gir flg. bestilling av bunkersolje:

$$2355 \text{ t} - 495 \text{ t} = 1860 \text{ tonn (bestilles)}$$

### Bestilling av smøreolje

Beregnet systemoljeforbruk er ca.  $2,5 \text{ m}^3$  og beholdningen er  $60 \text{ m}^3$ . Det er derfor ikke nødvendig å bestille systemolje for reisen.

Beregnet sylinderoilforbruk er ca. 14 m<sup>3</sup> og beholdningen er 50 m<sup>3</sup>. Det er derfor heller ikke nødvendig å bestille sylinderoil for reisen.

### Eksempel 3 - Kontroll av brennstoff-forbruk - MT Millennium

MT Millennium er på reise og vi skal foreta en kontroll av hovedmotorens effektive spesifikke brennoilforbruk. Følgende avlesninger er oppgitt:

```
| ENVIRONMENT AND SPEED | | | | | | |
| :- | :- | :- | :- |
| Barometric pressure | : | 1012 | mbar |
| Draught fore | : | 20.0 | m | Draught aft | : | 20.1 m |
| Log speed | : | 15.07 | knop | Obs. speed | : | 15.1 knop |
| Wind velocity | : | 2 | m/s | Wind angle | : | 35 (0 front, 90 SB) |
| Wave height | : | 0.50 | m | Wave angle | : | 35 (180 aft, 270 PS) |
```

Hovedmotorens turtall er 78 rpm

Olje urets avlesning ved prøvens start	25640 liter
Olje urets avlesning ved prøvens slutt	31320 liter
Brennoilens tetthet ved 15 °C	989 kg/m <sup>3</sup>
Brennoilens brennverdi	40900 kJ/kg
Brennoilens volumutvidelseskoeffisient	0,00065 K <sup>-1</sup>
Prøvens varighet	90 minutter
Oljeuret er plassert etter lavtrykks for-pumpe og temperaturen er 83°C	

?

#### OPPGAVE:

Kontroller om effektivt spesifikk brennoilforbruket er i samsvar med motorfabrikantens oppgitte forbruk.

Alle ytre forhold som ned-lastning, vær og vind mv. er lik prøvetursforholdene. Akseleffekten under prøven kan derfor tas fra prøveturskurven v/78 rpm:

Akseleffekt  $P_e = 21100$  kW og prøvens varighet er 90 minutter = 5400 s.

Brennoilforbruk fra måleutrustning:

slutt:	31 320 liter
Start:	– 25 640 liter
Forbruk: =	5 680 liter

Korrigert brennoil tetthet:

$$= \frac{\rho_1}{1 + \gamma \cdot \nabla t} = \frac{989(\text{kg/m}^3)}{1 + 0,00065 \cdot (83 - 15)} = 947,14 \text{ kg/m}^3$$

Beregner brennoilforbruk under prøven i g/s:

$$\dot{m}_B = \frac{5,68(\text{m}^3) \cdot 947,14(\text{kg/m}^3) \cdot 10^3(\text{g/kg})}{5400(\text{s})} = 996,25 \text{ g/s}$$

Målt effektivt spesifikt brennstoffforbruk ( $b_e$ ):

$$b_e = \frac{m_B(\text{g/s})}{P_e(\text{MW})} = \frac{996,25}{21,1} = 47,2 \text{ g/MJ}$$

For å kunne sammenligne målt forbruk med motorfabrikkens oppgitte forbruk må vi korrigere for endret brennverdi. Det er da vanlig praksis å forutsette at  $\eta_e$  er konstant. Vi får da følgende sammenheng:

$$\eta_e = \frac{1}{b_e \cdot h} = \text{konstant} \Rightarrow b_{e1} \cdot h_1 = b_{e2} \cdot h_2$$

Beregner korrigert effektivt spesifikt forbruk:

$$b_{e2} = b_e \cdot \frac{h_1}{h_2} = 47,2 \cdot \frac{40900}{42707} = 45,2 \text{ g/MJ}$$

Omregning av oppgitt forbruk:  $\frac{164,5(\text{g/kWh})}{3,6} = 45,69 \text{ g/MJ}$

Målt effektivt spesifikt forbruk (45,2 g/MJ) er altså lavere enn motorfabrikkens garanterte forbruk på 164,5 g/kWh = 45,7 g/MJ.

Ved å avlese effektivt spesifikt forbruk ( $b_e$ ) fra "testbed" kurven ved samme effekt som for prøven ( $P_e = 21,1$  MW) får vi:

$b_e = 119 \text{ g/BHP} = 44,9 \text{ g/MJ}$ , som er ubetydelig lavere enn det målte forbruket.



## KONKLUSJON

Konklusjonen blir at oppgitt effektivt spesifikt brennstoff-forbruk er OK.

[9]: I "gamle dager" hadde chiefen ofte tegnet opp slike kurver i sin notisbok.

# 4 Damp turbinanlegg

## 4.1 Teoretisk grunnlag

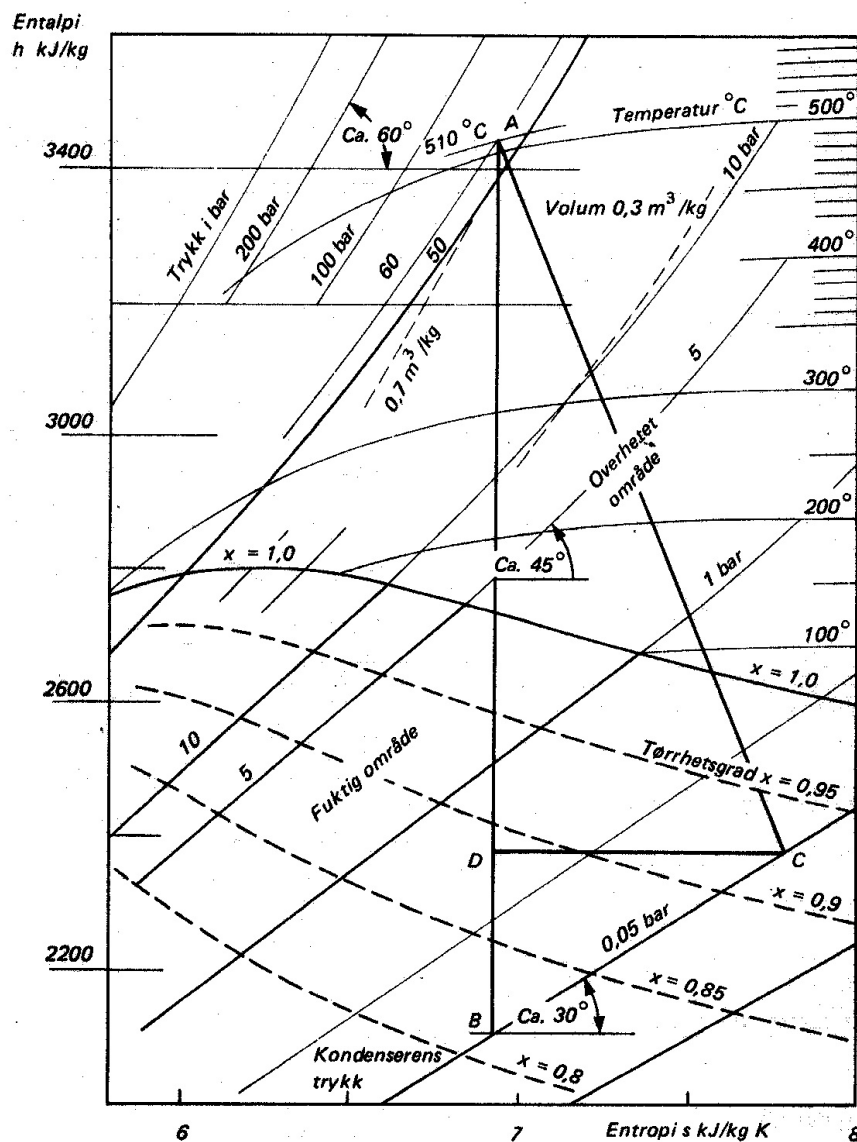
### Mollier diagram (entalpi/entropi)

Ved studie av dampprosesser bruker vi såkalte Mollier diagram for vanndamp som hjelpemiddel. Figuren under viser et forenklet Mollier diagram for vanndamp.

Diagrammet har entropi (s) i kJ/kgK som horisontal akse og entalpi (h) i kJ/kg som vertikal akse.

Omtrent midt på diagrammet finner vi en markert skillelinje, tørrmettet damp-linjen, med tørrhetsgrad  $x = 1$  ( $x$  = antall kg tørr damp per kg damp).

Alle punkt over tørrmettet damp-linjen ( $x = 1$ ) angir overhetet damp (oh), mens alle punkt under linjen angir "fuktige" damptilstander, der  $x$  er mindre enn 1.



### Bruk av Mollier diagrammet

Vi ser på bruken av Mollier diagrammet med et eksempel. Vi forutsetter at damp av tilstand 60 bar og 510°C (pkt. A), ekspanderer i en turbin til mottrykk i kondensør på 0,05 bar.

For en bestemt damptilstand kan vi avlese dampens entalpi i kJ/kg og spesifikt volum i m<sup>3</sup>/kg i Mollier diagrammet. I vårt eksempel tilsvarer dette punkt (A).

Av Mollier diagrammet kan vi nå finne hvor stor del av dampens entalpi (energipotensiale) som teoretisk kan omformes til arbeid. Vertikal avstand fra tilstand (A) til mottrykket utgjør teoretisk (isentropisk) ekspansjonsarbeid i kJ/kg.

Ved å trekke en vertikal linje fra begynnelsestilstanden i punkt A (damptilstand før turbin) ned til mottrykkslinjen (0,05 bar) og måle eller beregne «avstanden», finner vi altså teoretisk entalpifall gjennom turbinen i kJ/kg, dvs. hvor mange kj vi teoretisk kan utnytte til arbeid per kg damp.

I tilstand (A) (60 bar og 510°C) avleser vi  $h_A = 3440$  kJ/kg.

En vertikal linje til skjæring med 0,05 bar gir tilstand (B), der vi avleser  $h_B = 2100$  kJ/kg.

Teoretisk (isentropisk) entalpifall blir altså:

$$\Delta h_{is} = 3440 - 2100 = 1340 \text{ kJ/kg.}$$

Tørrhetsgraden i B avleser vi til ca. 0,82 dvs. dampens fuktighet i utløpet er ca. 18%.

I praksis vil dampen under ekspansjonen følge en skrå linje (mot økende entropi) og strømme ut av turbinen med tørrhetsgrad omkring 0,9 - 0,92.

For tilstanden 0,05 bar og  $x = 0,923$  avleser vi entalpien  $h_c = 2375$  kJ/kg.

Virkelig entalpifall blir:

$$\Delta h = 3440 - 2375 = 1065 \text{ kJ/kg}$$

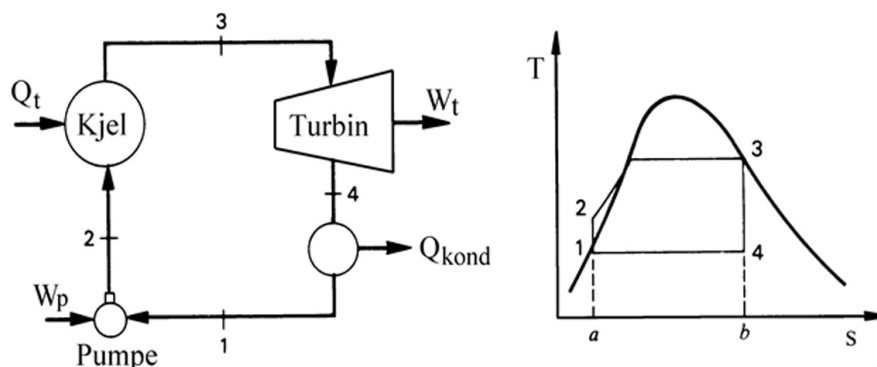
Vi kan nå beregne turbinens indre virkningsgrad:

$$\eta_i = \frac{\text{Virkelig entalpifall}}{\text{Teoretisk entalpifall}} = \frac{1065}{1340} \approx 0,8$$

Dette viser at vi får utnyttet ca. 80% av teoretisk entalpifall. Merk imidlertid at de resterende 20 % ikke forsvinner, men finnes igjen som «tap» i kondenser.

### 4.1.1 Rankine prosessen

Rankineprosessen er idealprosess for dampturbinlegg. Figuren under viser et dampanlegg skjematisk, samt et Ts-diagram for prosessen



Rankineprosessen er definert ved følgende delprosesser:

- 1 - 2: Isentrop kompresjon (i fødepumpen).
- 2 - 3: Varme tilført ved konstant trykk (i kjel).
- 3 - 4: Isentropisk ekspansjon (i turbin).
- 4 - 1: Varme bortført ved konstant trykk (i kondenser).

Varme tilført fra (2) til (3) kan i prinsippet komme fra forbrenning av brennstoff (kull/olje), fra solenergi, eller fra en atomreaktor.

Varme tilført i kjelen utgjør arealet: (2 - 3 - b - a - 2) i Ts-diagrammet, og varme bortført i kondenser utgjør arealet: (1 - 4 - b - a - 1).

For delprosessene får vi følgende energioverføring:



- 1 - 2: Tilført pumpearbeid (isokor):  $w_p = v(m^3/kg) \cdot (p_2 - p_1)(kPa)$  (kJ/kg)
- 2 - 3: Isobar varmetilførsel i kjel:  $q_t = h_3 - h_2$  ( $p_3 = p_2$ ) (kJ/kg)
- 3 - 4: Turbinarbeid (isentropisk):  $w_t = h_3 - h_4$  ( $s_3 = s_4$ ) (kJ/kg)
- 3 - 4: Kondenser varme (isobar):  $q_k = h_4 - h_1$  ( $p_4 = p_1$ ) (kJ/kg)

Merk at vi innfører begrepet teknisk arbeid ( $w_t$ ) i slike beregninger, dette fordi vi her betrakter en strømningsmaskin.

## Termisk virkningsgrad - Rankineprosessen

For en tapsfri kretsprosess er netto arbeid lik netto tilført varme. Termisk virkningsgrad for Rankine prosessen kan vi derfor uttrykke ved:

$$\eta_t = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{W_t}{Q_t}$$

$Q_t$  = tilført varme (kJ)

$Q_b$  = bortført varme (kJ)

$W_t$  = netto nyttig (teknisk) arbeid (kJ)

### Eksempel - Termisk virkningsgrad - Rankineprosess

Bestem termisk virkningsgrad for en Rankine prosess der damp fra kjelen er tørrmettet med trykk 30 bar og kondensertrykket er 1 bar.

Vi bestemmer først turbin- og pumpearbeid:

Fra mollier diagrammet:

$$h_3 = 2804,2 \text{ kJ/kg} , h_1 = 417,5 \text{ kJ/kg} , h_4 = 2238 \text{ kJ/kg}$$

Pumpearbeid ( $w_p$ ):

$$w_p = v \cdot (p_2 - p_1) = 1,04 \cdot 10^{-3}(m^3/kg) \cdot (3000 - 100)(kPa) = 3 \text{ kJ/kg}$$

Turbinarbeid ( $w_t$ ):

$$w_t = h_3 - h_4 = 2804,2 - 2238 = 566,2 \text{ kJ/kg}$$

Tilført varme i kjel ( $q_t$ ):

$$q_t = h_3 - h_2 = 2804,2 - 420,5 \approx 2384 \text{ kJ/kg}$$

Anleggets termiske virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

$$\eta_t = \frac{w_t - w_p}{q_t} = \frac{566 - 3}{2384} = 0,236$$

Denne virkningsgraden er relativt lav, men den kan forbedres ved ulike tiltak. I det følgende skal vi se på noen slike tiltak.

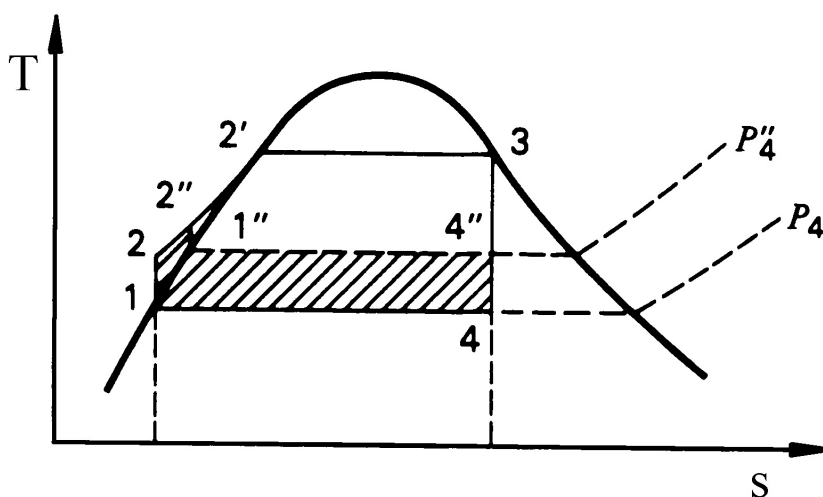
## 4.1.2 Forbedring av termisk virkningsgrad

Rankineprosessens termiske virkningsgrad kan forbedres ved følgende tiltak:

- Senke trykket etter turbin, lavere kondensertrykk.
- Øke trykk og temperatur før innløp turbin.
- Gjenvarming av damp etter ekspansjonen.
- Forvarming av fødevannet.

### Redusert kondensertrykk

Ved å redusere kondensertrykket oppnår vi at bortført varme avtar og dermed øker den termiske virkningsgraden. Dette er illustrert i figuren under.



Skravert flate gir et mål på reduksjonen av bortført varme når mottrykket senkes fra  $p_4''$  til  $p_4$ . Men dette arealet gir også et mål på økning av netto- arbeidet for prosessen.

Økning av tilført varme er ubetydelig og utgjør arealet under kurven 2 - 2''.

Alt i alt øker altså termisk virkningsgrad.

Virkning av redusert kondensertrykk

### Eksempel - Redusert kondensertrykk

Vi tar for oss rankineprosessen fra foregående eksempel, men med kondensertrykk på 0,1 bar.

$$h_3 = 2804,2 \text{ kJ/kg}, h_1 = 191,8 \text{ kJ/kg}, h_4 = 1958,3 \text{ kJ/kg}$$

*Pumpearbeid*

$$w_p = v \cdot (p_2 - p_1) = 1,01 \cdot 29,9 \cdot 10^{-1} = 3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 191,8 + 3 = 194,8 \text{ kJ/kg}$$

*Turbinarbeid*

$$w_t = h_3 - h_4 = 2804,2 - 1958,3 = 845,9 \text{ kJ/kg}$$

*Tilført varme*

$$q_t = h_3 - h_2 = 2804,2 - 194,8 = 2609,4 \text{ kJ/kg}$$

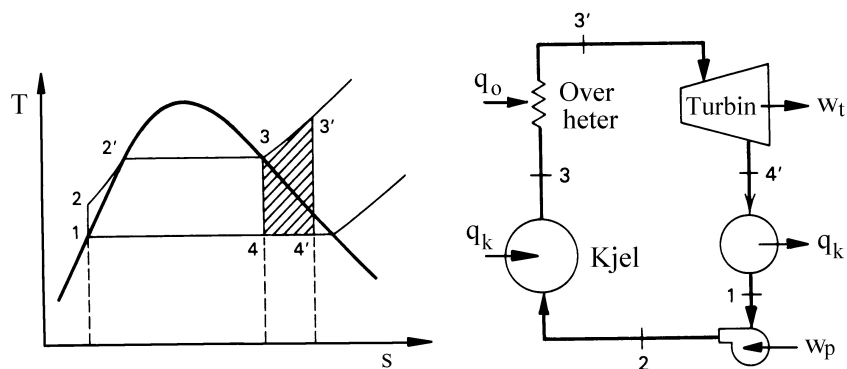
*Termisk virkningsgrad:*

$$\eta_t = \frac{845,9 - 3}{2609,4} = 0,322$$

Sammenlignet med foregående eksempel er termisk virkningsgrad nå økt fra 0,236 til 0,322 og turbinarbeidet er økt fra 565,8 til 845,9 kJ/kg. Dette er oppnådd ved å senke kondensertrykket fra 1 til 0,1 bar. En uheldig virkning av dette er imidlertid at dampfuktigheten gjennom turbinen øker, noe som kan medføre redusert turbinvirkningsgrad og fare for skade på turbinskovlene.

### Overheting av dampen

En annen måte å øke termisk virkningsgrad på er å overhete dampen ved å tilføre varme etter at dampen har forlatt kjelen. Dermed oppnår vi at gjennomsnittlig temperaturnivå for varme- tilførselen blir hevet, samtidig som fuktigheten gjennom turbinen blir redusert. (I praksis søker vi å begrense fuktigheten til omkring 10 %).



*Overheting av damp*

I figuren under er vist skisse av et damp anlegg med overheting av dampen, samt et Ts-diagram for kretsprosessen. Skravert flate tilsvarer økningen av turbinarbeidet.

### Eksempel - Overheting av dampen

Vi ser på Rankineprosessen fra foregående eksempel, men nå med overheting av dampen. Tilstanden inn på turbin er 30 bar og 500°C, med kondensertrykk på 0,1 bar. Pumpearbeidet blir her det samme som i foregående eksempel: ( $w_p = 3 \text{ kJ/kg}$  og  $h_2 = 194,8 \text{ kJ/kg}$ ).

Entalpi, innløp turbin:  $h'_3 = 3456,5 \text{ kJ/kg}$   
 Tilført varme:  $q_t = h'_3 - h_2 = 3456,5 - 194,8 = 3261,7 \text{ kJ/kg}$   
 Turbinarbeid:  $w_t = h'_3 - h'_4 = 3456,5 - 2292,7 = 1163,8 \text{ kJ/kg}$

Dette gir termisk virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

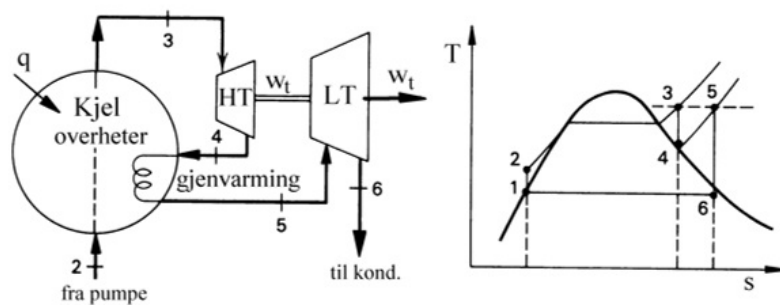
$$\eta_t = \frac{1163,8 - 3}{3261,7} = 0,356$$

Ved å overhete dampen oppnår vi altså at termisk virkningsgrad øker fra 31,4% uten overheting til 35,6% med overheting. I tillegg oppnår vi som nevnt, at dampfuktigheten gjennom turbinen avtar, noe som bidrar til økt turbinvirkningsgrad og redusert fare for skade på turbinskivlene.

### Gjenvarming av dampen

Ved gjenvarming lar vi dampen ekspandere i to trinn, først i en høytrykksturbin (HT) til et passende mellomtrykk, deretter blir dampen varmet opp på nytt, for til slutt å ekspandere til kondensertrykket i en lavtrykksturbin (LT).

Figuren under viser et dampanlegg med gjenvarming skjematisk, samt et Ts-diagram for prosessen.



Turbinanlegg med gjenvarming av dampen

### Eksempel - Gjenvarming

I et dampanlegg er damptilstanden inn på HT turbinen 30 bar og 500°C. Etter ekspansjon til 5 bar gjenvarmes dampen til 500°C for så å ekspandere til et kondensertrykk på 0,1 bar i en LT turbin.

Data tas fra foregående eksempel.

$$h_1 = 191,8 \text{ kJ/kg}, h_2 = 194,8 \text{ kJ/kg}, h_3 = 3456,5 \text{ kJ/kg}, h_6 = 2565,5 \text{ kJ/kg}, w_p = 3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Tilført varme i kjel, oh: } q_k = h_3 - h_2 = 3456,5 - 194,8 = 3261,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Gjenvarming: } q_{gj} = h_5 - h_4 = 3483,9 - 2941,6 = 542,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{HT turbin: } w_{t \text{ HT}} = h_3 - h_4 = 3456,5 - 2941,6 = 514,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{LT turbin: } w_{t \text{ LT}} = h_5 - h_6 = 3483,9 - 2565,5 = 918,4 \text{ kJ/kg}$$

Termisk virkningsgrad:

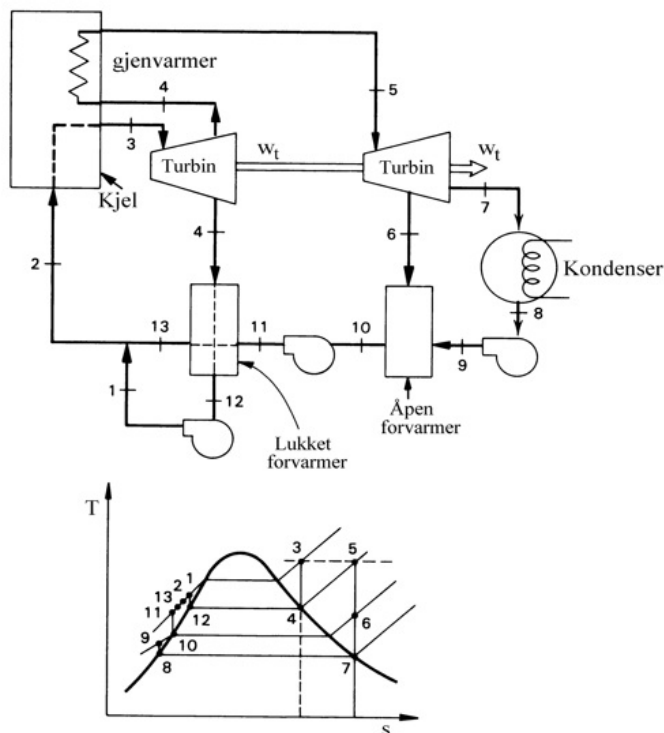
$$\eta_t = \frac{514,9 + 918,4 - 3}{3261,7 + 542,3} = 0,376$$

Gjenvarming har altså liten innvirkning på termisk virkningsgrad (ca. 2 %). Men dampens tørrhetsgrad ved avløp er økt fra ca. 87,8 til 99,2 % (ikke vist på figur). Dette minsker faren for skovliskader og bidrar dessuten til høyere turbinvirkningsgrad.

### Fødevannsforvarming

Ved å tappe av damp og forvarme fødevannet reduseres nødvendig tilført varme i kjelen og dermed øker den termiske virkningsgraden.

Figuren under viser et forenklet dampanlegg med en åpen og en lukket fødevanns forvarmer, samt et Ts-diagram av prosessen.



Dampanlegg med åpen og lukket forvarmer

### Eksempel - Fødevannsforvarming og gjenvarming

I et damp anlegg som vist i figuren over blir HT turbinen tilført damp av 30 bar og 500°C og kondensertrykket er 0,1 bar.

Damp med trykk 10 bar blir tappet fra HT-turbinen til en lukket fødevannsforvarmer og damp med trykk 5 bar tappes til den åpne forvarmeren.

Kondensat fra den lukkede forvarmeren pumpes til 30 bar og føres sammen med fødevannet etter den lukkede forvarmeren. Dampen fra HT-turbinen gjenvarmes til 500°C.

Med henvisning til figur på foregående side får vi:  $p_3 = 30 \text{ bar}$ ,  $t_3 = 500^\circ\text{C}$ ,  $h_3 = 3456,5 \text{ kJ/kg}$ ,  $p_8 = 0,1 \text{ bar}$  og  $h_8 = 191,8 \text{ kJ/kg}$ .

$$\text{Pumpearbeid (8 - 9): } w_p = 1,01 \cdot 4,9 \cdot 10^{-1} = 0,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpi etter pumpe: } h_9 = 191,8 + 0,5 = 192,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{I pkt. 10 har vi mettet væske ved 5 bar: } h_{10} = 640,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Pumpearbeid (10 - 11): } w_p = 1,09 \cdot 25 \cdot 10^{-1} = 2,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpi etter pumpe: } h_{11} = 640,2 + 2,7 = 642,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned}
p_4 &= 10 \text{ bar } h_4 = 3116,9 \text{ kJ/kg} \\
p_5 &= 10 \text{ bar } h_5 = 3478,5 \text{ kJ/kg} \\
p_6 &= 5 \text{ bar } h_6 = 3251,3 \text{ kJ/kg} \\
p_7 &= 0,1 \text{ bar } h_7 = 2460,9 \text{ kJ/kg} \\
p_{12} &= 10 \text{ bar (væske) } h_{12} = 762,8 \text{ kJ/kg} \\
p_{13} &= 30 \text{ bar } h_{13} = 765 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}$$

$$\text{Pumpearbeid (12 - 1): } w_p = 1,13 \cdot 20 \cdot 10^{-1} = 2,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpi etter pumpe: } h_1 = 762,8 + 2,3 = 765,1 \text{ kJ/kg}$$

Vi har nå bestemt alle tilstandsstørrelser unntatt tilstand 2. Normalt blir denne bestemt ved hjelp av en energi- og massebalanse. I vårt eksempel forenkler vi dette ved å innføre følgende tappeandeler: Ved (4):  $y_4 = 0,05$  og ved (6):  $y_6 = 0,14$ . Videre setter vi det totale pumpearbeid til  $w_p = 3,1 \text{ kJ/kg}$ . Dette gir spesifikt turbinarbeid:

$$w_t = (h_3 - h_4) + (1 - y_4)(h_5 - h_6) + (1 - y_4 - y_6)(h_6 - h_7) = 3456,5 - 3116,9 + 0,95(3478,5 - 3251,3) + 0,81(3251,3 - 2460,9)$$

$$w_t = 1197 \text{ kJ/kg}$$

Tilført varme ( $q_t$ ):

$$q_t = h_3 - h_2 + (1 - y_4)(h_5 - h_4) = 3456,5 - 765 + 0,95(3478,5 - 3116,9) = 3035,3 \text{ kJ/kg.}$$

Termisk virkningsgrad:

$$\eta_t = \frac{1197 - 3,1}{3035,3} = 0,393$$

Med 2 tappinger øker altså termisk virkningsgrad fra 37,5% til 39,3%, dvs. ca. 2% økning. På moderne turbinanlegg anvendes flere enn 2 tappinger, men det vil likevel være en øvre grense for antall tappinger, blant annet fordi flere tappinger nødvendigvis medfører mer kompliserte og kostbare anlegg.

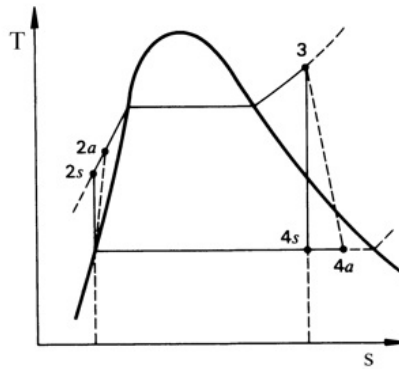
På skipsanlegg blir det brukt inntil 5 tappinger, mens store landanlegg ofte har flere.

## Irreversible tap

I virkelige maskiner vil det alltid forekomme irreversible tap i form av friksjon mellom arbeids mediet og gods samt virvler og andre tap, som alt i alt medfører at turbinarbeidet blir mindre og pumpearbeidet blir større enn det isentropiske arbeidet.

Figuren under viser turbin- og pumpeprosessen i et Ts-diagram. De irreversible (indre) tapene i turbin og pumpe uttrykkes ved den indre-, også kalt isentropisk virkningsgrad.

*Turbinens indre virkningsgrad:*



Irreversible tap

Pumpens indre virkningsgrad:

$$\eta_{ip} = \frac{w_{isen}}{w_{virk}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$w_{virk}$  = virkelig arbeid (kJ/kg)

$w_{isen}$  = teoretisk arbeid (kJ/kg)

### Eksempel - Ekspansjon i turbin

Gitt en dampturbinprosess med friskdamptilstand 80 bar og 560°C. Kondensertrykket er 0,04 bar. Turbinens indre (isentropiske) virkningsgrad er 0,8. Bestem teoretisk og virkelig entalpifall gjennom turbinen.

Av mollier diagram avleses:

Entalpi før turbin (80 bar, 560 °C):  $h_1 = 3540$  kJ/kg

Entalpi i kondenser (Isentrop ekspansjon):  $h_{2s} = 2060$  kJ/kg

Teoretisk entalpifall ( $\Delta h_{is}$ ):

$$\Delta h_{is} = (h_1 - h_{2s}) = 3540 - 2060 = 1480 \text{ kJ/kg}$$

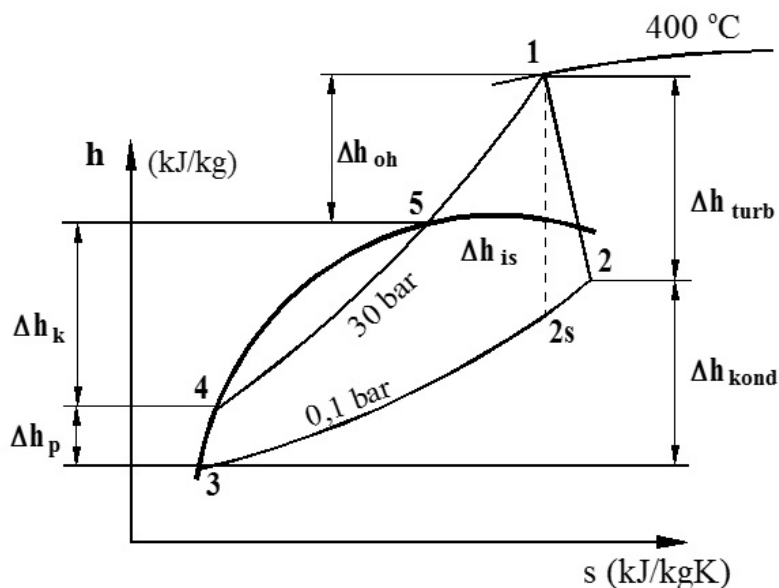
Virkelig entalpifall ( $\Delta h$ ):

$$\Delta h = \eta_{is} \cdot \Delta h_{is} = 0,8 \cdot 1480 = 1184 \text{ kJ/kg}$$

### Eksempel - Varmekraftanlegg beregning

Et varmekraftanlegg produserer 10 tonn/time overhettete damp av 30 bar og 400°C. Dampen ekspanderer i en turbin med indre virkningsgrad = 0,8 til kondensertrykk 0,1 bar, der dampen kondenseres til vann, som igjen mates inn på kjelen.

- a) Skisser prosessen i et h-s diagram. Angi entalpi, før kjel, samt før og etter turbin.
- b) Bestem tilført varmemengde i kjelelegg og bortført varmemengde i kondenser.
- c) Bestem turbinens effekt, og anleggets termiske virkningsgrad, når mekanisk virkningsgrad ( $\eta_m = 0,98$ ).
- a) Skisse av prosessen i et hs-diagram:



Entalpiverdier fra mollier diagram:

1. Før turbin:  $h_1 = 3240$  kJ/kg
2. Etter turbin  $h_2 = 2410$  kJ/kg
3. Utløp kondens.  $h_3 = 200$  kJ/kg
4. Innløp kjel:  $h_4 = 1000$  kJ/kg (= 200 + pumpe/forvarming)
5. Utløp kjel:  $h_5 = 2800$  kJ/kg

### Entalpifall - turbin

Starttilstanden (1) er bestemt ved krysningpunktet mellom linjene for 400°C og 30 bar. Teoretisk tilstand etter turbin bestemmer vi ved å trekke en vertikal linje fra (1) til mottrykks linjen på 0,1 bar. Virkelig entalpifall finner vi deretter ved hjelp av oppgitt indre virkningsgrad.

Teoretisk entalpifall gjennom turbinen ( $\Delta h_{is}$ ):

$$\Delta h_{is} = (h_1 - h_{2s}) = 3240 - 2200 = 1040 \text{ kJ/kg}$$

Virkelige entalpifall gjennom turbinen ( $\Delta h$ ):

$$\Delta h = \Delta h_{is} \cdot \eta_i = 1040 \cdot 0,8 = 830 \text{ kJ/kg}$$

Entalpi etter turbin:  $h_2 = h_1 - 830 = 3240 - 830 = 2410$  kJ/kg

*Kondenser tilstand*



Tilstanden etter kondenser er bestemt ved krysningpunktet mellom trykk linjen på 0,1 bar og metningslinjen, dvs. punkt (3) på figuren.

Kondenser varme:

$$q_K = h_2 - [c_{vann} \cdot (t_3 - 0)] = 2410 - 4,2 \cdot 48 = 2210 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_K = m \cdot D \cdot q_K = 2,78 \text{ (kg/s)} \cdot 2210 \text{ (kJ/kg)} = 6140 \text{ kW}$$

Varme tilført i kjel:

$$Q_{KJ} = m \cdot D \cdot (h_5 - h_4) = 2,78 \cdot (2800 - 1000) = 5000 \text{ kW}$$

Overheter varme:

$$Q_{oh} = m \cdot D \cdot (h_1 - h_5) = 2,78 \cdot (3240 - 2800) = 1220 \text{ kW}$$

Turbineffekt ( $P_T$ ):

$$P_T = m \cdot D \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_m = 2,78(\text{kg/s}) \cdot (3240 - 2410)(\text{kJ/kg}) \cdot 0,98 = 2260 \text{ kW}$$

Termisk virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

$$\eta_t = \frac{2260(\text{kW})}{2,78(\text{kg/s}) \cdot (3240 - 200)(\text{kJ/kg})} = 0,267$$

### 4.1.3 Forbrenning og luftoverskudd i kjeler

Forbrenningen i kjeler skjer kontinuerlig, ved at forstøvet brennolje sprøytes inn i en luft-strøm, som gjerne er satt i kraftig rotasjonsbevegelse.

Luftoverskuddet må være så lite som mulig, men selvsagt stort nok til å gi en fullstendig forbrenning. Luftoverskuddet varierer typisk fra omkring 4 til 10%

Uheldige virkninger av for høyt luftoverskudd er i korthet at:

- Avgasstapet øker.
- Svovelsyreduggpunktet stiger og medfører økt fare for tæring.

Ved for lavt luftoverskudd er det tilsvarende uheldig at:

- Det dannes sot og avleiringer som setter seg fast på rørene  $\Rightarrow$  redusert varmegjennomgang, samtidig som soten opptar fuktighet, som igjen gir økt risiko for tæring etc.

Luftoverskuddet må selvsagt ikke være for lavt, da dette både medfører fare for uforbrente bestanddeler, tap av energi og dannelse av karbonholdig sot som danner belegg.

### Forbrenning og luftbehov i kjeler

Fyrrommet i en kjel er først og fremst et brenn-kammer, der det skal foregå en best mulig forbrenning. En sekundær oppgave for fyrrommet er å absorbere mest mulig av varmen som blir utviklet. Den varme gassen som blir produsert, blir ført videre i kjelen forbi vannrør- vegger og rørsatser der varme blir overført til vannet inne i rørene.

Dampblærer blir produsert og samlet i en dampbeholder, der dampen blir «tørket» før den slippes videre inn på overheter og tilført ytterligere varme slik at den blir overhettet og tørr.

Fra overheter blir dampen ledet videre via ventiler og rør til de ulike forbrukerne om bord.

For å oppnå høy virkningsgrad, og minske faren for korrosjon bør forbrenningen i en kjel alltid foregå med så lavt luftoverskudd som mulig.

Vi skal her vi se litt nærmere på slike forhold.

### **Forbrenningen**

Selve forbrenningen foregår ved at varm luft blir tilført kjelen. Luften settes som regel i kraftig virvling i luftregisteret og vi oppnår vanligvis kraftig turbulent strømning. Hensikten er å oppnå rask oksidasjonsprosess med oljen. Flammedannelsen blir også påvirket av varmeoverføringen fra fyrrommet til blandingen og gass strømmen i fyrrommet. God forbrenning følger alltid de tre T-er (tid, temperatur og turbulens).

### **Brennoljetilførsel**

Olje- eller gassbrennere nyttes for marine dampkjeler. Brennere er innretninger for innsprøytning av brennstoffet og luft, eventuelt også damp og deres blanding i fyrrommet.

Selve brennstoffet, hvis olje, blir forstøvet til fint fordelte dråper med liten diameter. Middelerdi mellom 75 – 130  $\mu\text{m}$ . Brennstoffet drar med seg luft og møter annen varm luft i kraftig bevegelse. Dette medfører at oljen raskt gjennomgår nødvendige kjemiske prosesser og antennes ved hjelp av en glødetenner og/eller flammer fra andre brennere i drift.

### **Luftoverskudd**

Luftbehovet vil alltid være avhengig av hvilket brennstoff vi bruker. I tillegg kommer faktorer som fyringsanordningen og luftforvarmingen. Teknisk stand på komponentene involvert har også betydning.

Luftoverskuddet eller luftfaktoren ( $\lambda$ ) vil vanligvis være litt over 1 og ved forbrenning av olje eller gass er nominell ( $\lambda$ ) verdi  $\approx 1,05$ .

Dersom  $\lambda$  øker, øker røykgassvolumet. Dermed øker varmemengden som følger med røykgassen ut. For stort luftoverskudd kan videre føre til lavtemperaturkorrosjon da flatens temperatur og syreduggpunktet for røykgassen medfører at svovelsyre felles ut.

Forbrenning med svovel holdig olje danner som kjent, svoveldioksid ( $\text{SO}_2$ ). Noe av denne oksiderer videre til svoveltrioksid ( $\text{SO}_3$ ) som sammen med vanndamp i røykgassen danner svovelsyre ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) som tærer på kjele- rørene.

Ved stort luftoverskudd skjer utfellingen ved høyere temperatur enn ved lavt overskudd. En olje med svovelinnhold lik 1.3 % som forbrennes med  $\lambda = 3.0$ , vil for eksempel ha duggpunkt på ca.  $122^\circ\text{C}$ , mens  $\lambda = 1.0$  gir duggpunkts temperatur på ca.  $90^\circ\text{C}$ .

Forbrenningen blir vanligvis kontrollert vha.  $\text{CO}_2$  eller  $\text{O}_2$  måling i røykgassen. Det kan vises at luftfaktoren kan skrives slik:

$$\lambda \approx \frac{\text{CO}_2 \text{ maks}}{\text{CO}_2 \text{ virkelig}}$$

Om vi måler  $\text{CO}_2$  % og forutsetter at forbrenningen er fullstendig ( $\text{CO} = 0$ ), kan vi for praktiske forhold beregne  $\lambda$  etter denne sammenhengen.

Om vi måler  $\text{O}_2$  % kan vi bruke følgende sammenheng:

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2\%}$$

Generelt gjelder at vi forsøker å holde  $O_2\%$  så lav som mulig.

Merk at disse volumprosentene refererer til tørr avgass. I tørr avgass er kondenserbare gasser som  $H_2O$  og  $SO_2$  fjernet.

### Kjelvirkningsgrad og tap

Kjelvirkningsgraden ( $\eta_K$ ) for en olje-/eller gassfyrte kjele definerer vi vanligvis slik:

$$\eta_K = \frac{\text{Dampens energi}}{\text{Tilført energi}} = \frac{\dot{m}_D (h_D - h_V)}{\dot{m}_b \cdot h_n}$$

$\dot{m}_D$  = Dampproduksjonen [kg/s]

$h_D$  = Entalpi – damp [kJ/kg]

$h_V$  = Entalpi – fodevann [kJ/kg]

$\dot{m}_b$  = Brennstoff–forbruk [kg/s]

$h_n$  = Nedre brennverdi [kJ/kg]

Energi til forvarming av brennoljen tar vi normalt ikke med, da den i praksis er marginal.

Dersom luftforvarmingen skjer ved hjelp av en ekstern varmekilde må formelen justeres.

Typisk kjelevirkningsgrad for skipskjeler ved fullast er i området 80-85 %

Tap i kjelen (forutsatt fullstendig forbrenning) er avgasstap og stråletap til omgivelsene, som i praksis inngår i det vi gjerne kaller rest-tap.

Det største tapet er altså avgass tapet (ca. 10 - 15 %).

Ved bruk av marine dieseloljer, består avgassen i hovedsak av  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $SO_2$ , samt luft som ikke har deltatt i forbrenningen.

På energiform kan vi skrive avgasstapet slik:

$$\dot{Q}_A = (\dot{m}_b + \dot{m}_L) \cdot c_{pA} \cdot (T_A - T_L)$$

$\dot{m}_b$  = Brennstoff–forbruk [kg/s]

$\dot{m}_L$  = Luftforbruk [kg/s]

$c_{pA}$  = Spesifikk varmekapasitet – avgass [kJ/kgK] ( $1,148 \frac{kJ}{kgK}$ )

$T_A$  = Temperatur avgass [K]

$T_L$  = Luft–temperatur [K]

Ved ufullstendig forbrenning vil det i tillegg være tap i form av uforbrent olje.

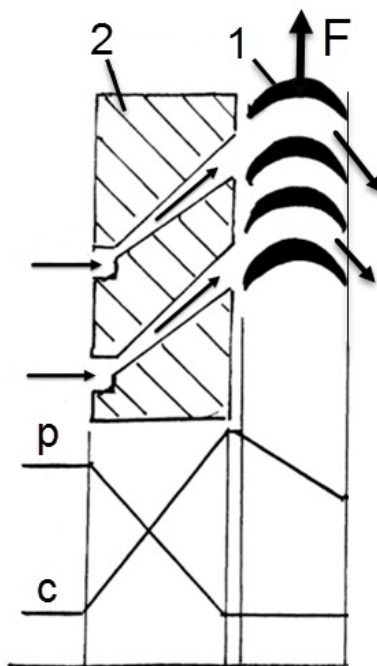
## 4.1.4 Aksjons- og reaksjonsturbin - virkemåte

Når dampen passerer turbinskovlene, får den en hastighets endring, som resulterer i en trykk-kraft på skovlene i dreieretningen.

Denne kraftoverføringen kan skje ved aksjonstrykk, reaksjonstrykk eller kombinert aksjons-reaksjonstrykk. Virkemåten avhenger av typen skovler og dyser.

### 1-trinns aksjonsturbin

Ved aksjonsturbiner skjer dampens ekspansjon i dyser, montert i statoren (turbinhuset). Dampens kinetisk energi blir deretter overført til løpeskovlene, som er festet på rotoren.



Figuren til høyre viser skisse av et trykk- og hastighets-diagram for en 1-trinns turbin.

### 1) Skovler på rotoren

Aksjonsturbinens skovler er formet slik at gjennom strømningsarealet er konstant.

Skovlenes krumme form tvinger dampen til å endre retning og det oppstår et **aksjonstrykk F** på skovlene, som vist med pil.

### 1) Stator-parti med dyser

En turbin kan i prinsippet ha en eller flere dyser.

#### Linjen p

Linjen p viser dampens trykk fra innløp til utløp. Trykket faller når dampen ekspanderer i dysen, mens det er konstant når dampen passerer løpe-skovlene. Aksjonsturbinen kalles derfor også liketrykksturbin.

#### Linjen c

Linjen c viser dampens hastighet. Den øker under ekspansjonen, mens den avtar igjen når dampen passerer løpeskovlene.

Ved en slik 1-trinns turbin kan omdreiningstallet bli meget stort, opptil 5000 rpm. Aksjonsturbinen kan få lavere omdreiningstall ved enten å bruke hastighets-trinn eller trykk-trinn eller kombinasjoner av disse.

## Reaksjonsturbiner

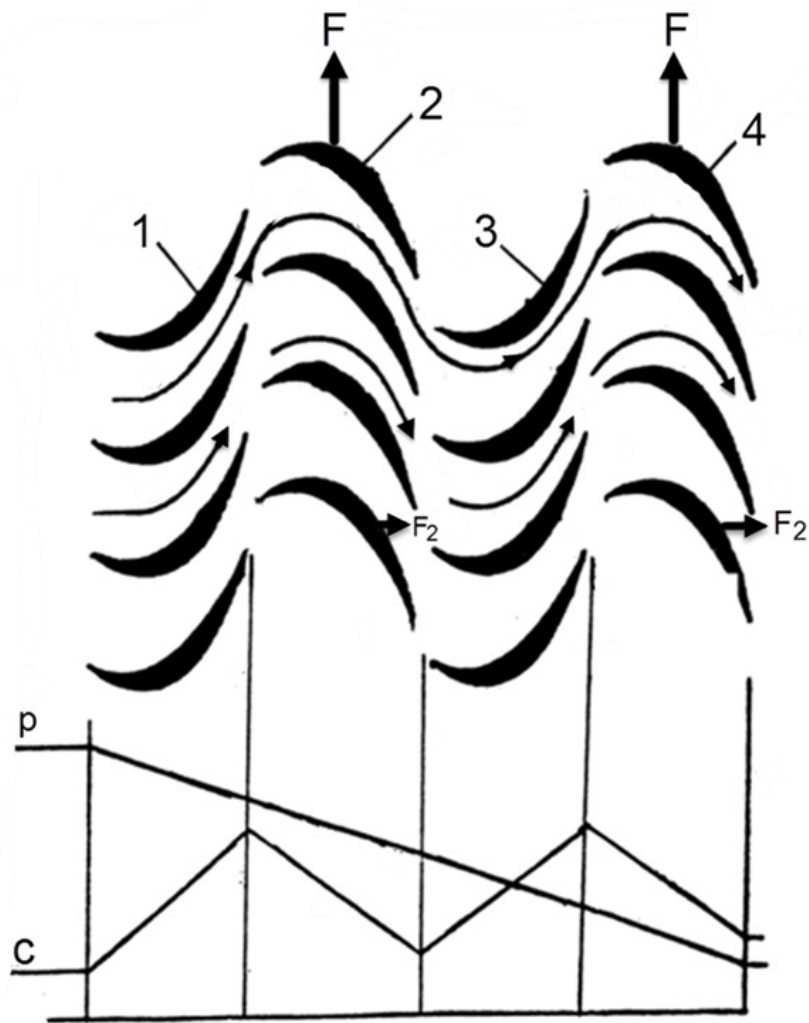
Reaksjonsturbiner skiller seg fra aksjonsturbiner både i oppbygning og virkemåte. Mens vi har dyser og dysevegger i aksjonsturbiner, har reaksjonsturbinen ledeskovler fastmontert i huset.

Ledeskovlene har form som en dyse med avtagende strømningsareal som altså fører til at hastigheten øker.

Ved denne turbintypen virker i prinsippet både aksjonstrykk og reaksjonstrykk på skovlene, men den kalles ofte for reaksjonsturbin.

Aksjonstrykket oppstår ved dampens innløp på løpeskovlene og reaksjonstrykket ved dampens utløp fra løpeskovlene.

Dampen ekspanderer altså to ganger for hver løpeskovl-krans den passerer. På grunn av dampens ekspansjon i løpeskovlene, oppstår det også et aksielt trykk ( $F_2$ ) på skovlene.



I figuren er vist et eksempel med 2 aksjons-trinn og 2 reaksjonstrinn.

Dampen blir tilført de stillestående lede-skovlene og løpeskovlene rundt hele omkretsen.

#### Lederskovler

Gjennomstrømnings-arealet er avtagende, og tilpasset slik at ekspansjonsforholdet er under det kritiske trykkforholdet.

#### Løpeskovler

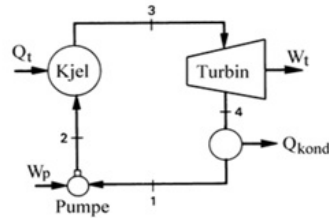
Dampen ekspanderer ved innløp til løpeskovlene og det oppstår et aksjons-trykk. Dampen ekspanderer også ved utløp av løpeskovlene og det oppstår derfor et reaksjonstrykk, som sammen med nevnte aksjonstrykk gir drivkraften (F) på løpehjulet.

Ekspansjonen i løpeskovlene gir dessuten som nevnt, en aksialkraft (F<sub>2</sub>) som vist på figuren.

Linjen (p) viser trykkforløpet og linjen (c) hastigheten.

## 4.2 Damp-turbinanlegg

### Introduksjon



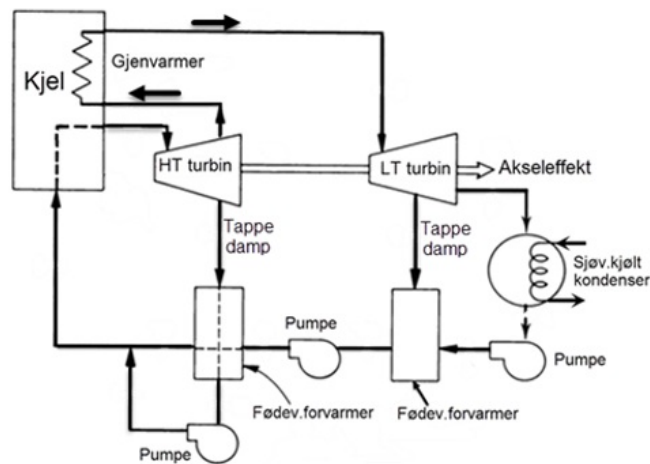
Alle fremdriftsanlegg består i sin enkleste form av fire hovedkomponenter; Kjele, turbin, kondenser og fødepumpe.

Figuren til høyre viser et forenklet anlegg, der arbeidsmediet gjennomgår følgende krets- prosess:

- 1-2 Vann komprimeres i fødepumpen
- 2-3 Varme tilført i kjele v/forbr. av olje/gass
- 3-4 Dampen ekspanderer i turbin
- 4-1 Dampen kjøles og kondenserer til vann i

kondenser

Virkningsgraden for en slik enkel kretsprosess blir imidlertid svært lav. Metoder for å bedre virkningsgraden går i prinsippet ut på å senke trykket etter turbinen (vakuum i kondenser), øke trykk og temperatur før innløp turbin (overheter), gjenvarming av dampen og forvarme fødevannet ved å tappe av damp, se figuren under.



Ved gjenvarming lar vi dampen ekspandere i to trinn, først i en høytrykksturbin (HT) til et passende mellomtrykk, deretter blir dampen varmet opp på nytt, for til slutt å ekspandere til kondensert trykket i en lavtrykksturbin (LT). Ved å tappe damp og forvarme fødevannet blir nødvendig tilført varme til kjelen redusert.

Damp turbinanlegg, skjematisk

## 4.2.1 Dampturbin flytdiagram

Figuren på neste side viser eksempel på et typisk dampturbin flytdiagram (Demo system fra KYMA AS). Diagrammet er påført nominelle verdier for temperaturer, trykk og energi omsetning mv.

Akseleffekten er ca. 24000 kW og effektivt spesifikt forbruk er ca. 286 g/kWh.

### Kretsprosessen

Ut fra kjelene (2) strømmer overhettet damp, temperatur  $t \approx 525^{\circ}\text{C}$  og trykk  $p \approx 60$  bar abs.

Hoveddelen av dampen blir ført til høytrykks (HP) turbinen, mens en del damp blir ført til turbogeneratorene (TG) og til drift av fødevanns pumpene (FP).

I HP turbinen blir noe av dampens varmeenergi omformet til mekanisk energi og strømmer videre ut i «cross-over»

Fra «cross-over» blir noe damp tappet og brukt til forvarming av fødevann og til oppvarming «koking» av vann i avlufter (De-aerator), der luft blir skilt ut.

Avløpsdampen fra TG strømmer til hoved kondenser.

Fra «cross-over» strømmer dampen til lavtrykks (LP) turbinen, der noe av dampens varmeenergi blir omdannet til mekanisk energi og strømmer videre til hoved-kondenseren (Main Condenser).

I LP turbinen blir damp tappet til fødevanns forvarmer (Feed Heater) og evaporatorer (Distillers).

Damp som strømmer inn i hoved-kondenseren har så lavt trykk at den ikke kan bli brukt til drift av turbinene. I kondenseren blir derfor dampen kondensert til vann med temperatur ca.  $33^{\circ}\text{C}$ , (avhengig av vakuüm) samtidig som ejektorene fjerner inn-lekket luft.

Kondensatet blir pumpet fra kondenser-brønnen med kondensat-pumpa (CP), gjennom evaporator-kondenser, lekkdamp kondenser (Gland Condenser), lavtrykks (LP) fødevanns forvarmere og inn på avlufteren (De-aerator).

I avlufteren blir vannet «kokt» ved temperatur omkring  $130^{\circ}\text{C}$  for fjerning av luft.

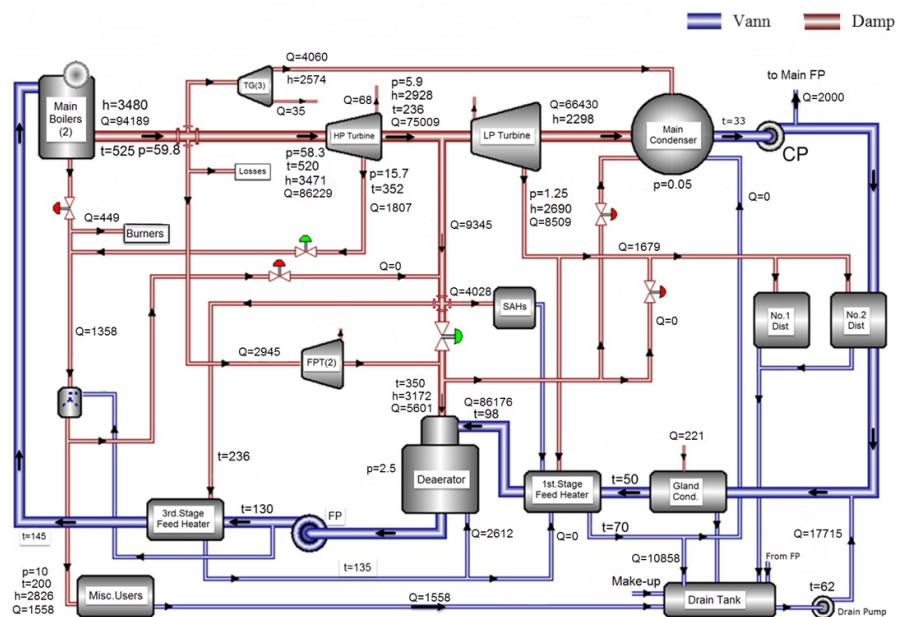
Fra bunnen av avlufter strømmer vannet til fødevanns pumpe, som pumper vannet til et trykk høyere enn kjeletrykket.

Fødevannspumpe pumper vannet gjennom HT-fødevanns forvarmer (3rd. Stage Feed Heater) og videre inn i vannrommet i kjelens øvre beholder.

Drentanken (Drain Tank) samler opp alt dren og kondensat fra forskjellige forbrukere.

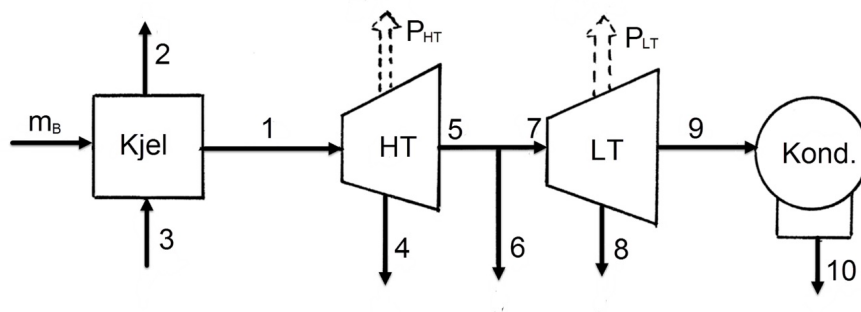
Merk at kjelene ofte har en de-superheter plassert i nedre beholder (ikke vist i figur), som leverer de-superhettet damp ( $t \approx 250^{\circ}\text{C}$ ) til div. forbrukere «Misc. Users».





**Symboler:**  $p$  = trykk (bar abs),  $Q$  = mengde-strøm (kg/h),  $h$  = entalpi (kJ/kg),  $t$  = temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ ) Copyright: KYMA AS 2016

## 4.2.2 Turbineeffekt



Figuren viser et typisk turbinanlegg, skjematisk.

$m_B$  = Tilført brennoljemengde

- 1 = Overhettet damp innløp HT turbin
- 2 = De-superhettet damp til hjelpemaskineri
- 3 = Fødevann til kjel
- 4 = Tappedamp fra HT turbin
- 5 = Damp fra HT turbin til «cross over»
- 6 = Tappedamp fra «cross over»
- 7 = Damp innløp LT turbin
- 8 = Tappedamp fra LT turbin
- 9 = Avløp fra LT turbin inn på kondenser
- 10 = Kondensat fra kondenser

### Energibalanse for systemet:

Effekt - HT turbin ( $P_{HT}$ ):

$$P_{HT} = m_1 \cdot h_1 - m_4 \cdot h_4 - m_5 \cdot h_5$$

Effekt - LT turbin ( $P_{LT}$ ):

$$P_{LT} = m_7 \cdot h_7 - m_8 \cdot h_8 - m_9 \cdot h_9$$

Kondenser «tap» ( $Q_K$ )

$$Q_K = m_9 \cdot h_9 - m_{10} \cdot h_{10}$$

Termisk virkningsgrad

$$\eta = \frac{P_{HT} + P_{LT}}{m_B \cdot h_B}$$

$P_{HT}$  = Effekt HT turbin (kW)

$P_{LT}$  = Effekt LT turbin (kW)

$m_B$  = Tilført brennoljemengde (kg/s)

$h_B$  = Brennoljens brennverdi (kJ/kg)

$m_{1,2}$  etc. = massestrøm damp (kg/s)

## Eksempel 1 - Effektberegning turbinanlegg

Et turbinanlegg som vist på siden foran har damp produksjon på 31 kg/s og dampstrøm til de-superheter på 2 kg/s. Resten av dampen går til turbinene.

Videre er gitt:

Damp tilstand etter overheter	= 65 bar abs. og 515°C
Brennolje forbruk	= 2 kg/s

Oljens brennverdi = 41000 kJ/kg

I HT turbinen tappes 0,8 kg/s damp med trykk 15 bar abs. og 300°C

I cross over tappes 1,5 kg/s damp med trykk 6 bar abs. og 250°C

I LT turbin tappes 2 kg/s damp med trykk 2 bar og 150°C

Damp tilstand etter avløp LT turbin er 0,05 bar abs og 9 % fuktighet

Beregn:

a) Total turbineffekt

b) Kondensertapet

c) Termisk virkningsgrad

Effekt HT turbin ( $P_{HT}$ ):

$$P_{HT} = m_1 \cdot h_1 - m_4 \cdot h_4 - m_5 \cdot h_5$$

$$= 29 \text{ kg/s} \cdot 3450 \text{ kJ/kg} - 0,8 \text{ kg/s} \cdot 3040 \text{ kJ/kg} - 28,2 \text{ kg/s} \cdot 2960 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{HT} = 14100 \text{ kW}$$

Effekt LT turbin ( $P_{LT}$ ):

$$P_{LT} = m_7 \cdot h_7 - m_8 \cdot h_8 - m_9 \cdot h_9 = 26,7 \text{ kg/s} \cdot 2960 \text{ kJ/kg} - 2 \text{ kg/s} \cdot 2770 \text{ kJ/kg} - 24,7 \text{ kg/s} \cdot 2340 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{LT} = 15700 \text{ kW}$$

Total effekt  $P_t = 14100 + 15700 = 29800 \text{ kW}$

b) Kondenser tap ( $Q_K$ ):

$$Q_K = m_9 \cdot h_9 - m_{10} \cdot h_{10}$$

$$Q_K = 24,7 \text{ kg/s} \cdot (2340 \text{ kJ/kg} - 4,2 \text{ kJ/kgK} \cdot 33 \text{ K}) = 54370 \text{ kW}$$

Termisk virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

$$\eta_t = \frac{29800 \text{ kW}}{2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 41000 \text{ kJ/kg}} = 0,36$$

## 4.2.3 Kort om hoved kjeler

Hoved kjeler i dampturbinanlegg er av typen vannrørskjeler.

### Vannrørskjeler

Figuren under viser en vannrørskjele, skjematisk.

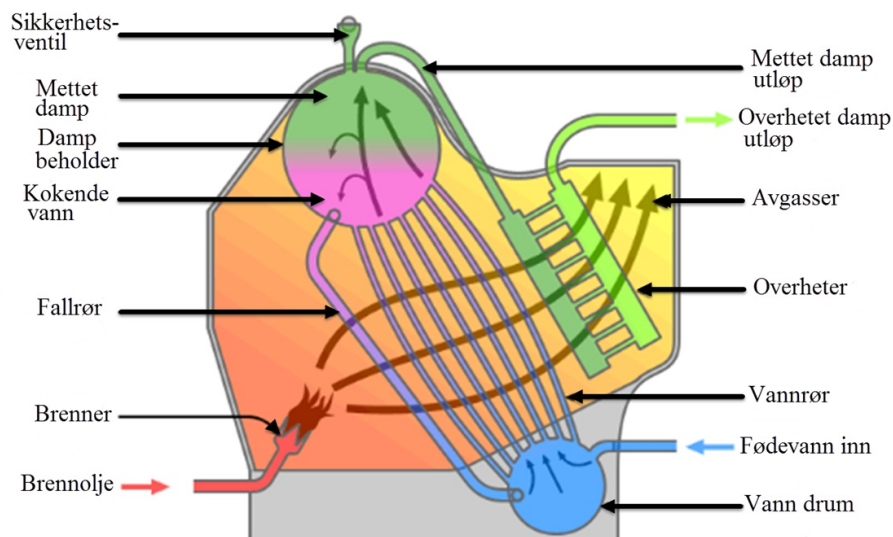
Vannrørskjelen består i prinsippet av to beholdere, øvre og nedre, sammenbundet med flere rader av skjermrør som er valset eller sveist til beholderne.

Kjelen er fylt med destillert vann til omtrent halv-veis i øvre beholder, dvs. nedre beholder og rør er fylt med vann.

Brennolje forbrennes i et brenn-kammer, der det dannes gasser som varmer opp vannet i vannrørene, der det blir dannet dampbobler.

Dampboblene stiger naturlig opp til øvre dampbeholder og trekker samtidig med noe vann. I øvre beholder vil damp og vann skille lag og damp vil legge seg i øverste del av øvre beholder og strømme videre til en overheter, der dampen blir varmet opp til omkring 515°C, før den strømmer ut til drift av høytrykks turbin og evt. turbogeneratorer.

Vann som fulgte med dampen opp i øvre beholder vil i prinsippet bli presset utover mot beholderens endebunner og renne videre ned til nedre beholder i kjelens fallrør. Dermed er en naturlig vann-sirkulasjon i gang.



#### 4.2.4 Kjelevanns behandling

Vann til vannrørskjeler må være destillert vann for å unngå kjele-sten av salter på innsiden av rørenes heteflater.

Men destillert vann kan også inneholde små mengder salter (1 - 4 ppm), og dette må derfor nøytraliseres ved fosfat tilsetning direkte på kjelen.

Vann til kjelen blir normalt produsert av en ferskvanns generator om bord.

##### **Kjelevannets pH verdi**

Kjelevannets pH verdi graderes etter en skala fra 0 til 14:

- pH = 0 - 7 surt
- pH = 7 nøytralt
- pH = 7 - 14 alkalisk (basisk)

Kjelevannet blir surt ved at det opptar  $\text{CO}_2$ , som sammen med vann ( $\text{H}_2\text{O}$ ) danner karbonsyre ( $\text{H}_2\text{CO}_3$ ).

Kjelevannet tilføres som nevnt, destillert vann fra (EVA), som inneholder noe  $\text{CO}_2$  og dermed blir det dannet karbonsyre.

Kjelevann og kondensat må alltid holdes alkalisk, men på grunn av at det stadig dannes karbonsyre, vil vannet i det lukkede kretsløpet alltid «gå mot surt», dvs. redusert pH verdi.

For å nøytralisere kjelevannet og samtidig gjøre det alkalisk til en pH verdi på omkring 10, må vi først måle pH verdien og så tilsette kaustikk soda eller trisodium fosfat.

I dampanlegg vil alle urenheter forbli i kjelevannet. Dampen fra kjelen er omtrent fri for forurensning, slik at vannet i kondenseren stort sett er rent.

Dersom vi får lekkasje i kjølere og varmevekslere vil kondensatet og fødevannet inneholde sjøvann og metalloksider fra tæring i rør og beholdere.

Derfor må alle komponenter som fører vann til kjelen kontrolleres med jevne mellomrom.

I et dampanlegg er det et betydelig svinn av vann, til f.eks.:

- Sotblåsing: 3 - 4 tonn per døgn.
- Bunnblåsing og skumming av kjelen.
- Dampforstøvning av brennoljen.

Alt vann som forsvinner må erstattes med spe-vann fra skipets destillat tanker og blir tilført i kondenseren. Men destillert vann fra skipets ferskvanns generator inneholder spor av natrium, kalsium og diverse karbonater samt oksygen og karbondioksid.

Derfor må vi daglig ta prøver av kjelevannet, samt tilsette kjemikalier om nødvendig for å holde kjelevannet innen tillatte grenseverdier for å unngå problemer.

## Kjelevannstilsetninger

Tekst basert på data fra Drew Chemical Ltd.

### Kaustikk soda

Kaustikk soda, også kalt natronlut eller natrium hydroksid (NaOH), gir en base som nøytraliserer syre og gir økt pH-verdi i kjelevannet.

- pH = 9,8 - 10,2 gir minst korrosjon i kjelen (for kjeletrykk 60 bar abs. og over)
- Ved pH verdier over 10,2 (for mye kaustikk soda), kan dette føre til tæringer.
- For øvrige deler av anlegget får vi minst korrosjon ved  $pH \approx 8,8 - 9,0$  i kondenser og drentank.

Kaustikk soda (flytende) blir dosert kontinuerlig (eller etter alkalitetsprøver), direkte på kjelen for å unngå avleiringer i økonomiser.

### Fosfat

Ved høye kjeletrykk kan kaustikk soda erstattes med tri-natriumfosfat ( $Na_3PO_4$ )

- Tri-natriumfosfat ( $Na_3PO_4$ ), Drew Chemical betegnelse: Adjunct F, og
- De-natriumfosfat ( $Na_2PO_4$ ) Drew Chemical betegnelse: Adjunct B

Disse 2 fosfattyper reagerer med kalsium- og magnesiumsalt til slam som dermed hindrer beleggdannelse. Fosfatslammet vil være oppløst i kjelevannet og vil til slutt synke til bunns i kjelen og samlestokkene, der det senere kan blåses ut ved bunnblåsing.

Fosfat gir også noe økt pH verdi og kan erstatte eller redusere doseringen av kaustikk soda.

Fosfat doseres kontinuerlig eller etter fosfatprøve for å motvirke belegg i økonomiser.

### Hydrazin ( $N_2H_4$ )

Hydrazin nøytraliserer oksygen og doseres slik at vi kan påvise Hydrazin i kjelevannet.

Dosering skjer mellom avlufter og fødepumpen.

Ved temperaturer over 250°C omdannes en del hydrazin til ammoniakk og vi må derfor være nøye med doseringen for å unngå tæringer i kondenseren.

Hydrazin kan også doseres i «cross over», og vi doserer da mindre før fødepumpen, noe som hindrer dannelsen av ammoniakk.

Amerzine (hydrazin med spesialtilsetninger) reagerer bedre med oksygen ved lave temperaturer.

Hydrazin doseres kontinuerlig.

### SLCC-A

SLCC-A er et alkalieforsterkende stoff som doseres til kondensatet i kondenser og drentank.

Doseringen skjer normalt kontinuerlig.

Dette holder kondensatets pH-verdi på ca. 8,6 - 9,0.

Normalt er hydrazin doseringen tilstrekkelig til å holde ønsket pH-verdi.

## Kjelevannsprøver

Tekst basert på data fra Drew Chemical LTD.

### Hydrazin-prøven

Prøven skal påvise overskudd av hydrazin i kjelevannet på 0,05 – 0,1 ppm, for å være sikker på at alt oksygen er nøytralisert.

Prøveprosedyre:

- Fyll måleglasset med 5 ml kjelevann.
- Tilsett hydrazin til merket 10 ml.
- Rist prøven godt.
- Sammenlign prøvens farge med referanse blokken:

- Tilfredsstillende verdier: 0,1 – 0,15 ppm for kjeler med trykk 40 – 60 bar.
- Tilfredsstillende verdier: 0,05 – 0,1 ppm for kjeler med trykk 60 – 80 bar.  
Ved for høye verdier må vi bunnblåse kjelen.

### Fosfat-prøven

Prøven bør vise overskudd av fosfat på 15 – 25 ppm i kjelevannet for å være sikker på at hardhetsstoffer ikke kan danne kjelsten.

Fosfat-overskuddet hjelper også til å holde kjelevannet alkalisk.

Prøveprosedyre:

- Vi filtrerer kjelevann og fyller måleglass med 5 ml kjelevann + Drew Molybden til merket 17,5 ml, samt en måleskje «Dry Stannous Chloride».
- Blandingen ristes godt, la prøven stå i 3 – 5 minutt.
- Sammenlign prøvens farge med referanse data

- Tilfredsstillende verdier: 20 – 40 ppm for kjeler med trykk 40 – 60 bar.
- Tilfredsstillende verdier: 15 – 25 ppm for kjeler med trykk 60 – 80 bar.  
Ved for høye verdier må vi bunnblåse kjelen.

### pH-verdi

Vi tilsetter indikator i kjelevanns prøven, som gir fargeomslag ved forskjellige pH verdier. Vi kan også nytte spesialpapir som gir fargeutslag som sammenlignes med en fargeskala for bestemme pH-verdien. Tilfredsstillende pH-verdi for kjelevannet er: 9,8 – 10,2.

- Ved for lav verdi tilsettes kaustikk soda.
- Ved for høy verdi bunnblåses kjelen.

### Hardhetsprøve

Prøven er kontroll på om det finnes hardhetsdannende stoffer i kjelevannet.

- Dersom det er fosfat-overskudd i kjelevannet, skal prøven vise 0.
- Dersom prøven overskrider tillatte grenseverdier, tilsettes fosfat (Adjunct B).

Når såpe ikke skummer skyldes dette kalsium- og magnesium ioner og vi finner vannets hardhet ved å tilsette såpeopløsning til en prøve av kjelevannet.

### **Phenolftalin-alkalitet (P-alkalitet)**

Ved denne prøven bruker vi phenolftalin som indikator, som gir fargeomslag ved  $\text{pH} = 8,6$ .

Prøven tilsettes svovelsyre til fargen forsvinner og forbruk av svovelsyre indikerer kjelevannets ppm  $\text{CaCO}_3$ .

Tilfredsstillende verdier er 20 – 40 ppm.

Prøveprosedyre:

- Vi fyller 50 ml kjelevann i prøveskålen, tilsetter 4 dråper Drew Phenolphthalein og rører om.
- Får vi en rosa farge, er prøven alkalisk, dvs.  $\text{pH}$  verdien er over 8,6
- Vi tilsetter så svovelsyre dråpevis til den rosa fargen forsvinner, og noterer forbruk av svovelsyre i ml.
- Tilfredsstillende forbruk er 0,9 – 1,2 ml

Behold blandingen i prøveskålen til bruk ved T-alkalitetets prøven.

### **Total alkalitet (T-alkalitet)**

Her blir det brukt total alkalitetets indikator for å kjelevannets prøven et fargeomslag ved  $\text{pH} = 3$ . Fortsetter tilførsel av svovelsyre til prøven får en mørk rød/purpur farge. Vi har da fått kjennskap til alle alkaliske ioner i kjelevannet.

Det totale forbruk av svovelsyre gir indikasjon på kjelevannets ppm  $\text{CaCO}_3$ .

Resultat av T-alkalitetetsprøven må alltid være mindre enn (2 x P-alkalitetets prøvens verdi). Hvis ikke, doseres 1 liter kaustikk soda uansett verdien av P-alkalitetet.

Ny prøve tas etter 2 timer.

Tilfredsstillende T-alkalitet er: 30 – 60 ppm.

Prøveprosedyre:

- Tilsett 3 dråper alkalitetets indikator til blandingen i prøveskålen.
- Tilsett svovelsyre dråpevis til prøven får en purpurfarge, og les av totalt forbruk av svovelsyre i ml (fra begge prøvene til sammen). Ikke hell ut prøven, da den skal brukes til klorid prøven.
- Resultat avlest i antall ml svovelsyre  $\times 100 = \text{Total alkalitet}$ . T-alkalitet skal være mindre enn 2 x P-alkalitet. Hvis ikke, tilsett 1 liter kaustikk soda og ta ny prøve etter 2 timer.

### **Klorider (Salinity)**

Cl-ionenes konsentrasjon i kjelevannet gir en indikasjon på mengden av oppløste faste stoffer.

Tilfredsstillende klorinnhold er: mindre enn 16 ppm.

Prøveprosedyre

Vi har samme prøve i skålen som fra T-alkalitetets prøven.

- Tilsett en full pipette med «Pottassium Chromate» (Kalium kromat).
- Tilsett sølvnitrat dråpevis til blandingen får fargeomslag til rødbrun og noter forbruk av sølvnitrat (verdier omgjøres ved hjelp av en omregningstabell).
  - For kjeler med trykk 40 – 60 bar skal prøven vise mindre enn 36 ppm.
  - For kjeler med trykk 60 – 80 bar skal prøven vise mindre enn 16 ppm.

Ved for høye verdier må vi bunnblåse kjelen.

Bunnblåsing er nødvendig for å redusere oppløst og utfelt slam i kjelen. Hvis oppløst slam er merkbart i kjelevannets prøven, er bunnblåsing og skumming nødvendig for å fjerne partiklene uansett resultat av klorid prøven.

## Konduktivitet (ledningsevne)

Denne prøven kommer i tillegg til eller erstatning for kloridprøven.

Konduktivitets prøven nyttes for måling av ledningsevnen i kjelevannet, for å bestemme den totale mengden av oppløste stoffer (Total dissolved Solids, TDS).

Tilfredsstillende verdi er: mindre enn 120  $\mu\Omega/\text{cm}$ . Ved verdier over 120  $\mu\Omega/\text{cm}$ , må vi bunnblåse kjelen.

## Silisium prøve

Silisium forbindelser følger med dampen ut av kjelen og gir belegg på turbinskovler. Belegg dannelsen reduseres ved å holde korrekt pH-verdi-

Maksverdi for silisium er 2 ppm.

## Ammoniakk-prøve av kondensatet

Ved konsentrasjoner over 0,2 ppm må dosering av hydrazin før fødepumpen reduseres og dosere en del i «cross over». Dette vil redusere ammoniakk mengden i kondensatet.

## Vannstands nivå

### Innledning

#### Falsk vannstand ved belastningsendringer

Belastningsendringer medfører store endringer i kjelens vannstand og krever derfor god nivåregulering for å unngå driftsproblemer.

#### Falsk høy vannstand «swelling»

En turtallsøkning medfører økt dampforbruk, som fører til et lite trykkfall i kjelen, som igjen fører til at det oppstår fordampning i stigerørene. Vannsøyler fra stigerørene «skytes» da opp i damprommet i øvre beholder og medfører såkalt falsk høy vannstand «swelling» til tross for at kjelens vannbeholdning egentlig avtar.

#### Falsk lav vannstand «shrinkage»

En turtallsreduksjon gir motsatt virkning, dvs. vi får en liten trykkøkning. Dette gir falsk lav vannstand, såkalt «shrinkage» til tross for at kjelens vannbeholdning midlertidig øker.

#### Nivåregulering av kjelevannet

Nivåreguleringen skjer vanligvis ved at dampmengden og fødevannsmengden passerer en måleblende.

Trykkendringen over måleblendens blir overført til en trykktransmitter som sender signal til et rele og videre til en regulator.

Samtidig tas en tredje impuls fra kjelevannets nivået via en transmitter til regulatoren slik at man får et såkalt 3-punkts system, se neste avsnitt.

Dette systemet styrer fødevannets regulerings-ventilen slik at det strømmer like mye vann inn i kjelen som det strømmer damp ut av kjelen og vi oppnår dermed korrekt vannstands nivå i kjelen.

Både fallende og stigende vannstand kan forårsake problemer og skader på både kjel og turbiner. Derfor må kjelene være utstyrt med et sikrings system.

Ved for lavt vann-nivå stopper vannsirkulasjonen i kjelen og det er fare for nedbrenning.

Ved for høyt vann-nivå og videre økt belastning, (for eksempel under manøver) vil selve økningen i turbinbelastningen stoppes etter en viss tid, dvs. vi får såkalt turbintripp.

Vi får først alarm for ved høyt nivå (HL = High Level), og når vi senere når høyt-høyt nivå (HHL = High-High Level) så vil turbinene trippe.

Dersom nivå stigningen fortsetter vil til slutt fødepumpa stoppe, dvs. trippe.

Det kan samtidig være flere årsaker til at dampen har høy fuktighet ved utløp av damp drummen.



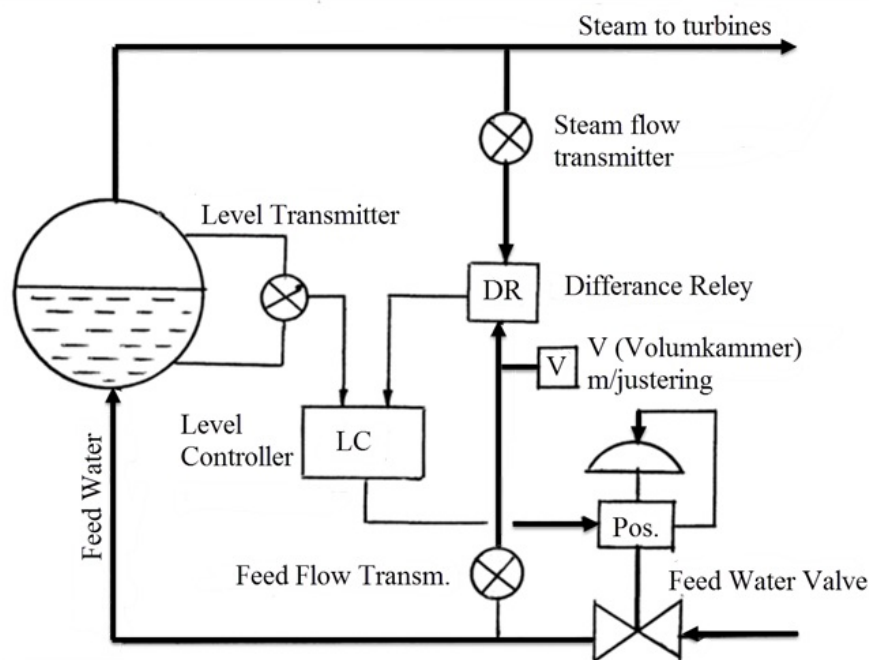
### 3-punkts vannstands regulering

Moderne skipskjeleanlegg blir normalt utstyrt med tre-punkt system for vannstands regulering. Figuren under viser et slikt tre-punkt system, skjematisk.

Primærsignalet for forstilling av fødevannsregulerings ventilen kommer fra differanse releet, som er resultat av differansen mellom dampmengde og fødevannsmengde.

Signalet fra differanse releet går til en nivåregulator (Level Controller) som også får signal fra nivå transmitter (Level Transmitter).

Utgående signal fra regulatoren (Level Controller) går til fødevanns regulerings-ventilen og forstiller denne til korrekt posisjon.



#### System beskrivelse

Med utgangspunkt i en belastnings-økning, vil trykkfallet i øvre beholder føre til at nivået øker. Dette forårsaker følgende signaler:

- 1) Signal fra «Steam Flow Transmitter» øker og overstiger dermed signalet fra «Feed Water Flow Transmitter».
- 2) Signal fra «Difference Relay» øker.
- 3) Signal fra «Level Transmitter» øker.
- 4) Signal fra «Difference Relay» vil som primærsignal, øke sterkere enn signal fra «Level Transmitter».
- 5) Signal fra «Level Controller» vil øke og dermed vil signalet til «Positioner» øke.
- 6) «Feed Water Valve» vil forstilles til større åpning.

Signalet fra «Steam Flow Transmitter» favoriseres ved hjelp av volumkammeret med justerbar ventil i signalledningen fra «Feed Flow Transmitter» til «Difference Relay»

Responsten fra «Feed Flow Transmitter» tids-forsinkes i forhold til responsten fra «Steam Flow Transmitter»

På denne måten påvirkes regulerings systemet av et mengde-avviks signal (damp/fødevann) som varer utover den tiden mengde differansen er reell.

## 4.3 Drift av skipsturbinanlegg

### 4.3.1 Klargjøring av turbinanlegg

Produsenter av turbinanlegg utarbeider instruksjoner og prosedyrer for klargjøring og drift av sine anlegg, og vi må selvsagt følge disse. Etterfølgende prosedyrer mv. er derfor kun ment til orientering.

#### Prosedyre for klargjøring

Vi forutsetter at kjelen er i drift. Klargjøring kan da omfatte følgende aksjoner:

- 1) Innledende forberedelser.
- 2) Klargjøring av smøreolje systemet.
- 3) Klargjøring av hoved kondenser med system.
- 4) Klargjøring av tetningsdampen.
- 5) Forvarming av dampørerne.
- 6) Forvarming av framdrifts turbinene.
- 7) Tørring av turbinrotorer og testing av div. tripp funksjoner.
- 8) Klargjøring for manøver.

#### 1) Innledende forberedelser

Kontroller anlegg og maskinrom slik at det er fri passasje overalt og at verktøy og utstyr er fjernet samt at nødvendig rengjøring er unnagjort. Kontroller videre at alle dampventiler er stengt.

#### 2) Klargjøring av smøreolje systemet

- Peile oljenivå i sumptank og drenere for kondens og bunnfall.
- Avlese smøreoljetemperaturen. Dersom for lav, varmes oljen opp til ca. 25°C.
- Starte smøreoljepumpen og kontroller at oljen kommer frem til alle smørepunkter og at det er oljestrøm i alle «se-glass» samt at oljetrykket er korrekt for alle lagre.
- Kontroller at «gravity» tanken er full og at smøreoljen strømmer i overflods se-glass.
- Skifte til nytt smøreoljefilter og rengjøre det brukte.
- Kontroller at smøreoljetrykket er ca. 2 - 2,5 bar.

#### 3) Klargjøring av hoved-kondenser

- Alle ventiler på hoved-kondenser systemet skal være stengt.
- Åpne for sjøvannskjøling til kondenser.
- Start sjøvanns kjølepumpa og sjekk at ventil fra «scoop» kjøling er stengt.
- Åpne re-sirkulasjon av hoved-kondensat og start hoved-kondensat pumpa.
- Kontroller at det alltid er vann i kondenser-brønn.
  
- Åpne for damp til ejektorene og reguler dampmengden slik at det blir et lite undertrykk (vakuum) i kondenser.

Et lite vakuum innebærer en temperatur på ca. 90°C på avløpsdampen når vi varmer opp turbinene.

#### 4) Klargjøring av tetningsdampen

- Åpne for sperredampen til turbin-pakkbokser og se etter at av-sugingen er stor nok slik at dampen ikke siver ut i maskinrommet.

#### 5) Forvarming av dampørerne

- Åpne alle dren på dampledningen fra kjelen og åpne drenventiler på manøversystemet.
- Kontroller at ventil for høytrykksdamp er stengt.
- Åpne varme-dampventilen.

Vann og damp vil nå strømme ut gjennom drenåpningene og rørene varmes opp. Etter hvert vil det komme mindre vann i utløpet og når det kun strømmer damp ut drenåpningene er oppvarming av rørene fullført.

- Steng drenventiler og varmedamp ventil.
- Åpne hoved-dampventil for utløp overheter.

## 6) Forvarming av framdriftsturbinene

Hensikten med å forvarme framdriftsturbinene er å heve temperaturen på stålmassene slik at det ikke er fare for vannslag når maskineriet skal manøvrere.

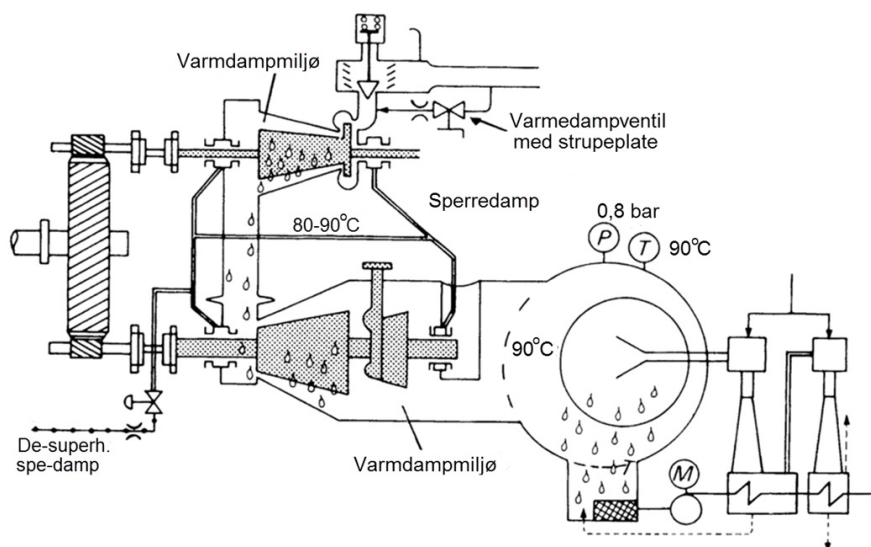
Figuren under viser prosessen for oppvarming i prinsipp, med 0,8 bar trykk i kondenser. Dette tilsvarer fordampningstemperaturen på ca. 90°C for dampen i kondenseren.

Manøversystemet er utstyrt med en egen varmedampventil med struping, som blir brukt til oppvarming av framdriftsturbinene.

Begge turbiner (HT og LT) skal rotere lenge ved hjelp av tørne-gir i en atmosfære av damp og ved å holde trykket i kondenseren på ca. 0,8 bar vil dampen kondensere ved 90°C.

Ved lavere trykk vil vi få lavere kondenseringstemperatur og LT-rotoren kan da bli for kald, slik at det oppstår skjevheter og skader.

I tillegg til damp via varmedampventilen, settes sperredamp på samtlige pakkbokser.



Turbinene skal rotere i damp-miljøet til det bare kommer ren damp ut fra drenventilene.

## 7) Tørning av turbinrotorene og testing av diverse trippfunksjoner

Turbinrotorene tørnes med tørnegir mens dampen strømmer inn via varmedampventilen og via pakkboksene.

Normalt tar en slik oppvarming ca. 4 timer eller mer, fra helt stengt og kaldt anlegg. Når turbinene er godt oppvarmet, stopper vi tørningen, kople ut tørnegiret og låser dette.

Dermed skal alle sikringer aktiveres og damp settes på turbinene med manøverventiler og vi tester trippfunksjonen for manøver- og nødstopventilen.

## 8) Klargjøring til manøver

- Kontroller at manøverventilene står i stengt posisjon og sjekk i henhold til maskineriets instruksjonsbok hvilke indikatorlamper som skal lyse på manøverpanelet.
- Åpne for kjølevann til smørekjøler når temperaturen på smøreoljen er ca. 40°C.

For å holde turbinene varme må vi åpne vekselvis på forover- og akterover manøverventil slik at turbinene får damp begge veier vekselvis. På nyere turbinanlegg skjer en slik vekslende dreining av turbinene automatisk ved å trykke på bryter knapp for «Idling Process» (tomgangsdrift). Dette må da pågå helt til vi mottar manøversignal fra bro.

Rotoren må altså ikke stå stille i venteperioder til manøver, fordi høyt vakuüm i kondenser (0,05 bar) gir fordampningstemperatur på ca. 33°C og denne temperaturen vil forplante seg gjennom turbinene og føre til at en stillestående rotor får ujevn avkjøling, samt at pakk- boksene kan skades når damp strømmer gjennom en stillestående rotor i mer enn 5 minutter.

Når første manøver gis, koples automatisk tomgangsdrift ut.

## Manøvrering

- Vi opprettholder fullt vakuüm i kondenser under manøver. Ved opphold i manøvreringen på mer enn 5 minutter, settes damp på turbinene vekselvis forover og akterover.
- Resirkulering av hoved-kondensat holdes åpen under manøver.
- Kontroller jevnlig alle damptrykk og tetningsdampens trykk samt smøreoljetrykket.
- Ved forover manøver, kontroller at mellomventil for akterover turbinen er stengt og at mellomrommet viser vakuüm.
- Både økning og reduksjon av turbinytelsen i begge retninger må skje varsomt for å unngå skade på turbinene.

Med godt oppvarmet turbinanlegg kan det gis «full fart» på manøversystemet. Dette skal i prinsippet åpne manøverventilen til fullt åpen i løpet av ca. 60 s.

For enkelte turbintyper gjelder dette kun for hoved dyse-gruppen. Følg derfor instruks i manual for gjeldende turbintype.

Ved akterover manøver kan vi kjøre med «FULL SPEED» på manøversystemet, men vi må alltid passe på at mottrykket i kondenseren ikke blir for høyt under bakking.

Akterover manøver i rom sjø kan begrenses til ca. 70% av maks turtall. Ved lengre tids bakking kan vi redusere til 60%, men kontroller trykket i kondenseren. Ved høyere mottrykk tillates kortere tid for akterover drift, da det er fare for at forover turbinen blir for varm.

Akterover manøver ved lav ytelse er uønsket pga. høy avløpstemperatur på dampen.

## Sjøreise og ankomst havn

Når beskjed fra bro om start av sjøreise er mottatt, kan turbinanlegget settes i tilstand «FULL SPEED» og «STEADY GANGE»

Vi stenger alle manuelle dren samt dyse-grupper som ikke skal benyttes, stenger av resirkulering samt drenerer alle tappedamp-forbindelser og åpner disse forsiktig, holder korrekt vakuüm og kontrollerer lekkdampen fra pakkboksene.

Dersom anlegget har «SCOOP» kjøling, åpnes spjeld for dette når skipets fart er 7-10 knop og vi stopper den elektrisk drevne sjøvannspumpa og stenger div. ventiler til denne.

Deretter kan vi øke turbin-belastningen til ønsket hastighet.

### Ankomst havn

Før ankomst havn og manøver må alle tappeventiler være stengt. Vi manøvrerer til kai og når «FINISHED WITH ENGINE» er slått inn, stenger vi turbinenes hoved-dampventil.

Vi kopler inn tørnegir og åpner for varmedamp til framdrifts turbinene, samt damp til alle pakkbokser i akseltetninger, åpner alle drenventiler og starter tørnegiret.

Vakuüm i kondenser senkes fra 0,05 bar til ca. 0,8 bar, som tilsvarer en kondenserings temperatur på ca. 90°C. Turbinene roterer nå ved hjelp av tørnegiret under hele havneoppholdet for å holde turbinene varme, slik at det tar kort tid å gjøre klar for manøver igjen.

Rett før avgang settes det på mer varmedamp og når det strømmer ren damp ut av dren- ventilene, senkes kondensertrykket til 0,05 bar og tørnegiret koples ut.

Varmedampen stenges og damp settes direkte på HT turbinen forover «Dead Slow» i noen sekunder.

Deretter stenges for forover, og damp settes på akterover turbinen «Dead Slow» i noen sekunder.

Turbinene kjøres vekselvis noe forover og noe akterover på damp i ventetiden til manøver skjer. Dette kaller vi ofte «IDLE SPEED» og skjer normalt automatisk.

## Tester for godkjenning av turbinanlegg

DNV krever minst 3 mnd. innkjøring for E0 godkjenning av turbinanlegg, samt gjennom- føring og godkjenning av følgende tester:

### 1) Bro-kontroll.

Hastighetsforandringer av skipet for- og akterover med forskjellige turbinytelser, samt «Crash Stop» ved for- og akterover drift og stopp-tilstander avholdes to ganger i perioder på 10 min.

### 2) Maskinroms-kontroll.

De samme manøvrer foretas fra maskinrommets kontrollrom og utprøves med hoved panelets regulerings spaker og elektriske brytere.

Hoved-panelet koples ut og de samme manøvrer utføres fra nød-panel med direkte manuell regulering.

### 3) Aksel-stopp-alarm og «roll-over» bryter testes.

### 4) Auto-tripp av turbinsikring utprøves.

- a) Aksialforskyvning av hovedaksel (begge veier).
- b) Rotorvibrasjoner.
- c) Høyt mottrykk i kondenser.
- d) Høyt vannivå i kondenser-brønn.
- e) Lavt smøreoljetrykk.
- f) Rusing.
- g) Høy tomgangshastighet.
- h) Aksialforskyvning av HT og LT rotor.
- i) Tørnegir innkoplet.

### 5) Kjelenes fyrings- og fødevanns-regulering.

Kontroll av kjelenes fyrings- og fødevanns-regulering gjennomprøves under alle manøver- forhold, samt brennolje temperatur og regulering av overhettet- og de-superhettet damp.

### 6) Kjelenes reaksjoner testes for følgende driftsforhold.

- a) Elektrisk kraft tilførsel til panelet er brutt sammen.
- b) Styrings- og reguleringsluften er falt ut.
- c) Brennoljetrykket er falt ut.
- d) Feil i regulering av fødevann.

### 7) Tripp av turbogenerator under full fart.

Under full fart på hoved turbinanlegget «trippes» turbogeneratoren for å få «BLACK OUT». Dermed blir nød-diesel aggregatets reaksjon og oppstart testet (full ytelse innen 10 sek.). En person bør kunne klare å få kjelen i full driftstilstand innen 7 minutter og turbinanlegget i normal tilstand innen 10 minutter.

### 8) Tripping av fødevannspumpa og hoved-kondensat pumpa.

Med en fødevannspumpe i drift på 50% belastning «trippes» denne. Dermed testes stand-by pumpas reaksjon for oppstart og drift.

Med turbinanlegget på full belastning «trippes» hoved-kondensat pumpa. Dermed testes stand-by pumpas reaksjon for start og drift

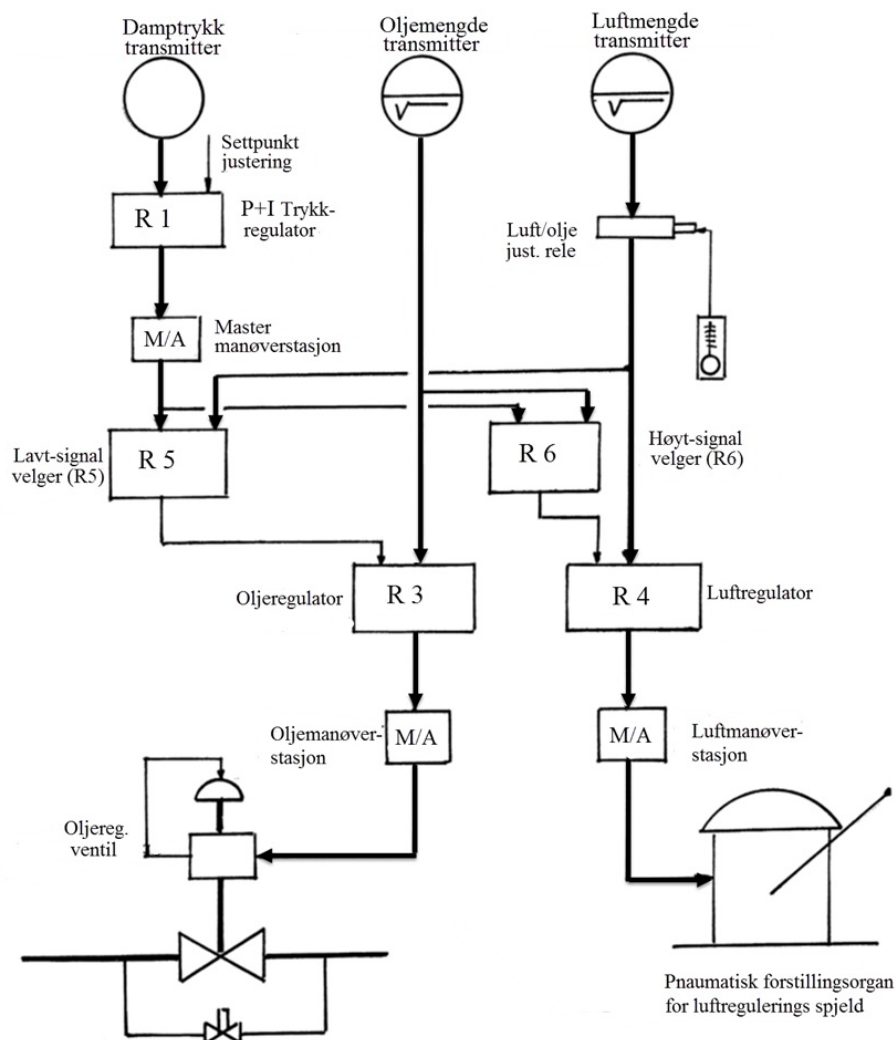
### 1) Alle alarmer testes.

## 4.3.2 Fyringskontroll - teori

### 1-punkts fyrings kontroll

Systemet for automatisk fyringskontroll skal i prinsippet sørge for fullstendig forbrenning ved varierende kjelebelastning.

Figuren under viser eksempel på et 1-punkts system for fyringskontroll.



Vi beskriver virkemåten til 1-punkts systemet for fyringskontroll ved hjelp av 2 scenarier, se neste side.

#### Scenario 1 - økt pådrag

Damptrykket avtar som følge av økt damp pådrag til turbinene. Dette gir følgende reaksjon:

- Utgangssignal fra damptrykkregulatoren (R1) øker, og som høyeste signal til høyt-signalvelgeren (R6) slippe gjennom til fram til luftregulatoren (R4). Dermed startes forstilling til økt luftmengde.
- Det samme utgangssignalet fra (R1) vil derimot, som høyeste inngangssignal til lavt-signalvelgeren (R5) bli stoppet.
- Når forstilling til økt luftmengde er kommet i gang, vil luftmengde-signalet øke, og gjennomgående signal til lavt-signal-velgeren (R5) bestemme forstilling av olje-reguleringsventilen.

Vi oppnår dermed et reguleringsforløp der **lufta leder oljen** og luftoverskuddet vil midlertidig øke.

## Scenario 2 - redusert pådrag

Ved reduksjon av damp pådraget til turbinene, med tilsvarende stigende damptrykk, vil vi få følgende reaksjon:

- a) Damptrykk-signalet fra (R1) slippes gjennom lavt-signal-velgeren (R5) og forstilling til redusert oljemengde startes.
- b) Damptrykket fra (R1) vil som laveste signal, stoppes ved høyt-signal-velger (R6), og forstilling til redusert luftmengde vil bli styrt av avtagende signal fra olje-mengde transmitteren

Vi oppnår da at **oljen leder lufta** og får en midlertidig økning av luftoverskuddet.

I siste del av innsvingningsperioden er det imidlertid damptrykk regulatorens I-funksjon som styrer oljeregulerings ventilens og luftregulerings spjeldets respektive posisjoner.

Et slikt 1-pukts system med P+I damptrykkregulator gir i prinsippet lang integreringstid, dvs. lang innsvingningsperiode og tilsvarende store avvik ved varierende belastning.

## 2-punkts fyringskontroll

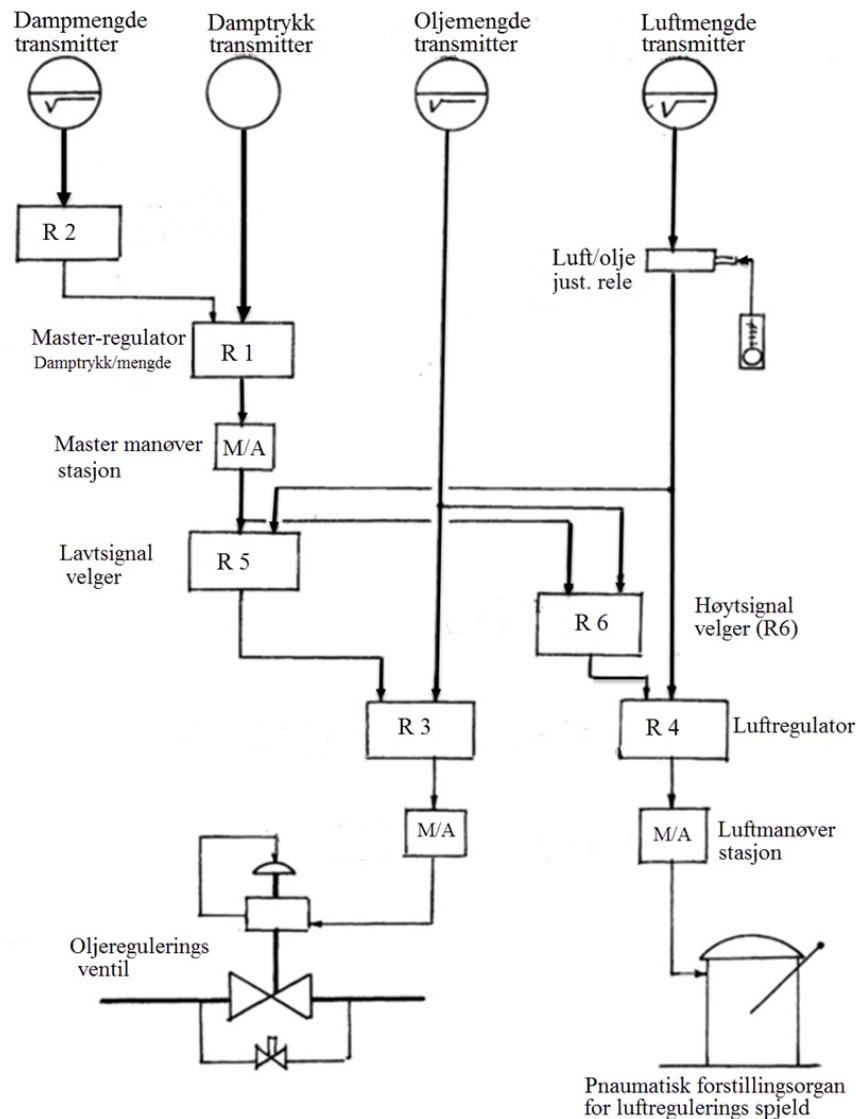
Figuren under viser et såkalt 2-punkts system for fyringskontroll, skjematisk.

Ved å sette inn en dampmengde-transmitter oppnår vi at regulerings systemet får tidligere signal om belastnings endringer.

Med et dampmengde-signal får regulerings systemet tilført et signal som er proporsjonalt med kjelebelastningen.

Komponent (R2) som mottar signal fra dampmengde transmitteren er et kalibrerings rele med P-funksjon.

Proporsjonalbåndet for dampmengden blir justert i forhold til oljemengden. På denne måten får vi et linjert forhold mellom fyrings intensiteten og kjelens varmebelastning (dampsiden).



*Merk at i moderne kjele anlegg er fyringskontrollen styrt elektronisk fra en regulerings boks.*

## Fyring med gass-avkok fra last (BOG)

Ved bruk av to slags brennstoff i et felles brenner-register må vi ta hensyn til at luftbehovet per kg blanding vil variere, idet metan krever mer luft per kg gass, men samtidig har gassen større brennverdi per kg. Dette gjør at vi trenger mindre luft per kg gass enn per kg olje, for å få en fullstendig forbrenning og samtidig oppnå en bestemt effekt.

Kapasitetsområde for kjelens brennere følger kjelens belastnings-faktorer. Mengden av metan som blir tilført kjelens brennere er derimot avhengig av gass-avkokingsmengden og av overtrykket av metan i lastetankene, som for øvrig alltid må være høyere en kjelens røykgass-trykk.

Lastetankenes gassavkok inneholder mindre mengder Etan, Propan, Isobutan og Butan, mens innhold av metan kan være ca. 80% med ca. 10% Nitrogen.

Nitrogen-innholdet kan komme opp i 40% ved sjøreisens begynnelse, men vil normalt minke til omkring 4 - 5 % i løpet av 3 - 4 dager.

Gassavkokings - mengden fra lasten er avhengig av luft- og sjøvanns-temperaturene samt skipets sjøgang.

For bestemte seilingsruter kan vi på årsbasis beregne hvor stort avkoket blir, basert på årstid og sjøpåvirkning av skroget mv.



Oljebrennerne nytter dampforstøving på samme måte som oljefyrte kjeler.

Når det er større mengder Nitrogen i gass-avkoket må vi avpasse luftmengden, noe som gjerne medfører manuell justering, men kan også løses automatisk ved måling av tettheten i metan-/nitrogen blandingen.

### 4.3.3 Kort om hjelpeturbiner

#### Turbogenerator (TG)

##### Generelt om systemet

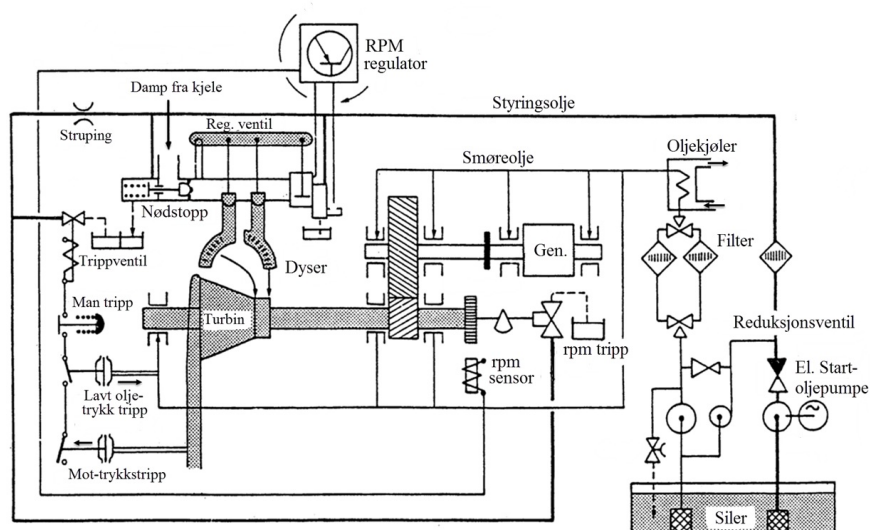
Et turbogenerator anlegg består normalt av en dampturbin, et gir og en generator, montert på et felles fundament, utstyrt med smøreoljekjøler og filter mv.

Figuren under viser skisse av et typisk elektrohydraulisk styrings system for turbogeneratorer fra STAL LAVAL.

Nødstop systemet består av en trykkbryter mot høyt mottrykk for avløpsdampen, lavt smøreoljetrykk, høyt turtall og aksialforskyvning av turbin rotoren.

Anlegget har også manuell hurtigstopp som vist på figuren.

Smøreolje (styringsolje) med trykk ca. 10 bar blir her brukt til regulering og nødstop av anlegget.



##### Manuell start/stopp av TG

Moderne TG anlegg har normalt fjernkontroll av start/stopp prosessen, men for informasjon tar vi med en prosedyre for manuell start/stopp av anlegget.

##### Start av TG

1. Peile smøreoljetank  
Steng forvarming av smøreoljetank  
Åpne for kjølevann til smøreoljekjøler  
Start el. Smøreoljepumpe
2. Drener dampledning og turbin
3. Åpne eksosdamp ventilen  
Juster sperredamp-trykket slik at det så vidt siver litt damp ut av pakkboksene  
Åpne til lekkdamp kondenser og sjekk at damplekkasjen fra pakkboksene opphører
4. Steng drenering på dampledningen når tørr damp strømmet ut i dreneringen
5. Resett nødstop og tripp  
Start forsiktig og la turbinen gå med lavt turtall i ca. 10 minutt og øk temperaturen på smøreoljen til ca. 30°C etter smøreoljekjøler

6. Øk turbinens rpm til «NO LOAD SPEED»  
Hastighets regulatoren vil nå ta over. Sjekk dette ved smøreoljetrykk på manometer  
Stopp den el. drevne smøreoljepumpa
7. Åpne nødstop ventilen helt åpen og lås ventilspindelen
8. Reguler temperaturen på smøreolje kjøleren slik at utløp smøreolje er min. 40°C
9. Reguler turbinens rpm ved hjelp av hastighets regulatoren og synkroniser for innfasing
10. Etter innfasing og innkopling på el. nettet fordeles belastningen mellom generatorene  
  
Kontroller at anlegget følger belastnings variasjonene

### Stopp av TG

Belastningen overføres til den andre TG som er i drift

1. Kople generatoren ut fra nettet
2. Start den el. drevne smøreoljepumpa
3. Stopp turbinen ved manuell tripp
4. Steng nødstop ventilen samt begge pakkboks ventiler og hoved-damp ventilen
5. Åpne drenventiler og steng kjølevannet
6. Kople inn tørnegir og la turbinen rotere til den er helt nedkjølt  
Den el. drevne smøreoljepumpa stoppes etter ca. 1 time  
Kople inn «heating» i smøreoljetank

## Føde-pumpe og turbiner

En fødepumpe må ha egenskaper til å reagere hurtig på kjelens belastnings endringer. For å oppnå dette må pumpen utstyres med moderne regulerings system og ha en passende pumpekaraktistikk.

Fra avlufter strømmer fødevannet til fødepumpa. Vanntrykket ved innløp pumpe er lik trykket i avlufter pluss det statiske trykket pga. høydeforskjell mellom væskestand i avlufter og innløp fødepumpa (ca. 20 - 30 meter) minus strømningsmotstander.

Fødepumpas mottrykk blir tilsvarende kjeletrykket pluss løftehøyden opp til økonomiser pluss motstand i fødevannsrøret opp til økonomiser, motstand i selve økonomiser pluss et visst overtrykk for å få vannet inn i kjelen (øvre beholder) og inn i føderøret i vannrommet i øvre beholder og ut gjennom dysene. Samtidig skal trykket overvinne motstander i regulerings systemet.

Med anlegget i ro, med lav belastning og liten dampstrøm ut fra kjelen, har vi konstant trykk på fødepumpa.

Når vi øker belastningen under manøver, vil vi få et trykkfall på dampen mellom øvre beholder og utløp overheter. Dermed må kjeletrykket øke for å holde konstant damptrykk ved utløp overheter.

Ved økt belastning øker kjeletrykket og dermed må også fødepumpetrykket øke, da vi ønsker å holde konstant damptrykk ut fra overheter. Dette medfører økt trykkfall fordi økt belastning fører til økt dampvolum og økt dampstrøm i overheter.

Samtidig vil økende kjeletrykk gi minkende dampvolum i øvre beholder, som igjen fører til at volumøkningen i overheter blir enda større og dermed til økt motstand.

Endring av fødepumpas effekt og vanntrykk skjer normalt ved å variere pumpeturallet, enten basert på konstant trykk etter fødepumpa eller konstant trykkfall over fødevanns ventilen.

Virkningsgraden for fødepumper vil variere mellom 0,6 og 0,7, avhengig av antall pumpetrinn og turtall mv.

Fødepumpeturbinen består vanligvis av et 2-trinns Curtis hjul, med en indre virkningsgrad på omkring 0,5 - 0,7

Damp til drift av fødepumpeturbiner er normalt overhettete damp.

### 4.3.4 Drifts- og tilstandskontroll av turbinanlegg

Driftskontroll av turbinanlegg består i hovedsak i å lese av diverse instrumenter og å sammenligne disse dataene med tilsvarende data fra testbed og/eller prøvetur.

## System fra Stal Laval

STAL-LAVAL har utarbeidet et systemskjema som er ment å gjøre kontrollen oversiktlig ved å sette opp alle data på grafisk form.

Figuren på neste side viser eksempel på et slikt hjelpeskjema fra STAL-LAVAL. Det viser dampens trykk og trykkforhold gjennom anlegget.

Med henvisning til skjemaet på neste side, måler vi følgende trykk:

- Før manøverventil ( $p$ )
- Før manøverdyser ( $p_1$ )
- Etter manøverdyser ( $p_2$ )
- I tappesonen ( $p_3$ )
- I cross-over ( $p_4$ )
- I tappesonen i LT turbin ( $p_5$  og  $p_6$ )

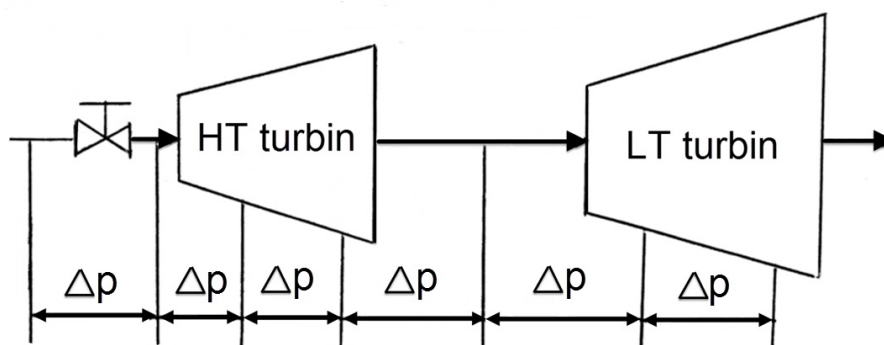
Ved å følge alle målinger fra prøveturen, kan vi plote inn nye data etter hvert og se hvordan disse er i forhold til prøveturs dataene, og får dermed en indikasjon på tilstanden.

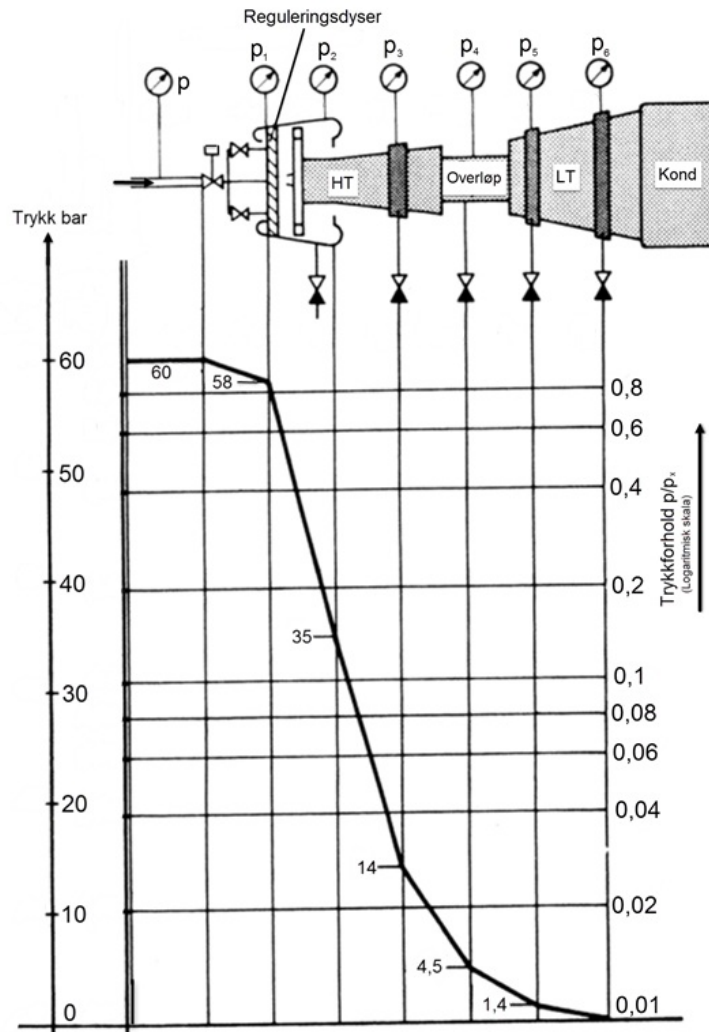
### Trykkfall ( $\Delta p$ )

Ved i tillegg å måle trykkfallene ( $\Delta p$ ) mellom målepunktene og sammenligne disse med trykkfall fra prøveturen, kan vi for eksempel konstatere om turbinskovlene har fått belegg eller ikke, og om de har fått skader.

Ved økt trykkfall mellom to punkter kan årsaken være belegg i dyser og/eller skovler, som har ført til innsnevring. Årsaken kan også være skovlskader.

Ved redusert trykkfall mellom to punkter kan årsaken være lekkasje i labyrint-tetning ved aksjonsturbiner eller tipp-lekkasje ved reaksjonsturbiner.





### 4.3.5 Feil ved drift av turbinanlegg

#### Innledning

Typiske feil ved drift av turbinanlegg er:

- Vann-inntrengning.
- Vibrasjoner.

#### Vann-inntrengning i turbiner

Vann-inntrengning i turbiner kan forårsake skader med havari til følge. Vann-inntrengningen kan skyldes feil behandling av anlegget, feil ved utstyr eller rørsystem. Merk herunder at tappedamp ventiler kan suge inn kondensat fra fødevanns forvarmere i manøversituasjoner, særlig i stopp perioder, da kondenserens vakuum forplanter seg gjennom turbinene.

Vannslag i dampledning kan høres som kraftige smell og gnissing inne i turbinen indikerer kontakt mellom roterende deler på grunn av vann.

Særlig HT turbinen er ømfintlig for vann på grunn av høyt trykk og temperatur samt høyt turtall.

Vannets skadevirkning i et anlegg er selvsagt avhengig av vannmengden, stedet der vannet trenger inn og hvor lenge dette pågår.

Dersom mye vann strømmer inn i et mellomrom i turbinveggene, (f.eks. gjennom tapperøret) og mer eller mindre fyller mellomrommet, vil dette forårsake et støt-trykk på rotoren ved at vannet stenger for dampløpet og «vakuump» vil «trenge inn» fra kondenseren. Støtet kan ødelegge trykklageret, rotoren forskyves og kan igjen forårsake skader på turbinskovler og labyrint pakkbokser som i verste fall kan føre til havari.

En mindre vannstrøm vil forstøves (fordampes) i dampstrømmen mens en større vannlekkasje også vil fordampe, men vil føre til redusert damp temperatur. I begge tilfeller fører dette til sjokk kjøling som kan redusere klaringene. I ekstreme tilfeller kan rotoren bli bøyd ut av senter-stilling pga. temperaturforskjeller og dermed føre til ubalanse, som igjen kan medføre skade.

Både varige og gjentatte vannlekkasjer kan føre til skarpe spor i ventiler og/eller ventilseter. Inne i turbiner kan det videre oppstå erosjon på løpeskivene og skader på dysene.

### **Høy fuktighet**

Årsaker til høy dampfuktighet kan være:

- For stor damp hastighet gjennom dampseparatorene slik at vandrdåper følger med strømmen, såkalt «Carry Over».
- Utvikling av for stor fuktighet pga. vannsprut, såkalt «Priming».
- Urein, skumartig vannflate forårsaket av høyt saltinnhold, høy kaustisk alkalitet, høyt innhold av fosfat, olje eller andre forurensninger, såkalt «Foaming».
- Feil-montert vannutskiller-utstyr slik at dampen passerer forbi med fuktigheten, såkalt «Leakage Carry Over».
- Turbinene kan skades ved for høy fuktighet eller at den har for lav temperatur slik at den kondenserer inne i HT turbinen. Dette kan føre til vannslag og erosjoner, som igjen kan føre til havari.

### **Årsaker til vann-inntrengning**

Årsaker til vann-inntrengning kan være at kjele vannet følger med dampen ut. Dette kan skyldes for høy vannstand, feil ved reguleringen «Swelling» pga. økt ytelse på turbinene og fallende damptrykk og dårlig vannseparering i øvre beholder.

Under manøver er ofte fødevanns-forvarmerne inn-aktive og fylles gradvis med kondensat. Dette kan føres inn i turbinene dersom tappeventilene lekker når de er stengt. Størst fare oppstår i stopp perioder med vakuum i turbinhuset.

Kondensat i spe-damprøret til sperredamp regulatoren kan forårsake havari og skader på labyrint-pakkboksene.

Det kan også oppstå sprekker og lekkasje i forvarmer-røret til turbinene.

## **Vibrasjoner i turbinmaskineri**

Vibrasjoner skyldes gjerne ujevnt belegg på turbinskovlene, skrogsvingninger, manøvrering i trangt farvann og ujevn oppvarming eller ujevn kjøling av turbinene i venteperioder.

Vibrasjoner kan også oppstå under lang tids drift og skyldes ofte belegg og/eller ujevn slitasje som igjen skyldes vannerosjon.

Vann-inntrengning i turbiner kan også skyldes vibrasjoner og gir selvsagt skade på turbinskovler og dyser.

Anmerkning!

Turbinrotorene må ikke stå stille i venteperioder under manøver, dels fordi høyt vakuum kjøler en stillestående rotor ujevnt, og dels fordi pakkboksene tar skade dersom damp får strømme gjennom disse med stillestående rotor i mer enn 5 min om gangen

## **Belegg og tæringer i vannrørskjeler**

### **Vann-siden**

Da kjelstålet er uedelt kan det oppstå tæringer av forskjellige årsaker, for eksempel pga. høy temperatur, gasser av O<sub>2</sub> og CO<sub>2</sub>, feil alkalitet eller metalloksider som følger med fødevannet inn på kjelen.

Det som beskytter stålet mot tæring på vann siden er magnetittfilmen som blir dannet under forbehandling av kjelen. Det er derfor viktig at kjelevannet har korrekt pH verdi slik at magnetittfilmen ikke skades

Kjelevannet må også holdes oksygen-fritt, dvs. fri for luft. Oksygen fører nemlig til tæring i kjelen og skader magnetittfilmen.

Luft må fjernes i kondenseren, for eksempel ved hjelp av ejetorer, men noe luft følger med til avlufteren der vannet koker og luften blir fjernet.

For å fjerne siste rest av oksygen tilsettes Hydrazin på fødepumpens suge side, slik at kjelevannet har en konsentrasjon på 0,05 – 0.1 ppm Hydrazin.

Ved temperaturer over 250°C blir en del Hydrazin omdannet til ammoniakk som vil skade kondenser-rørene. Derfor må vi i enkelte tilfeller dosere noe Hydrazin i cross-over, til vi oppnår pH verdi på 9 i kondensatet.

Ved for lav pH verdi kan det oppstå tæring på vann siden.

Ved å tilsette flytende kaustikk soda oppblandet med vann direkte på kjelen, øker vi pH verdien slik at vi unngår tæring.

For kjeler med ekstra høyt trykk blir det brukt trinatrium fosfat som samtidig nøytraliserer alle salter i kjelevannet.

### **Belegg-kilder, vann-side**

Vi har tre kilder til belegg på kjelens vann-side:

- Alle tæringsprodukter og metalloksider fra selve kjelen og hele anlegget.
- Kalsium- og magnesiumsalter fra destillatet eller lekkasjer.
- Diverse slam som fester seg på kjelens innvendige heteflater.

Løse metallpartikler og tæringsprodukter vil danne belegg som vil øke i tykkelse etter produktenes omfang.

Fra metallflater i anlegget kan metalloksider løsriver og følge med fødevannet inn på kjelen og danne belegg.

Ved å holde kondensatet og fødevannet på korrekt pH verdi kan dette unngås.

Kalsium og magnesium salter vil danne kjelsten på kjelens innvendige heteflater og hindre varmegjennomgangen til vannet inne i rørene.

Saltet stammer fra destillatet av sjøvann, men kan også komme fra lekkede varmevekslere. For å hindre dannelsen av kjelsten tilfører vi fosfat som nøytraliserer alt salt og danner et slam som senere synker ned i kjelens nedre seksjon og kan fjernes ved bunnblåsing.

Ved å ta hardhetsprøve av kjelevannet kan vi finne ut om alt salt er nøytralisert. Hardhetsprøven skal da være 0.

Beleggdannende avfalls-slam dannes av alle partikler og stoffer som kan feste seg på kjelens heteflater.

Fosfatslam kan danne belegg om det ikke bunnblåses og fjernes.

Vi tar daglig kjelevanns prøver og sjekker slamkonsentrasjonen i kjelevannet og bunnblåser når prøven viser maks tillatt verdi.

### **Tæring og belegg på røykgass siden**

Tæring på røykgass siden skyldes belegg av vanadium sammen med natrium forbindelser på kjelens varme røykgass sone som er overheter, samt svovelsyre tæring i kjelens kalde sone, dvs. økonomiser og den roterende luftforvarmeren.

Ved forbrenning av olje som inneholder vanadium dannes ulike vanadium oksider som størkner på varme overflater. Mest uheldig er di-vanadium pentoksid ( $V_2O_5$ ) med størknetemperatur på 660°C. Dette belegget tærer sterkt på over-heter stålrørene.

Gass siden av overheteren må kontrolleres regelmessig og evt. belegg som har satt seg fast på rørene må spyles bort.

Ved å fyre med så lavt luftoverskudd som mulig, samt unngå å kjøle røykgassen i luftforvarmeren for mye, vil vi stort sett unngå tæring.

Vi må videre sotblåse kjelen regelmessig, da sot ofte inneholder svovelforbindelser og opptar dessuten fuktighet slik at rørene kan tære under soten.

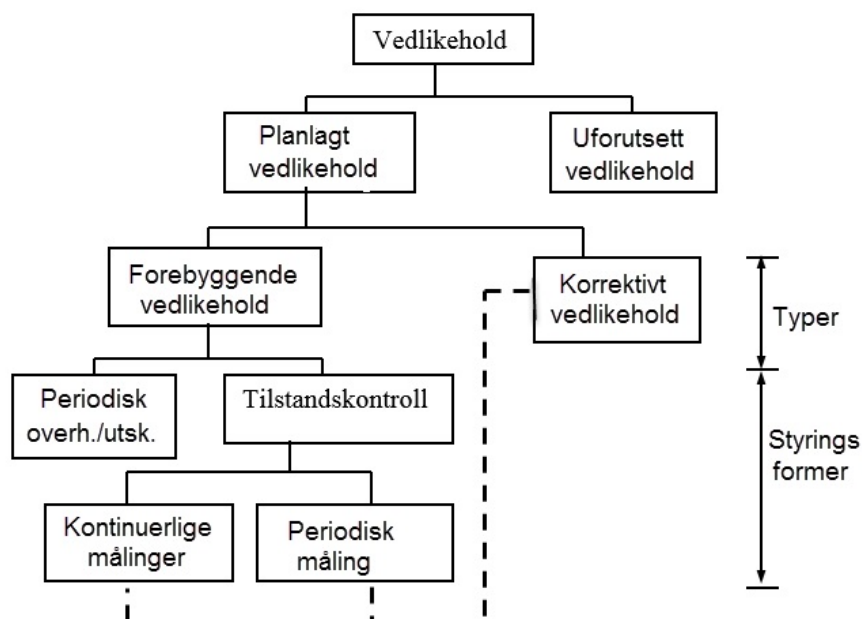
# 5. Vedlikehold

## 5.1 Systematisk vedlikehold

### 5.1.1 Vedlikehold - Definisjoner

Systematisk vedlikehold innebærer at vedlikeholdet blir styrt ut fra en valgt strategi, og at vedlikeholdet planlegges, utføres og registreres systematisk.

Vedlikeholdet kan ordnes i ulike typer og styringsformer, for eksempel som skissert på figuren under, der vedlikeholdet er delt inn i to hovedgrupper, nemlig **planlagt vedlikehold** og **uforutsett vedlikehold**.



Det **uforutsette** eller ekstraordinære vedlikeholdet er vedlikehold på grunn av en uforutsett hendelse, eller et resultat av at det forebyggende vedlikehold ikke er godt nok.

**Planlagt vedlikehold inndeles i:**

- *Forebyggende vedlikehold* skal både forebygge at en skade eller skadeutvikling oppstår og gjøre det mulig å oppdage en skade tidlig.
- *Korrektivt vedlikehold* kjennetegnes ved at komponenten går til den feiler. Blir kun brukt for komponenter som ikke er kritiske for økonomi eller sikkerhet, men hører likevel inn under planlagt vedlikehold idet vi bevisst har valgt denne formen for styring da dette i noen tilfeller er det billigste.

**Forebyggende vedlikehold** skal altså forebygge at skade eller skadeutvikling oppstår, og/eller bidra til å oppdage en skade tidlig. Dette vedlikeholdet kan inndeles i:



- *Periodisk vedlikehold.* Komponenter vedlikeholdes eller skiftes ut etter et bestemt antall timer eller måneder i drift.
- *Tilstandsstyrt vedlikehold.* Vedlikehold basert på systematisk overvåking og oppfølging av maskineriets tilstand.

### Valg av vedlikeholds type for komponenter

Når vi skal velge vedlikeholds type (korrektivt eller forebyggende) for en komponent må vi i første rekke ta hensyn til:

- Komponentens betydning for sikker og økonomisk drift av skipet,
- hva slags feil vi kan forvente,
- risiko for å påføre feil ved demontering,
- pris og tilgjengelighet for ny komponent.

Viktige komponenter som ikke er dubleret (uten «stand by») blir alltid underlagt forebyggende vedlikehold. Dette gjelder for eksempel turbolader, brennstoff- og eksosventiler på hovedmotor.

Valget kan være vanskeligere for pumper som har en «stand by» pumpe, men vanlig praksis er at alle viktige pumper er underlagt forebyggende vedlikehold, enten i form av tilstandskontroll eller periodisk åpning/overhaling.

Mindre viktig utstyr, og utstyr som sjelden er i drift, kan med fordel underlegges korrektivt vedlikehold (Eng. Hysterical Maintenance), dvs. utstyret overhales etter at feilen har oppstått

## Periodisk vedlikehold

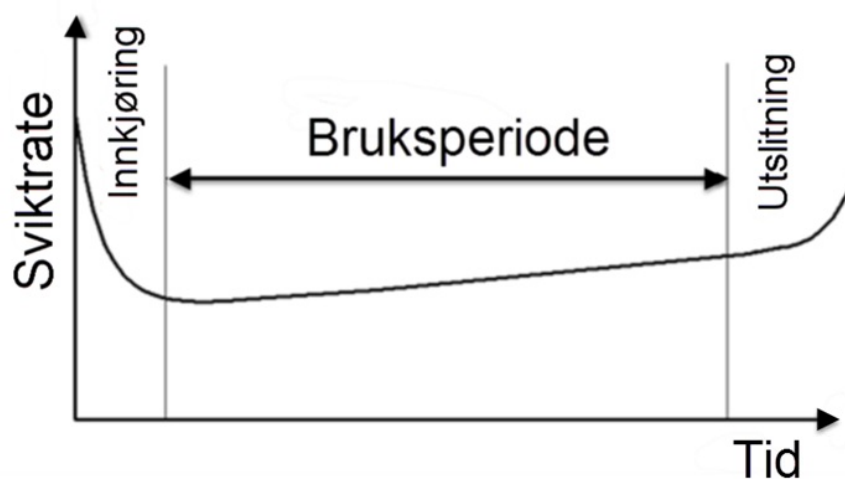
For komponenter som er underlagt periodisk vedlikehold må vi i prinsippet vurdere intervallenes lengde i timer eller måneder. I praksis tar vi som regel, utgangspunkt i fabrikantens anbefalte driftsintervall, for senere å justere disse etter hvert som vi vinner erfaring.

Viktige komponenter på hoved- og hjelpemaskineri er som regel underlagt krav til periodisk inspeksjon fra klassen. Slike klasseperioder kan variere fra årlig stikkprøvekontroll til mer grundig kontroll/overhaling hvert 5 år. For slike komponenter settes gjerne intervallene lik klasseperioden.

Levetiden for skipsutstyr blir som nevnt, ofte basert på fabrikantens anbefalinger, som igjen er basert på erfaring og omfattende tester. Som hjelpemiddel i slike prosesser anvender vi ulike matematiske modeller.

### Teoretisk levetid

Ved bruk av matematiske modeller for å bestemme levetiden, må vi ta hensyn til at sannsynligheten for svikt på et vilkårlig tidspunkt ikke er konstant over tid. Denne sammenhengen blir gjerne beskrevet grafisk i en såkalt badekarskurve, se figuren under.



Navnet badekarskurve skyldes kurvens karakteriske form. Nytt utstyr har mange svikt, ofte uttrykt som «barnesykdommer». Deretter følger en bruksperiode med lav sviktrate, for så til sist å ende i det vi kan kalle utslitings periode. For de fleste mekaniske komponenter vil sviktraten også øke noe i bruksperioden.

## Tilstandsstyrt vedlikehold

Tilstandsstyring av vedlikeholdet går ut på å oppdage en skadeutvikling på et tidlig tidspunkt og bruke denne informasjonen ved vurdering av videre drift, justeringer, nødvendig vedlikehold og reparasjoner.

Tilstandsstyring av vedlikeholdet går i korthet ut på:

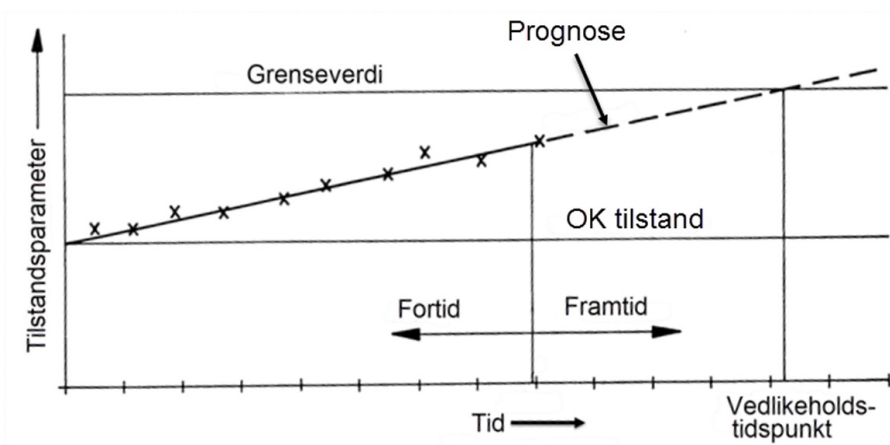
- Å velge ut viktige parametere, som «forteller» noe om tilstanden.
- Foreta jevnlig målinger og registrere/beregne avvik fra ny tilstand (referanse).
- Registrere avviket (f.eks. i %) på en tids- eller driftstidsskala.

Når vi har registrert et antall slike avvik, kan vi ofte lage en prognose eller trend, som viser sannsynlig tidspunkt for overskridelse av en fastsatt grenseverdi.

En slik prognose kan i sin enkleste form være en rett linje trukket gjennom målepunktene, se figuren under. Eller vi kan anvende ulike matematiske formler, men uansett metode så er poenget at vedlikehold/overhaling foretas før grenseverdien blir overskredet.

I noen tilfeller er grenseverdien fastlagt av motorfabrikken, mens vi i andre tilfeller må bygge på erfaringsverdier.

I praksis blir slike trendanalyser i dag utført ved hjelp av datamaskiner, som regel basert på en matematisk modell eller formel, som det vil føre for langt å ta med her.



## 5.2 Metoder for tilstandsstyrt vedlikehold

Tilstandsstyring av vedlikeholdet kan foregå på flere forskjellige måter. De mest aktuelle metoder for bruk om bord i skip er:

- Termodynamisk tilstandskontroll (temp, trykk og virkningsgrader mv.)
- Oljeanalyse (system- og hydraulikkolje)
- Vibrasjons- måling/analyse (gasturbiner, kompressorer, pumper mv.)

Av disse er termodynamisk tilstandskontroll og oljeanalyse mest brukt om bord i skip.

Vibrasjonsanalyse av skipsmaskineri har tradisjonelt vært forbeholdt spesialister, men utvikling av nytt og bedre utstyr har endret dette, slik at maskinisten i dag kan både måle og analysere typiske vibrasjonsforhold om bord i skip. Analyse av mer kompliserte vibrasjons- forhold krever likevel fortsatt spesialkompetanse av utøveren.

I det følgende skal vi redegjøre kort for ovennevnte metoder.

### 5.2.1 Termodynamisk tilstandskontroll

Termodynamisk tilstandskontroll omfatter alle metoder basert på måling og bearbeiding av forskjellige prosessstørrelser i et maskineri. Disse kan omfatte:

- Temperatur og temperaturforskjeller,
- trykk og trykkdifferanser,
- strømningsmengder (masse, volum),
- hastigheter eller hastighetsforskjeller,
- mediesammensetning,
- energimengder, effekt og virkningsgrader.

*Denne typen måledata benyttes i hovedsak for å fastlegge et uttrykk for eller et nivå på et maskineris prestasjoner eller effektivitet. Uttrykket for prestasjon skal gi et mål for hvordan en komponent eller et system fyller sin funksjon i forhold til en referansefunksjon, eller ny-tilstand.*

En reduksjon av et systems eller en komponents prestasjon kan innebære:

- Økt fare for at skader inntreffer på andre komponenter, eller system.
- Økte kostnader, uttrykt ved for eksempel økt brennstoff-forbruk.

Eksempel på parametere som beskriver prestasjoner er:

- Virkningsgrader eller spesifikt forbruk ved faste/gitte driftsbetingelser (dieselmotorer, gasturbiner, pumper, kompressorer, turboladere, dampkjeler).
- Trykkfall ved faste/gitte gjennomstrømningsmengder (gass- og væskestrømning).
- Varmeovergangsmotstand ved faste/gitte driftsbetingelser (varmevekslere, kjølere, dampkjeler, fordampere).
- Temperaturnivåer ved faste/gitte driftsbetingelser (metalltemperaturer, olje- og gass- temperaturer, væsketemperaturer).

### 5.2.2 Oljeanalyse og tilstandskontroll

#### Innledning

Bruk av oljeanalyser for tilstandskontroll av maskineri omfatter i hovedsak analyse av smøreolje og hydraulikkolje med hensyn på innhold av metaller (slitasjepartikler) for å kartlegge slitasje og som hjelpemiddel for å lokalisere slitasje.

Oljeanalyser fra et laboratorium vil dessuten inneholde informasjon om oljens egenskaper.

Bruk av oljeanalyser kan anvendes i alle systemer som inneholder smøreolje eller hydraulikkoljer, slike som:

- Stempelmotorer og kompressorer.
- Sentrifugalpumper og kompressorer.
- Gassturbiner.
- Gir.
- Hydraulisk utstyr.

For å unngå feiltolking av analysen er det svært viktig å følge fastlagte prosedyrer mht. prøvetaking og renhold av prøveflasker mv.

Det er dessuten viktig å notere ned mengde olje som er etterfylt, samt hendelser som kan ha betydning for analyseresultatet, for eksempel overhaling eller utskiftinger mv. som er foretatt siden forrige innsendte prøve.

## Elementanalyse

Mengden av metallpartikler i en analyse gir i prinsippet et mål på slitasjens omfang og slitasjehastigheten, mens metalltypen kan bli brukt til å kartlegge hvor slitasjen finner sted.

Dette siste basert på at de fleste motor- og utstyrsfabrikanter har utarbeidet tabeller med oversikt over type metaller og plassering av disse på sitt utstyr.

Ved en elementanalyse av systemoljen ser vi først og fremst på endringene fra gang til gang.

En økning fra en prøve til neste gir indikasjon på mulige uregelmessigheter, eksempelvis økning av følgende element:

Bly (Pb):	Lagerslitasje – hvis sammen med kobber – bærelager.
Kobber (Cu):	Lagerslitasje, sammen med Na ⇒ kjølevanns lekkasje.
Jern (Fe):	Slitasje, f.eks. i sylindreforinger.
Krom (Cr):	Slitasje i stempelfjærer mv.
Aluminium (Al):	Lagerslitasje.
Silisium (Si):	Lekkasje eksosrør-isolasjon.
Natrium (Na):	Saltvanns lekkasje (sjøluft), kjølevannstilsetning.

## 5.2.3 Vibrasjons- måling og analyse

### Introduksjon

Om bord i skip vil det som kjent, alltid forekomme mange forskjellige typer vibrasjoner, forårsaket av kraftimpulser fra diverse maskineri og propell mv. Slike vibrasjonssignaler består i praksis av mange frekvenskomponenter, noe som betyr at vi må skille ut aktuelle frekvenser for å kunne lokalisere «kilden» til uheldige vibrasjoner.

Ifølge Fourier kan enhver periodisk svingning dekomponeres i et antall sinus-svingninger, ofte kalt harmoniske svingninger, der summen av alle sinuskurvene er lik opprinnelig svinge kurve.

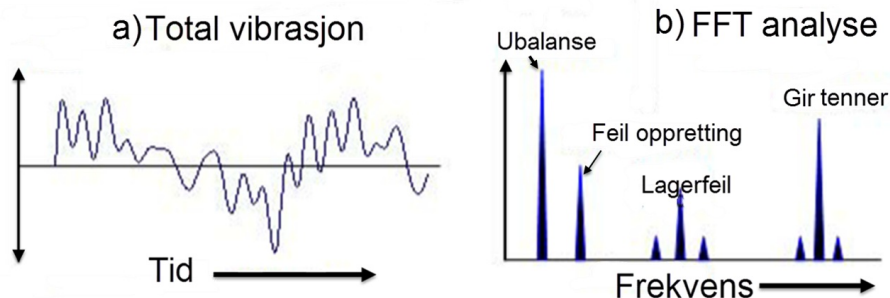
Basert på Fourier sitt prinsipp er det utviklet instrument og dataprogram som raskt skiller ut hvilke frekvenser et signal er sammensatt av, ofte kalt FFT (Fast Fourier Transformation). Dette oppnås i prinsippet ved å begrense antall sinuskurver som inngår i summen, idet en fullstendig gjennomregning er tidkrevende, selv med dagens teknologi.

Ved frekvensanalyse av maskinvibrasjoner finner vi ofte et antall dominerende periodiske frekvenskomponenter som står i direkte forhold til bevegelsen av forskjellige deler av maskinen.

Med kjennskap til typiske impulsfrekvenser og feiltilstander for ulike maskiner, er det da mulig å finne «kilden» til uønskede vibrasjoner, og ut fra dette foreta nødvendige tiltak.

Figuren under viser eksempel på vibrasjonsmåling av en roterende maskin med gir-tilkopling, der a) viser total vibrasjonskurve og b) viser FFT analysen av den målte vibrasjonen.

Ved å sammenholde frekvens-toppene med impulsfrekvenser ved typiske feil for maskinen, kan vi ofte lokalisere mulige årsaker til feilen(e), som vist i b).



Generelt gjelder altså at:

- Nivået av total-vibrasjonen gir varsel om mulige feiltilstander.
- Frekvensanalysen (FFT analysen) gir informasjon om mulig feiltilstand.

## Kort innføring om vibrasjonsmåling

### Typer vibrasjonsmålinger

- Akselerasjoner, utvendig på turbin- og lagerhus, blir målt både som amplitude og RMS, med enhet  $\text{mm/s}^2$  eller g. (RMS = Root Mean Square, se avsnitt 1.2.5)
- Hastighet blir ofte målt i RMS utslag med enhet  $\text{mm/s}$ .
- Forskyvning av akslinger i radiell eller aksiell retning i forhold til lagre blir normalt målt som maks verdi (amplitude) og med enhet mikron.

### Plassering av målepunkt:

For vibrasjonsmålinger gjelder generelt at vi måler på deler av maskinen som har god tilkomst og forøvrig anbefales følgende:

- To posisjoner på hvert lager, med  $90^\circ$  forskjøvet:
  - Vertikalt og horisontalt på horisontale maskiner.
  - På langs og på tvers på vertikale maskiner.
- Aksial målinger - trust lager, på koblings-siden av maskinen.

### Sjekkliste for vibrasjonsmåling

For å sikre korrekte målinger kan vi bruke følgende sjekkliste:

- Kontroller at målepunktene er godt merket og rene.
- Kan bruke magnet-feste for flate overflater, men bolt-fester er å foretrekke.
- Registrer data for korrekt plan, eller alle tre hvis tiden tillater det.
- Plasser transduktor forsiktig, risting kan gi dårlige signal.
- Unngå å bevege kabler under måling.
- Foreta en sikkerhetsvurdering ifølge gjeldende prosedyre for SJA om bord.

### Trend- målinger og analyser

For å sikre at registrerte trend målinger er best mulige, er det viktig å sørge for at målingene er repeter-bare, dvs. at de kan sammenlignes direkte uten korreksjoner. Målingene bør derfor registreres ved mest mulig like driftsforhold (turtall, belastning etc.). Det kan også være hensiktsmessig å redusere antall målepunkt til for eksempel; 1 aksiell måling per lager +1 aksiell måling per trust lager, og kanskje i tillegg aksielt på koplings-siden.

Trend målinger blir i prinsippet gjennomført for de deler av svingespekteret som har størst interesse, og normalt vil dette være total vibrasjon for; 1 x rpm, 2 x rpm, 3-8 x rpm, rpm x antall gir-tenner, samt fluid strømming gjennom skovler, høy frekvente vibrasjoner og eventuelt andre vibrasjoner som vi tror det kan oppstå problemer med.

Dersom trend målingen viser økt utslag for ett eller flere av de målte frekvens-områdene, er gjerne neste trinn å foreta en FFT analyse for om mulig å lokalisere årsaken til økningen.

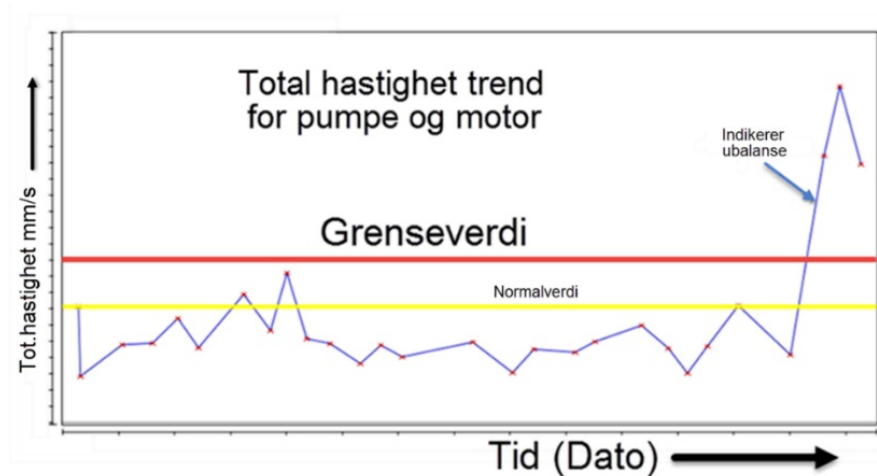
For valg av enheter kan vi anvende følgende tommelregler:

- Hastighet blir ofte brukt for maskineri. (Lav frekvent vibrasjon).
- Akselerasjon blir ofte brukt for lagre. (Høy frekvent vibrasjon).

### Trend for total hastighet

Dersom trenden for total hastigheten øker gradvis eller plutselig, er dette et varsel om feil.

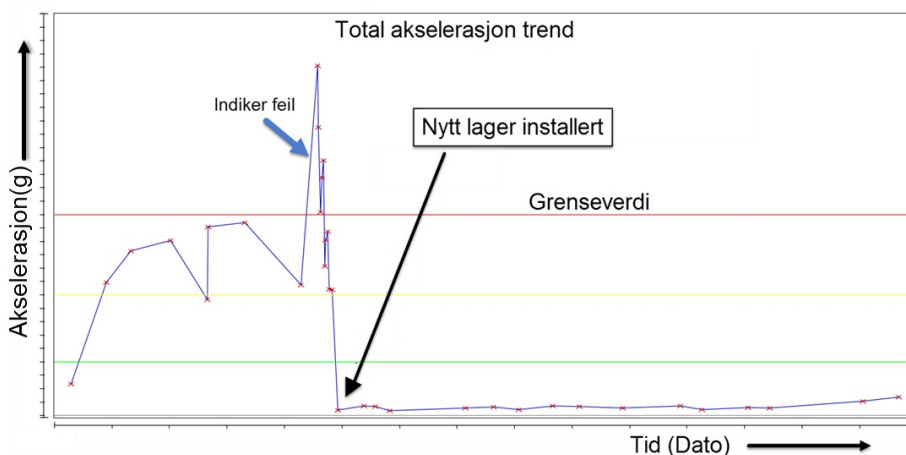
For å undersøke dette nærmere må vi foreta en FFT analysere og se etter ubalanse, feil ved oppretting, løse deler etc.



### Trend for total akselerasjon

Figuren under viser eksempel på trend for total-vibrasjon av et lager.

Dersom trenden viser en gradvis eller plutselig økning, kan neste trinn være å foreta en FFT analyse for å søke etter feil på lageret, eller alternativt installere et nytt lager, som antydnet i figuren.



## Typiske årsaker til vibrasjoner

Tabellen under viser typiske frekvenser og orden for feil ved roterende maskineri.

$n$  = rotasjonsfrekvens, (1.), (2.), (3.) etc = orden = antall svingninger per omdreining.

Vibrasjons årsak(er)	Frekvens (orden)	Kommentarer
Ubalanse	$1 \times n$  (1.)	Utslag proporsjonalt  $m$ /rotorens ubalanse, størst i radiell retning
Feil oppretting	$1 \times n$ ,  $2 \times n$ ,  $3 \times n$  (1., 2., 3.)	Stort utslag i aksial retning.
Løse deler	$2 \times n$  (2.)	Skjer ofte i forbindelse med ubalanse og feil oppretting.
Slitte/skadde kule- og rullelagre	Pulser med høy frekvens	Se etter store avvik fra øvrige lagre på maskinen.
Eksentriske glide- lagre	$1 \times n$  (1.)	
Skade på glidelagre	Uregelmessige pulser	
Oil whirl, oil Whip	$1 \times$  kritisk  $n$	Resonansfenomen i lagrenes oljefilm
Tanningrep på gir	Tannantall  $\times n$	Tendens til uregelmessige pulser ved feil/skade
Oscillerende krefter	1, 2 og høyere (1., 2. ....)	Konstruksjonsbetinget i stempelmaskineri
Forbrennings- impulser	$0,5 \times i \times n$	
$1,0 \times i \times n$	4-takts motorer ( $i$  = sylindertall)	
2-takts motorer		
Roterende pumper	Skovlantall  $\times n$  og høyere	
Kavitasjon	Skovlantall  $\times n$  og høyere	
Aerodynamiske forhold	Skovlantall  $\times n$  og høyere	Uregelmessig
Elektriske forhold i elektriske motorer	$1 \times n$	
$1, 2 \times$  synkron frekvens		
Ytre kilder		Vibrasjoner fra andre maskiner, kilden kan ofte lokaliseres ved FFT analyse

NB!

Tabellen er veiledende og ment som hjelpemiddel for nybegynnere.

## 5.3 Vedlikeholds- og overvåkingsystemer for skip

De fleste skip har i dag installert en form for databasert vedlikeholdssystem, varierende fra enkle dataprogram for styring av vedlikehold, reservedeler og rekvisita mv. til mer avanserte vedlikeholds-, overvåkings- og diagnosesystem.

### 5.3.1 Vedlikeholdsprogram

Det finnes mange typer vedlikeholdsprogram for bruk på skip, men oppbygning og virkemåte av slike program er i hovedsak like, slik at det er enkelt å skifte fra ett program til et annet. Men effektiv bruk av slike program krever likevel noe praktisk trening, og vi forutsetter derfor at alle maritime fagskoler har installert og gjennomfører laborasjoner på et anerkjent vedlikeholdsprogram.

Til orientering skal vi her kort beskrive vedlikeholdsprogrammet brukt ved BMF.

#### TM-master

TM-master (<http://www.teromarine.no/>) er et standard vedlikeholdsprogram, basert på SFI sitt kodesystem (se del I). Det tar hånd om alle typer jobber om bord innen vedlikehold, reserve- deler og rekvisita mv., og er knyttet opp mot ISSA katalogen for bestilling av rekvisita. Vi bruker engelsk språk.

#### Planned maintenance module

The Planned Maintenance module is a system for planning and managing scheduled preventive, corrective and condition based maintenance.

The system record, schedules, and manages all data pertaining to maintenance work performed on a vessel.

#### Features included:

- Cross fleet key performance indicators
- Plan and report maintenance activities
- Cross fleet standardisation of jobs
- Multiple intervals
- Pre-warning of jobs due
- Disabling and enabling of jobs
- Postpone jobs to project
- Overview of components without jobs
- Maintenance efficiency
- Analysis of maintenance history and reporting
- Inventory

#### Inventory module

The inventory module is a tool to manage components, spare parts and consumables. These are all displayed in grids, which gives an overview of all information related to each individual component, including jobs, spare parts, history and certificates.

#### Available features:

- Spare parts control
- Function hierarchy for components
- Flexible technical structure for components
- Stock control with consumption overview
- Requisition, order processing and delivery control



## 5.3.2 Vedlikeholdssystem - Wärtsilä NSD – RCOM

Wärtsilä NSD har utviklet et vedlikeholdssystem kalt RCOM «Reliability Centred Operation and Maintenance».

### RCOM

RCOM består av fem separate program:

- ELDOK (Electronic Technical Manual) - Interaktiv teknisk manual.
- REMOTE EXPERT – Multimedia kommunikasjonssystem.
- FAKS (Fault Avoidance Knowledge System) – Diagnoseverktøy.
- MONI TREND – Dataanalyse program.
- MAMA Pro – Vedlikeholdssystem.

Hvert av disse programmene kan operere selvstendig eller arbeide sammen, dersom alle er installert om bord.

#### ELDOK - dokumentasjonssystem

ELDOK omfatter en elektronisk håndbok, som gir tilgang til teknisk dokumentasjon via et interaktivt grensesnitt, der maskinisten kan hente inn tekniske illustrasjoner, tegninger og trinnvis brukerstøtte ved hjelp av video, samt reservedelskataloger og arbeidsbeskrivelser.

Reservedelskatalogen inneholder også illustrasjoner med nummererte deler og dellister.

#### Wärtsilä Remote Expert

Wärtsilä Remote Expert er et multimedia kommunikasjonssystem som gjør det mulig å sette opp en videokonferanse-forbindelse mellom rederikontor og personell om bord.

Aktuell problemstilling kan kobles til for eksempel Moni Trend eller FAKS og dermed få ut data av interesse. Systemet kan også operere kameraer montert i maskinrommet.

#### FAKS - Fault Avoidance Knowledge System

FAKS er programvare spesielt beregnet på forebyggende vedlikehold og å hindre at det oppstår feil eller skade.

FAKS innhenter automatisk driftsdata fra motorens overvåkingssystem og analyserer disse. Systemet er derfor et hjelpemiddel for maskinistene til å vurdere driftstilstanden og lokalisere mulige feil.

Verktøyet for feildiagnose sammenligner registrerte data fra overvåkingssystemet med tilsvarende referansedata fra prøvestandskjøring av motoren.

#### MONI TREND

Moni Trend er et analyseverktøy med formål å samle inn og analysere av driftsdata for Wärtsilä NSD motorer.

Moni Trend samler inn og lagrer alle hendelser som blir overvåket, herunder I/O-funksjoner, alarmer og tilgangsdata, med tidsangivelse.

#### MAMA Pro

MAMA Pro (Maintenance Management System) er et vedlikeholds styringssystem som skal føre kontroll med alle aktiviteter, prosedyrer og vedlikeholdsrutiner

Vedlikeholds instruksjonene inneholder basisdata som arbeidsbeskrivelser, instruksjoner, estimert tid, intervall og nødvendige reservedeler.

Data fra målinger som blir brukt for å vurdere komponent tilstanden kan kobles til vedlikeholds instruksjoner.

MAMA Pro støtter også administrasjon av reservedeler og rekvisita, basert på en sikkerhets beholdning anbefalt av motorprodusenten.

Administrasjon av innkjøp dekker alt fra bestilling, pristilbud, ordre for kjøp og kontroll av leveranser.

Merk at ovennevnte forutsetter at rutiner for bruk og registrering av bruk mv. blir fulgt opp av alle brukere om bord.

### 5.3.3 Vedlikeholdssystem - MAN B&W - CoCoS

MAN B&W og SEMT Pielstick har utviklet et databasert vedlikeholds- og diagnosesystem kalt CoCoS (Computer Controlled Surveillance). Systemet er beregnet for både to- og firetakts dieselmotorer.

CoCoS består av fire moduler, som kan kommunisere innbyrdes, eller de kan bli brukt som separate enheter:

- CoCoS EDS – Engine Diagnosis System
- CoCoS MPS – Maintenance Planning System
- CoCoS SPC – Spare Part Catalogue
- CoCoS SPO – Spare Part Ordering and Stock Handling System

#### CoCoS EDS

EDS diagnosesystemet henter inn data fra sensorer i motorsystemet hvert 20. sekund, og sammenligner disse dataene med tilsvarende referansedata for ny motor.

Maskinbesetningen får dermed kontinuerlig informasjon om driftstilstanden og kan iverksette tiltak for å hindre eller begrense en skadelig utvikling før det oppstår større skader.

### 5.3.4 Vedlikeholdssystem - KYMA

#### Innledning

KYMA AS ([www.kyma.no](http://www.kyma.no)<http://www.kyma.no>)

Systemet omfatter i prinsippet måling og overvåking av alt fra propellens fremdriftsdata til fullt integrerte computer målinger og beregninger mv. av energioverføringen fra bunkersolje til skipets framdrift. Det er også egne systemer for å foreta tilstandskontroll av diesel- maskineri (Kyma Diesel Analyzer, KDA) og damp turbinanlegg (Kyma Steam Analyzer, KSA)

#### Kyma Ship Performance

Kyma Ship Performance (KSP) er det overordnede systemet som måler, overvåker og analyserer alle nødvendige ytelses data for skipet.

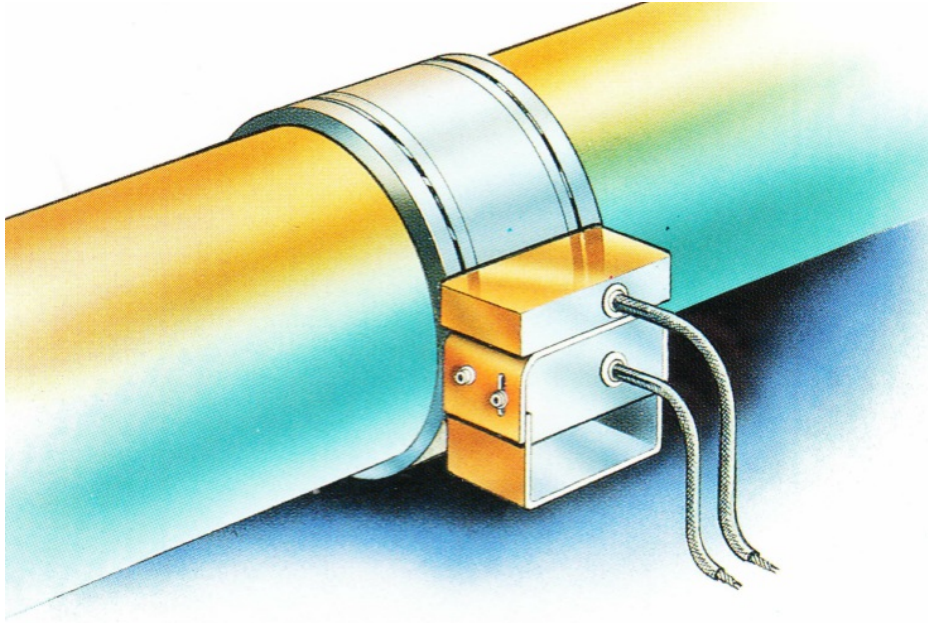
KSP består av et PC-program som kontinuerlig måler og analyserer skipets driftsdata. Systemet får ytelsesdata fra andre sensorer og systemer om bord, som for eksempel automasjonssystemet, torsiometeret og diesel- og damp turbinanlegget.

I programmet er det lagt inn referansedata fra skipets prøvetur eller modelltank prøver. Referansekurvene blir vist grafisk på skjerm og sammenholdt med tilsvarende målte nå-tids data. Eventuelle avvik vil dermed gi informasjon om driftstilstanden, idet et avvik kan for eksempel skyldes at skrog eller propell er begrodd eller vi kan få informasjon til å indentifisere andre feil eller forhold som har betydning for drift av skipet

#### Kyma Power meter

En viktig del av overvåking av skrogets og propellens ytelse er et torsiometer, Kyma Power Meter (KPM), som omfatter utstyr for kontinuerlig måling av vridning, kraft og rotasjon av propellakslingen.

Utstyret består av en kraftsensor montert på propellakslingen, en trådløs mottaker og en alfanumerisk avlesningsenhet (display).



Copyright: KYMA AS - 2016

Kraftsensoren består av en to-delt aluminiums- ring festet på propellakslingen, og en stasjonær enhet som mottar signal, se figur til høyre.

Kraftsensoren måler akselens dreiemoment ved hjelp av såkalte strekkklapper som er limt på akselens overflate. (Se kapittel 1).

Aluminiums ringen inneholder de elektroniske komponentene for signalprosessering og trådløs signaloverføring til den stasjonære enheten, og beskytter samtidig strekkklappene.

### **Kyma Display Unit**

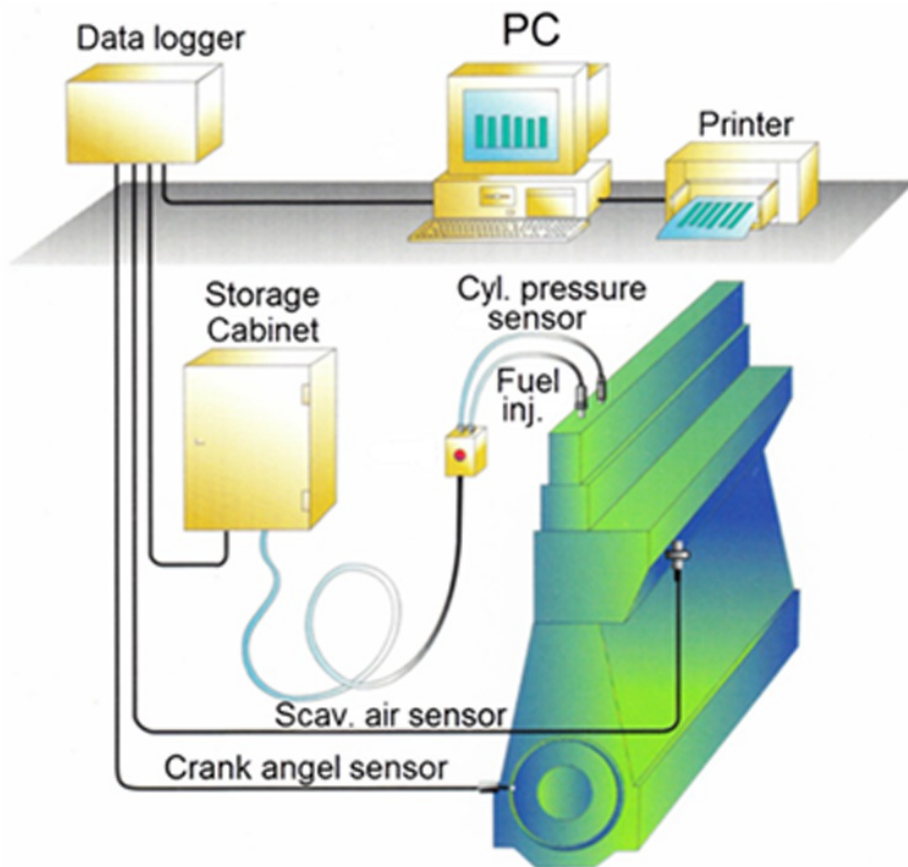
Avlesningsenheten, Kyma Display Unit (KDU), viser alle registrerte og kalkulerte verdier alfanumerisk, og blir vanligvis installert i kontrollrommet. Den viser bl.a. dreiemoment og akseleffekt på akslingen, samt omdreiningstall, torsjonsoverlast, og optimal stigning på VP propellblad mv.

Når systemet er koplet til sensorer for bunkersforbruk, drivstoff temperatur og skipets fart, vil vi blant annet få ut opplysninger om bunkerforbruk per kWh og per nautisk mil mv.

I tillegg sender KDU alle data videre til KSP for ytterligere dataprosessering og analyse.

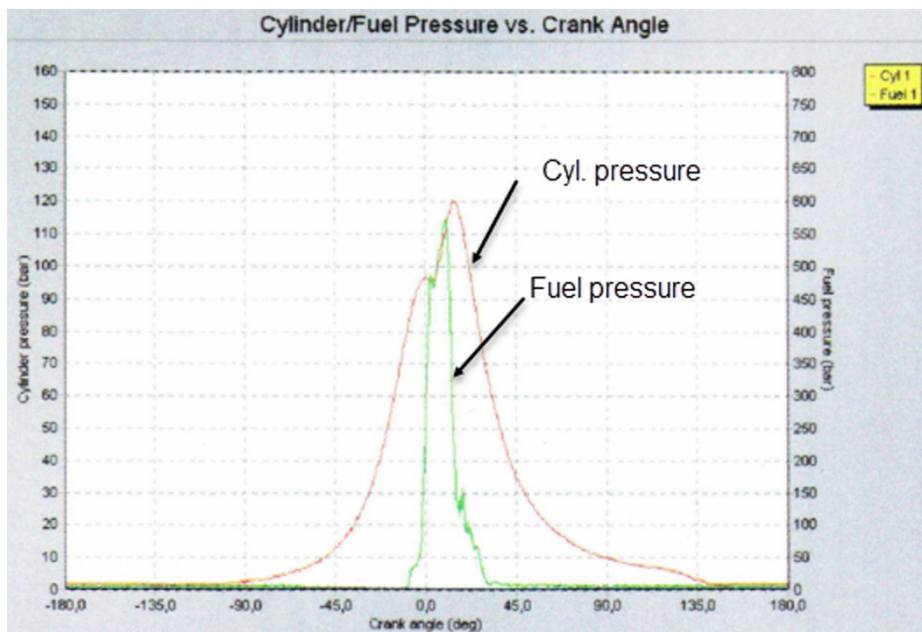
### **Kyma Diesel Analyzer**

Kyma Diesel Analyzer er et system for drifts- og tilstandskontroll av dieselmotorer, som kan installeres på hoved- og hjelpemotorer. Figuren under viser en typisk installasjon for to-takts krysshode motorer.



Systemet inkluderer følgende målinger:

- Mean indicated pressure ( $P_{mi}$ )
- Compression pressure ( $P_{comp}$ )
- Maximum pressure ( $P_{max}$ )
- Crank angle at  $P_{max}$  ( $A_{max}$ ).
- Expansion pressure at  $40^\circ$  after TDC ( $P_{exp}$ )
- Pressure rise due to combustion ( $P_{max-c}$ )
- Ignition timing ( $A_{ign}$ )
- Maximum fuel injection pressure ( $P_{injmax}$ )
- Crank angle at max fuel inj. press. ( $A_{injmax}$ )
- Indicated power in cylinder (Power)
- Speed of engine during measurement (Rpm)
- Scavenging air pressure (Scav.)



Copyright: KYMA AS - 2016

Figuren til viser eksempel på måling av sylinter- og innsprøytingstrykk for en sylinter.

Alle relevante data blir også vist alfa- numerisk.

Ved å sammenligne nå-data med data fra referansekjøring av motoren kan vi vurdere motorens driftstilstand på samme måte som vist i kapittel 3, for Kongsbergs simulator motor MAN B&W 5L90MC.

Ovennevnte data kombinert med data fra «Kyma Ship performance» gir grunnlag for en komplett drifts- og tilstands vurdering av skip og maskineri.

## Kyma Steam Analyser

Kyma Steam Analyser (KSA) er et system for tilstandskontroll og optimal ytelsesmålinger av damp turbinanlegget.

Bruk av systemet går i korthet ut på at vi starter med en test-måling, der alle relevante data blir logget omtrent en gang per måned, i en viss tidsperiode (typisk 1 time), der gjennomsnittet av komponentenes driftsparametere blir beregnet. Disse dataene blir så brukt til å foreta en energi- og massebalanse for hver hovedkomponent og hele anlegget.

Hvert system blir skreddersydd for det enkelte dampanlegget, slik at det kan bli brukt til å måle tilstand og ytelse for alle normale lasttilfeller for anlegget.

Resultatet fra analysen blir presentert i en egen test rapport som viser ytelsen av hovedkomponentene om bord i forhold til referanse data (som ny), i tillegg til at analysen spesifiserer hvor mye ekstra brennolje hvert enkelt identifiserte tap utgjør.

Rapporten viser også en oversikt over masse og energi balansen i hele prosessanlegget, i tillegg til en feilsøkingliste med forslag til tiltak for å forbedre ytelsen til komponenter som har lavere ytelse en forventet

### Output information

The output information from the system will specify where to find the faults:

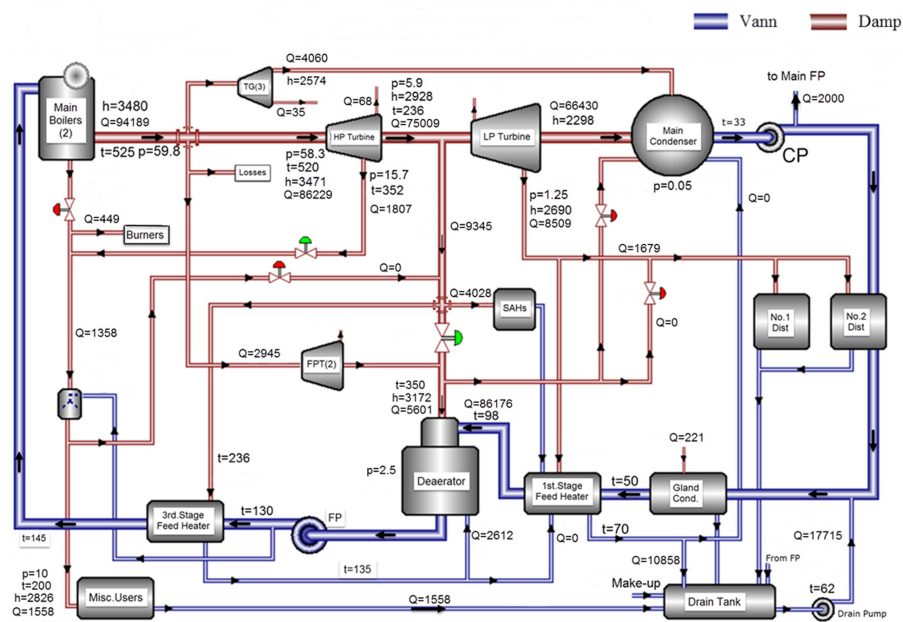
- Low boiler efficiency
- High or low excess air
- Low heat transfer (deposit, leakage)
- Low super-heater temperature

- Low HP-turbine or LP-turbine efficiency
- Low condenser vacuum
- Poor efficiency of other main components
- Wrong operation of control valves

The program also calculates torque distribution between HP-turbine and LP-turbine with warning for gear overload.

The calculated heat balance and flow diagrams shows the physical conditions of steam and water and mass flow in the plant, see diagram on the next page. Together with the component efficiency calculation and plant operation check list, this gives the operating engineers the information required to run the plant at an optimum condition.

KYMA - HEAT BALANCE & FLOW DIAGRAM



**Symbol:**  $p$  = trykk (bar),  $Q$  = mengde-strøm (kg/h),  $h$  = entalpi (kJ/kg),  $t$  = temperatur ( $^{\circ}$ C) Copyright: KYMA AS - 2016

## 5.4 Vedlikeholds- og kontrollfunksjoner

Vi skal her beskrive noen aktuelle vedlikeholds- og kontrollfunksjoner for maskineri.

### 5.4.1 Kontroll av rammelager (klokking)

Motorens rammelager (underskåler) bør i prinsippet være sentrert langs en rett linje, som trekkes fra rammelager nr. 1, via mellomagre til hylselager. Avvik fra denne rette linjen medfører ekstra bøyepåkjenninger av veivakselen når denne roterer og øker belastningen på rammelagre som ligger høyt.

Dersom to nærliggende rammelagre er ekstra belastet på grunn av for høy plassering, vil veivakselens senterlinje bli løftet i en bue, noe som medfører at veivbukten mellom de to lagrene bøyes slik at den «åpnes» når veiven er i bunn og «lukkes» når veiven er i topp.

Da aksiell forlengelse og forkortelse ved dreining av veivbukten er proporsjonal med høydeforskjellen av lagrene, kan vi ved en slik måling kontrollere opprettingen av lagrene. Vi kaller dette å indikere (eller klokke) veivakselen.

Da opprettingen av rammelagrene blir påvirket av motorens temperatur og skipets lastkondisjon, bør indikering alltid foretas under mest mulig lik lastkondisjon og temperatur, men pass på å notere kjølevanns-temperatur og lastkondisjon.

Indikering bør alltid foretas når skipet flyter i stille vann, og med minst mulig trim, dvs. vi klokke normalt ikke hovedmotoren når skipet står i dokk eller på slipp.

### Fremgangsmåte ved klokking

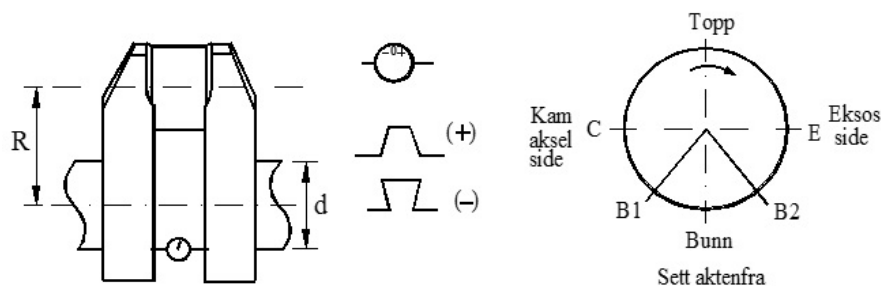
Tørn veiven for aktuell sylinder til posisjon  $B_1$ , se figur på neste side. Plasser måleuret aksielt mellom veivskinkene, og i riktig avstand fra senter.

Riktig plassering av måleuret er angitt med kjørne-merker på veivskinkene.

Lukking av veiven regnes negativt (kompresjon av måleuret) og «åpning» av veiven regnes positivt (ekspansjon av måleuret).

Under dreining av veiven vil måleuret og veivstangen støte sammen når veiven nærmer seg bunn dødpunkt. Målingen i nedre dødpunkt (ND) erstatter vi derfor med en midlere verdi for to nærliggende posisjoner på hver side av ND, ( $B_1$  og  $B_2$ ).

Ved avlesing av de tre akterste sylindrene, bør vi for hver posisjon tørne litt tilbake for å avlaste tangentialkraften på tørnegirets tannkrans. Denne kraften kan nemlig føre til målefeil.



Indikeringen starter i posisjon B<sub>2</sub> ved at spissene på måleuret plasseres i kjørnemerkene på veivskinken. Deretter forspenner vi uret slik at vi kan få utslag i begge retninger og uret stilles på null. Motoren blir så tørnet i gangretningen (forover) og avlesning foretatt i følgende veivstillinger: E - Topp - C og B<sub>1</sub>. Dette gjentas for alle veivene etter tur. Figuren under viser arrangement for klokking av veivaksel.

Eksempel på avlesninger:

		Sylinder nr. & klokkeutslag						
		1	2	3	4	5	6	7
Nær bunn, avgasside	B1	0	0	0	0	0	0	0
Kamakselside	C	6	2	5	5	2	2	- 2
Topp	T	14	3	8	10	1	3	- 4
Eksosside	E	7	2	5	4	- 1	- 3	- 7
Nær bunn, kamakselside	B2	- 1	2	- 2	2	- 1	- 2	- 1

Bunn (B1 + B2)	= B	0	1	- 1	1	0	- 1	0
----------------	-----	---	---	-----	---	---	-----	---

Vertikal								
Topp - Bunn (T - B) =	V	14	2	9	9	1	4	- 4

Horisontal								
(E - C)	= H	14	2	9	9	1	4	- 4

Kontroll av målinger	(T + B) = G	14	4	7	11	1	2	- 4
	(E + C) = D	13	4	10	8	1	- 1	- 9

Ved riktig avlesning skal summene G og D være omtrent like store. Dersom G og D er forskjellige, kan dette skyldes at veivtappen ikke er i kontakt med lageret eller at det er ovalt slitt eller eksentrisk. Vi må da kontrollere lagerklaringen.

I ovennevnte eksempel bør vi kontrollere veiv nr. 7.

### Flytende lagertapp

For å kontrollere kontakten mellom lagertapp og rammelagerets underskål, bør vi kontrollere at klaringen mellom tapp og lager er null. Dette kan vi gjøre ved hjelp av en såkalt teleskopføler. (Føler plassert i et «rør» med 90° bend på enden slik at følerbladet kan skyves inn i en mulig lagerklaring).

Tillatt/anbefalt klaring finner vi i instruksjonsmanual for motoren.



Dersom føleren ikke entrer, må klokkingen anses riktig, men dersom føleren entrer, «flyter» veivtappen og en utbedring må foretas.

Dersom vi ikke kan benytte teleskopføler, kan vi gå frem som følger:

1. Demonter rammelagerets overskål og monter et fjærbelastet måleur slik at det hviler vertikalt på veivskinken i nærheten av tappen.
2. Fjern mellomleggene («shims») og press tappen ned ved å spenne fast overlageret.
3. Les av evt. vertikalbevegelse av tappen på måleuret og kontroller til slutt at uret går tilbake til null når overlageret fjernes.
4. Dersom en tapp ikke berører underskålen, må denne presses ned som angitt ovenfor ved hver indikering.

Mulige årsaker til feil oppretting av rammelagre er:

- Lagerslitasje,
- forskyvning av motorfundament.

Anmerkning!

Ovennevnte prosedyrer er kun ment som eksempel og vil i praksis variere med motor- og lagertype mv. Se derfor instruksjonsmanual for aktuell motor.

## 5.4.2 Kontroll av stempelringer

Kontroll av stempelringer ved stempelsjau, kan omfatte følgende:

### **Kontroll før demontering:**

- Kontroller om ringene glir i sporene.
- Kontrollmåle åpning av ringlåsen (ringgapet), 50 % reduksjon indikerer defekt ring.

### **Kontroll etter demontering:**

Visuell kontroll av:

- Glideflatens form (bør være svakt tønneformet for å gi god "planing" på oljefilm).
- Glideflatens utseende, svarte områder indikerer gjennomslag/ringkollaps.
- Glideflaten mht. "microseizure" (skarpe kanter indikerer microseizure).
- Slagmerker på ring-skjøtene indikerer ringkollaps.

## Kontrollmåling av ringer

Til orientering er vist tillatt slitasje ringspor/ring for større B&W motorer. (fra instruksjonsbok).

### **2 - Radialmål ringer**

**Ringer fornyes** når radialmål D2 er mindre enn 17 mm.

Nye ringer: D-1 = 20 mm

Slitte ringer: D-2 = 17 mm

**3 - Ring-gap D-3** måles med ringen plassert i en ny sylinder, eller i bunn av en brukt.

Minimum ring-gap: D-3 = 4 mm

#### 4 - Stempel avbrenning

Max tillatt stempelavbrenning: D-4 = 15 mm

#### 5 - Ringhøyde/klaring

Ringhøyden kontrolleres ved å måle den vertikale klaring: D-5.

Max klaring, **ny ring og slitt spor**: D-5 = 0,7 mm

#### 6 - Klaring, ny ring

Ny ring og nytt spor: D-6 = 0,40 - 0,45 mm

#### Anmerkning til hardhet ring/foring

I praksis er ringene hardere enn foringen, fordi vi ellers vil få ekstremt stor ringslitasje. Dette kan vi noe forenklet, forklare med at ringene glir på eller berører foringen kontinuerlig, mens flater på foringen bare blir berørt hver gang ringen passerer.

Dersom ringene er bløtere enn foringen, vil vi derfor få ekstrem ringslitasje, som etter kort tid vil ødelegge ringfunksjonen, som igjen vil føre til gjennomslag mv. etter kort tid.

Forøvrig gjelder generelt at like materialer gir større vedhengs krefter (adhesjonskrefter) enn ulike materialer. En "tommelregel" er for eksempel at vi ikke monterer forkrommede ringer i forkrommede foringer.[^11]

#### Kontroll av egenspennkraft

Egenspennkraften er ringens spennkraft når ringen er plassert i foringen. Denne kraften avhenger av ringematerial, dimensjon m.m. og må være av en viss størrelse for at gasstrykket bak ringen skal kunne bygges opp. Etter en viss driftstid vil denne kraften gradvis reduseres, særlig dersom ringen har vært utsatt for hyppige ringkollaps.

Redusert egenspennkraft resulterer i redusert ring-gap når ringen er fri, dvs. når stempelet er tatt ut av foringen. Kontroll av egenspennkraften får vi derfor ved å måle riggapet før vi demonterer ringen fra stempelet. (Merk at riggapet kan øke under demonteringen, særlig dersom ringen allerede er defekt).

Dersom ringgapet er redusert med ca. 50 % i forhold til ny ring, kan vi anta at egenspennkraften er for dårlig og ringen **må kasseres**.

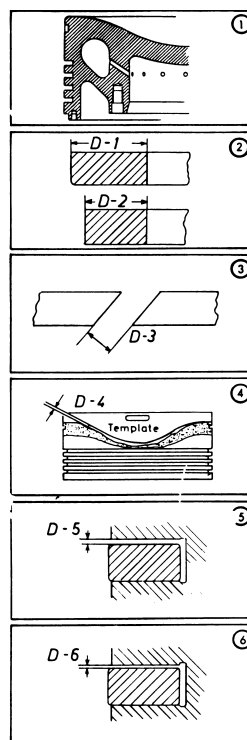
Anmerkning!

Dersom vi måler riggapet etter at ringen er tatt av stempelet, kan vi risikere at den har utvidet seg under demonteringen og vi vil derfor få feil resultat, særlig dersom ringen blir demontert ved hjelp av filler e.l. **Bruk derfor alltid spesialverktøy ved demontering eller montering av stempelringer.**

#### Gjenbruk av stempelringer?

Mht. spørsmålet om vi bør sette inn nye ringer ved stempelsjau eller ikke, er det naturlig nok delte meninger, noen har "klippetro" på at ringene bør skiftes ved hver stempelsjau, mens andre igjen venter i det lengste med å skifte. Dette har sammenheng med flere forhold, som f.eks. tidligere erfaringer, rederiets "policy" mv. og evt. hva man har lært på skolen.

Uansett meninger, gjelder følgende:



- Det tar en viss tid å "slite inn" nye ringer, dvs. full tetning oppnås først etter en viss innkjøringstid (1 døgn eller mer).
- Nødvendig innkjøringstid vil variere med sylindertilstand, herunder materiale, overflate hardhet, om foringen er «honet» eller ikke, evt. tidligere "microseizure" angrep (gir glasshard overflate på støpejerns- foringer).

#### **Gjenbruk av ringene forutsetter:**

- Egenspennkraft funnet OK.
- Lite eller ingen tegn til "microseizure".
- Slitasje aks/rad innenfor oppgitte grenseverdier.
- Sylinderslitasje normal.

Dersom ovennevnte er OK, bør kanskje de "gamle" ringene settes på igjen, men dersom en av de nevnte kriterier ikke er tilfredsstillt, bør ringene skiftes.

Vanlig praksis er imidlertid å klargjøre et stempel før stempelsjau og det er da selvsagt bare aktuelt å sette på nye ringer.

## **Innkjøring av nye ringer**

Dersom alle ringer er skiftet i forbindelse med stempelsjau, bør foringen "hones" og ringene bør videre "kjøres inn".

Innkjøringsprosedyre for ny/overhalt sylinderving (forutsetter fast propell):

- Sylinderoiljemengden justeres til maks på aktuell sylindring.
- Øk motorturtallet til 80 % i løpet av 2 - 4 timer.
- Oppretthold 80 % turtall i 6 timer.
- Øk turtallet gradvis til 100 % i løpet av de neste 12-14 timer.
- Total innkjøringstid utgjør altså 20 - 24 timer.

Alternativ innkjøring når kun en foring er ny/overhalt:

- Reduser pumpeindeks til 75 % på aktuell sylindring og kjør motoren opp som normalt.
- Øk deretter pumpeindeksen gradvis til 100 % i løpet de neste 20-24 timer.

Sylinderoiljedoseringen innstilles på maks under hele innkjøringsperioden (20 - 24 timer).

Etter innkjøringen (dvs. 20-24 timer) bør sylinderoiljedosering (til ny foring) holdes på ca. 150 % de første 1000 - 2000 driftstimer.

## **5.4.3 Kjølevannsbehandling og kontroll**

### **Innledning**

Kjølevannet i marine motorer har tre viktige funksjoner:

- Transportere vekk varme,
- sørge for effektiv beskyttelse av kjølte flater mot korrosjon,
- hindre beleggdannelse.

Selve varmetransportens effektivitet henger nøye sammen med de to siste funksjoner.

I en skipsdieselmotor er kjølevannstemperaturen rundt sylinderving og sylindring høy. Den høye temperaturen er med på å øke belegg-dannelsen. Over tid vil selv små mengder med hardt vann forårsake en gradvis oppbygging av belegg i disse områdene.

Belegget vil redusere varmeoverføringen og medføre at maskindelen kan utsettes for høyere temperaturer enn de er konstruert for.

Typiske skader og feil i kjølevannssystemet er:

- **Korrosjon** - fjerner materiale fra det angrepne området. Dette kan føre til svekkelse av maskindelen i forhold til levetid mv.

- **Utmatting** kan skje når en maskindel samtidig er utsatt for vekslende last og korrosjonsangrep. Resultatet er at sprekker kan dannes hurtig med påfølgende sprekkvekst, som raskt kan føre til brudd.
- **Kavitasjon** fjerner materiale. Dette skjer idet kjølevannet pga. høye lokal strømnings- hastigheter med tilhørende lavt trykk produserer dampblærer. Dampblærene vil raskt implodere, og vil dra med seg vannet rundt slik at det oppstår en eroderende vannstråle. Vannstrålen og selve implosjonen, når dette skjer på overflaten av et materiale, vil hurtig grave ut groper i materialet eller ha en slipende effekt på overflaten.
- **Beleggdannelse** vil svekke varmeoverføringen og kan føre til høye overflatetemperaturer, som igjen kan føre til lokal overbelastning av materialet.

## Kjølevanns tilsetninger og vannkvalitet

### Korrosjonsinhibitorer

I dag vil de aller fleste motorleverandører anbefale nitritt – bor baserte kjølevannstilsetninger. De fleste har en viss andel (10-30 %) natriumnitritt ( $\text{NaNO}_2$ ) og en forbindelse mellom natrium og bor for eksempel som boraks, for eksempel dinatriumtetraborat ( $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7 \cdot 10 \text{H}_2\text{O}$ ).

Natriumnitritt sørger for riktig pH-verdi slik at det ikke oppstår syreangrep og boraks at det dannes et oksidbelegg som beskytter mot korrosjon.

Kjølevannsbehandling som bruker beskyttende olje er ikke anbefalt pga. fare for ukontrollerte avleiringer på utsatte steder.

### Vannkvalitet

Det er anbefalt å bruke de-ionisert eller destillert vann som kjølevann. Dette vil i stor grad hindre dannelse av kalkstein (kalsiumkarbonat,  $\text{CaCO}_3$ ) på sylindreforingene og i sylinderekslene.

Vanlig drikkevann og regnvann bør ikke nyttes pga. mineralinnhold og forurensninger.

Før bruk kontrolleres vannet for:

- Hardhet : maks 10 ppm CaO (10 mg/liter)
- pH : 6.5 – 8.0 (ved 20 °C)
- Klorid : 50 ppm (50 mg/liter), ( $\text{Cl}^-$ )
- Sulfat : 50 ppm (50 mg/liter), ( $\text{SO}_4^{2-}$ )
- Silikat : 25 ppm (25 mg/liter), (forbindelser med silisium (Si) og et annet

grunnstoff, eksempelvis silisiumdioksid ( $\text{SiO}_2$ ))

Det bør helst ikke være noe av følgende stoff i vannet:

- Sulfider ( $\text{S}^{2-}$  ioner og et annet grunnstoff, for eksempel  $\text{H}_2\text{S}$  (hydrogensulfitt)).
- Klor (Cl)
- Ammoniakk ( $\text{NH}_3$ )

### Utlufting av kjølevannssystemet

Ved å lufte kjølesystemet skikkelig blir faren for luftbobler i systemet redusert. Luftansamlinger vil svekke varmeoverføringen svært mye, da luft er en meget god isolator og vil derfor bidra til høye lokale metalltemperaturer. Det er derfor vanlig med en luftutskiller på kjølevannssystemet som lufter videre til en ekspansjonstank, som bør være plassert minst 2 m høyere enn hovedmotorens kjølevannsutløp.

Heving av vanntemperaturen forårsaker generelt økt korrosjon. I et ventilert system blir denne tendensen redusert fordi oppløseligheten av oksygen i vann avtar ved økt vanntemperaturer.

## Kontroll av kjølevannet

Kjølevannet bør kontrolleres regelmessig og vi bør føre en oversikt over alle målinger av vannkvaliteten. Dette vil gjøre det enklere å se eventuelle endringer som indikerer at vannet er forurenset.

### Regelmessig kontroll

Når det er praktisk mulig sjekker vi kjølevannet for slam og avleiringer. Kontroller kjølerørene og kjøleboringene på toppen av sylindringene og sylindredekslene, også kjøleløpet for eksosventilen. Slam og avleiringer kommer av forurensning av kjølevannet eller at det har vært brukt galvanisering med sink i kjølevannssystemet. Erfaring indikerer at galvaniserte rør ofte er utsatt for korrosjon. Dette kan føre til slamdannelse selv om kjølevannet er riktig behandlet. I tillegg vil ofte rensingen med avskallingsmidler som inneholder syre fjerne galvaniseringen. Bruk av galvaniserte rør anbefales derfor ikke.

### Ukentlig kontroll

Ta en prøve fra systemet når det er i drift. Prøven skal tas fra et sted hvor vannet sirkulerer og ikke fra ekspansjonstanken eller annet sted hvor vannet står i ro.

Kontroller vannet ved hjelp av testutstyret om bord. Vanligvis vil leverandøren av kjølevannsstoffene levere såkalte «test kits» som normalt gir god nok informasjon.

Kontrollen skal vise:

- **Konsentrasjonen til inhibitoren** – Denne skal være over anbefalt verdi. Det anbefales å være i øvre området av det leverandøren spesifiserer.
- **pH verdien** – Denne bør være mellom 8.5 – 10 ved 20 °C. En reduksjon av pH-verdien kan indikere at det lekker eksosgass til kjølevannet.
- **Klorid innholdet** – Skal ikke overstige 50 ppm (50 mg/liter). En økning indikerer at det lekker inn sjøvann. (Lekkasjen bør lokaliseres og utbedres ved første anledning.

Dersom vi får målinger som ligger utenfor spesifiserte verdier, bør vi selvsagt ta nye tester.

### Kvartalsvis kontroll

Vannprøve tas og sendes til analyse hos et laboratorium. Hensikten er å tallfeste innholdet av:

- Inhibitor
- Sulfat
- Jern
- Totalt saltinnhold

### Årlig kontroll

Kjølevannssystemet tømmes, gjennomspyles og fylles på nytt. Ny inhibitor tilsettes. Sørg for god utlufting av systemet.

#### 4-5 års rutiner

Etter tømning og spyling renses systemet for slam, rust og kalk før det fylles opp med nytt vann og inhibitor.

#### Vannlekkasje

Det er vanlig at fordampet kjølevann erstattes med rent vann. Dersom det er lekkasjer fylles det på med vann tilsatt inhibitor. Dette fordi det er viktig å holde konsentrasjonen av inhibitor innenfor faste grenseverdier.

## Rensing av kjølevannssystemet

Før motoren tilsettes kjølevann første gang gjennomføres en rensing før inhibitor blandes inn. Rensingen har som mål å sikre mest mulig lik overflate slik at inhibitoren danner et jevnt beskyttende lag. Dette bidrar til god varmeoverføring.

Systemet renses hvert 4-5 år eller dersom motoren har stått lenge. Rensingen innebærer å fjerne oljerester, rust og kalkavleiringer.

### Rengjøringsmidler

Ferdiglagde rengjøringsmidler finnes i handelen. Det er viktig å forsikre seg om at rengjøringsmiddelet ikke angriper pakninger og tetninger. Det må også være egnet til bruk i hele kjølesystemet uten at det er noen komponenter som kan bli forringet. Ved bruk av rengjøringsmidler bør dette blandes ut med vann, iht. leverandørens data, før det brukes. Ved all rengjøring må motoren være stengt ned. Vanligvis kan all rengjøring utføres uten å demontere noe av motoren. Inspiser alltid alle pakninger og tetninger mens rengjøring pågår. Dårlige pakninger kan begynne å lekke når rengjøringsmidlene fjerner smuss og fett.

### Avfetting

Ved avfetting tømmes systemet først for eksisterende kjølevann. Det fylles helt opp med rent vann. Deretter varmes vannet til 60 °C, mens det sirkuleres. Så tappes det ned til laveste punkt på nivåglasset i ekspansjonstanken.

Avfettingsmidlet tilsettes vanligvis på sugesiden til sirkulasjonspumpen. Sett til riktig mengde avfetting, drener kjølevann om nødvendig for å få plass. Når alt er på plass startes sirkulasjonspumpen og blandingen kjøres så lenge leverandørene anbefaler. Kontroller og reparer lekkasjer fortløpende.

Når dette er ferdig, dreneres og tømmes systemet helt og så fylles det opp igjen med rent vann. Dette sirkuleres i ca. 2 timer før det dreneres helt ut igjen. Motoren er nå klar for avskalling.

### Avskalling

Ved avskalling brukes vanligvis stoffer basert på saltsyre (HCl) sitronsyre (C<sub>6</sub>H<sub>8</sub>O<sub>7</sub>) tartarsyre (vinsyre) (C<sub>4</sub>H<sub>6</sub>O<sub>6</sub>) eller sulfaminsyre (H<sub>3</sub>NSO<sub>3</sub>) Disse produktene fås enten ferdig oppløst i vann eller som pulver/fast stoff.



#### HUSK

*Husk at syrer alltid skal tilsettes til vann og ikke omvendt!*

Løs opp syren i en ren stålbeholder halvfull med vann. Bland godt. Bruk blandingsforholdet gitt av leverandøren.

Fyll beholderen opp med varmt vann, mens det røres godt. Tilfør syren sakte på sugesiden til sirkulasjonspumpen. Blanding skal nå sirkulere. Hvor lenge er avhengig av belegg i motoren og syrekonsentrasjonen, følg instruksjonene fra leverandøren.

Det kontrolleres vanligvis hver time at syren ikke er blitt nøytralisert ved hjelp av pH papir (lakmuspapir). Dersom blandingen blir nøytral må en ny dose lages til. Da bør laveste anbefalte konsentrasjon brukes.

Etter avskalling dreneres systemet og det gjennomspyles med rent vann. Spylingen er nødvendig for å fjerne avfall etter avskallingen.

Hold på til vannet er rent og til det har en pH på ca. 7. Det anbefales å nøytralisere eventuelle syrerester ved å blande ferskvann med soda (natriumkarbonat Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>).

Bruk 10 kg soda per tonn med vann. Denne blandingen sirkuleres minimum en ½ time før det tømmes og spyles på nytt. Spyl til pH er ca. 7.

## Oppfylling av nytt vann

For å hindre rustdannelse på rene flater må det straks fylles opp med de-ionisert eller destillert vann. Fyll opp til laveste nivå i ekspansjonstanken.

### Tilsetting av inhibitor

Inhibitor tilsettes det nye vannet så snart som mulig. Destillert/de-ionisert vann er relativt korrosivt pga. lav hardhet. Mål opp mengde tilsetnings stoff (inhibitor) etter leverandørens anvisning. Det anbefales å bruke maksimum anbefalt forhold. Prosedyren for tilsetting av inhibitor kan være som følger:

- Inhibitoren løses opp i varmt destillert vann. (Bruk ren beholder).
- Tilfør blandingen til sugesiden på sirkulasjonspumpen eller der hvor produsenten har spesifisert.
- Fyll opp til normalt nivå og sirkuler kjølevannet i minimum 24 timer.
- Dette vil sikre god beskyttelse av kjøleflatene. Det nye kjølevannet sjekkes i forhold til oppnådd konsentrasjon og at verdiene er i henhold til oppgitte grenseverdier.

Korrosjonskontrollen avhenger altså av at det dannes en film som fungerer som en barriere.

- Virkningen er avhengig av hvor raskt filmen blir dannet.
- Konsentrasjonen av inhibitoren og materialene i systemet er viktige for hurtigheten av dannelsen.
- Materialer i kjølesystemet som påvirker dannelsen av filmen negativt bør unngås

### **Sentralkjølesystem**

Sentralkjølesystemet må også behandles på samme måte for at det skal fungere tilfredsstillende, men ved systemer med høy- og lavtemperatur sløyfer er det ikke nødvendig å kontrollere lav temperatur-delen like nøye som høytemperatur-del.

## **5.4.4 Prøvetaking og kontroll av smøreoljer**

Systemsmøreoljen for både trunk- og krysshodemotorer bør analyseres med jevne mellom- rom.

For krysshodemotorer kan dette skje f.eks. 2 ganger i året (3000 timers intervall) etter ett års drift, og noe hyppigere i det første driftsåret.

For trunkmotorer blir intervallets lengde påvirket av motorstørrelse, driftsforhold, brennstofftype og smøreoljevolum, så noen generell anbefaling kan ikke gis for denne motortypen.

### **Prosedyre for prøvetaking**

Ved prøvetakingen må vi følge spesielle forholdsregler:

- Prøven tas når motoren går og har vært i drift en tid (dager), og før eventuell etterfylling av ny smøreolje.
- Prøven tas ut mellom oljekjøler og motor.
- Prøvevolumet er normalt på minimum 0,5 liter.
- Prøven bør følges av opplysninger om:
  - Skips- og motordata.
  - Smøreoljemerke og mengde i systemet
  - Smøreoljens gangtid, forbruk per døgn og mengde etterfylt siden forrige prøve.

### **Smøreolje parametere**

Ved analyser av smøreoljen blir nivået på en rekke parametere og egenskaper ved oljen kontrollert, hvorav de viktigste er kort beskrevet i det følgende.

- **Viskositet. Smøreoljens viskositet skal holdes innenfor gitte grenser. Endring av viskositeten kan skyldes:**

- Innhold av uopløselige forurensninger.
- Smøreoljen er oksidert.
- Forurensning av brennolje, innhold av emulgert vann.

Uendret viskositet kan indikere at smøreoljen er i god forfatning, men det kan også være et resultat av at effekter som angitt over, oppveier hverandre.

- **Flammepunkt** er definert som den temperaturen hvor smøreoljen begynner å avgi brennbare gasser. Uttynning av smøreoljen med brennolje, senker flammepunktet. Er dette tilfellet må smøreoljen skiftes ut (nedre grense for flammepunkt er 180°C).
- **Vanninnholdet.** Vann i smøreoljen kan føre til driftsforstyrrelser, eksempelvis:
  - Korrosjon, både ved saltvanns- og ferskvannsforurensning.
  - Emulsjoner, slam og belegg.
  - Utvasking av vannløselige additiver.
- **Basetallet (BN).** Basetallet (eller oljens alkalitet) vil gradvis synke med økende driftstid på smøreoljen, reduksjonen avhenger av smøreoljevolum, driftsforhold og brennoljetype.
- **Sterk syre.** (Strong Acid Number, SAN) Ved motorer som går på tungolje med høyt svovelinnhold er det viktig å følge opp surheten av smøreoljen.
- **Sediment** angir mengde stoffer som ikke er oppløselige i smøreoljen. Ofte angis en øvre grense for sediment-innhold av motorfabrikanten.

Det er ingen rett fram metode for å vurdere oljens egenskaper, men en del grenseverdier er likevel etablert med bakgrunn i maskinleverandørens krav. Dette gjelder følgende parametere:

Vann: Hydrauliske system og turbiner, maks 0,1%, dieselmaskineri 0,2%

Viskositet: Dieselmaskineri, endring  $\pm$  20% fra ny olje tillates

Øvrige systemer  $\pm$  10%

Flammepkt.: Dieselmaskineri, min. 180°C

Tabellen under viser veiledende grenseverdier for brukt systemsmøreolje. Ref. MAN B&W Instruction Book for 46 - 108MC Engines Operation - Edition 40F.

Property	Remarks	Guiding Limits for used oil
Oil Type	Alkaline detergent (for 2-stroke engines)	
Specific Gravity	Usually 0.9 -0.98. Mainly used for identification of the oil.	$\pm$ 5% (of initial value)
Viscosity	The viscosity increases with oil oxidation, and also by contamination with cylinder oil, heavy fuel, or water.  A decrease in the viscosity may be due to dilution with diesel oil.	Max. + 40% Min. - 25% (of initial value)
Flash Point (open cup)	Lowest temperature at which the oil gives off a combustible vapour. Gives an indication of possible fuel oil contamination	Min. 180°C



TAN (Total Acid Number)	This expresses the total content of organic and inorganic acids in the oil.  Organic (or weak) acids are due to oxidation  TAN = SAN + Weak acid number.	Max. 2
SAN (Strong Acid Number)	This expresses the amount of inorganic (or strong) acids in the oil.  These are usually sulphuric acid from the combustion chamber, or hydrochloric acid arising from sea water. (Ought to be stated in the analysis).  SAN makes the oil corrosive (especially if water is present) and should be zero.	0
Alkalinity BN (Base Number)	Gives the alkalinity level in oils containing acid neutralizing additives.	Max. + 100%  Min. 30%  (of initial values)
Water	Risky if TAN and SAN are high.  Sea water has a higher corrosive effect than fresh water.	Fresh: 0.2%  (0.5% for short periods)  Saline: trace
Conradson Carbon	Residue from incomplete combustion, or cracked lubricating and cylinder oil.	Max. + 3%
Ash	Some additives leave ash, which may thereby be used to indicate the amount of additives in the oil. The ash can also consist of wear particles, sand and rust.  The ash content of a used oil can only be evaluated by comparison with the ash content of the unused oil.	Max. 2%
Insolubles	Usually stated as pentane/heptane and benzene insolubles. The amount of insoluble ingredients in the oil is checked as follows:  Equal parts of the oil sample are diluted with benzene (C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> ) and normal pentane (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) or heptane (C <sub>7</sub> H <sub>14</sub> ).  As oxidized oil (lacquer and varnish-like components) is only soluble in benzene, and not in pentane or heptane, the difference in the amount of insolubles is indicative of the degree of oil oxidation.  The benzene insolubles are the solid contaminants.	Non-coagulated pentane insolubles  Max. + 2%
		Non-coagulated benzene insolubles  Max. 1%

### 5.4.5 Ikke-destruktiv materialprøving (NDT)

Ikke-destruktiv prøving, ofte kalt NDT (Non Destructive Testing) går ut på å undersøke et objekt uten at det samtidig blir ødelagt.

Aktuelle metoder for NDT prøving er:

- Ultralyd.
- Magnetpulver.
- Penetrerende væske.
- Røntgen fotografering.

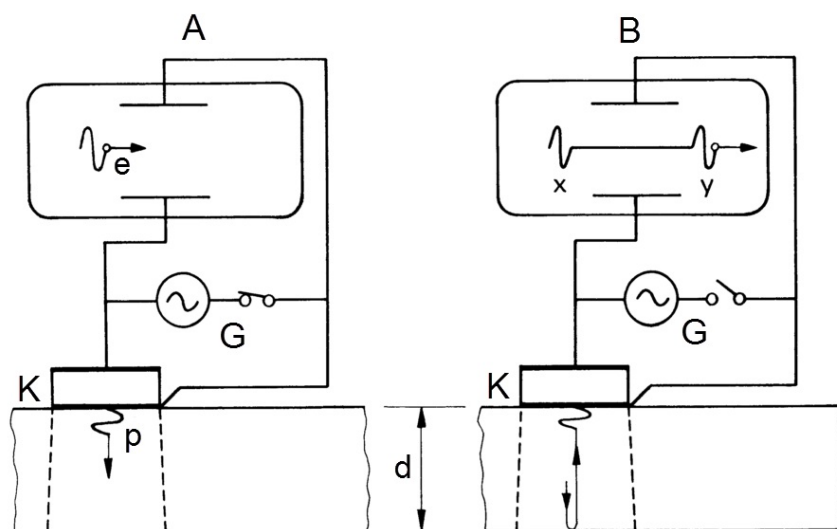
### Ultralyd kontroll

Ultralyd er mekaniske svingninger med frekvens høyere enn hørbar frekvens, dvs. høyere enn 18 000 - 20 000 Hz. Ved materialundersøkelse bruker vi frekvenser i størrelse 1 MHz.

Materialundersøkelse med ultralyd kan gjøres med ulike systemer, men det vanligste er impulsekko systemet, som blir beskrevet her.

En piezo-elektrisk krystall (K) med diameter omkring 20 mm trykkes mot arbeidsstykket som vi skal undersøke, se figuren under. Krystallets to ende-flater er metallbelagt og tilkopleet en vekselspennings generator G. Krystallet vil da utvides og sammentrekkes i takt med vekselspenningen, og sender mekaniske longitudinale svingninger inn i platen med hastighet omkring 4 000-6 000 m/s, avhengig av materialtypen.

Generatoren lager korte spennings-tog, hver på noen få svingninger, og tilsvarende sender krystallet ut elektriske bølgetog. Et tog kan ha en varighet på  $10^{-5}$  -  $10^{-6}$  sekund, og tiden mellom hvert tog kan være  $10^{-2}$  -  $10^{-3}$  s, altså tusen ganger lengre enn hvert tog.



### Ultralyd kontroll - beskrivelse

Vi ser på figur (A) foregående side, der et bølgetog (p) nettopp er dannet og forplanter seg gjennom platen loddrett på krystallflaten. Det blir også tegnet inn på oscilloskopskjermen av elektronstrålen (e), idet krystallets metallbelagte flater er forbundet med det horisontale platesettet på skopet.

Etter kort tid treffer toget nedre overflate av platen, hvorfra det kastes tilbake og fortsetter til krystallet, situasjon B. Når «toget» treffer krystallet, har det vært underveis en tid  $t = 2d/v$ . I løpet av denne tiden blir generatoren G frakopleet krystallet, som nå fungerer som en mottaker og genererer en elektrisk spenningspuls når det treffes av bølgetoget.

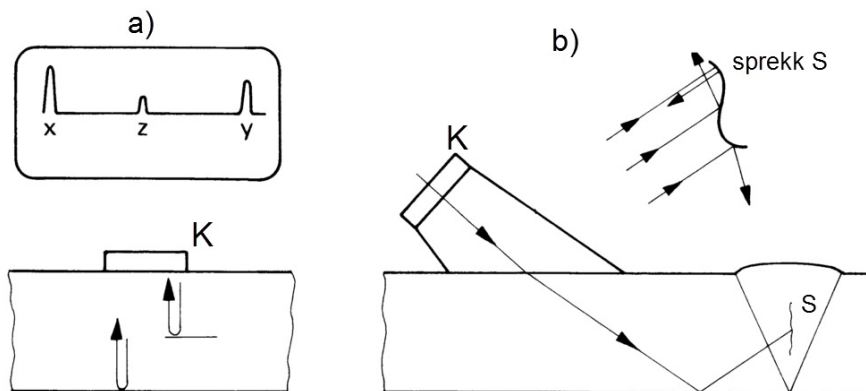
Elektronstrålen, som i mellomtiden har beveget seg med konstant hastighet fra x til y, lager et nytt utslag på skjermen. Dette repeteres med nye bølgetog hvert  $10^{-2}$  -  $10^{-3}$  sekund, slik at bildet på skjermen blir stående.

Systemet kan bli brukt til å måle platetykkelsen fra den ene side av en plate og til å måle korrosjon i skipsplater, lagertanker og rørledninger

Ultralyd systemet kan også brukes til å finne feil og sprekkdannelse, se figuren under.

a. Lamelldannelse i en plate kan påvises som et ekko z mellom startekkoet x og bunnekket y.

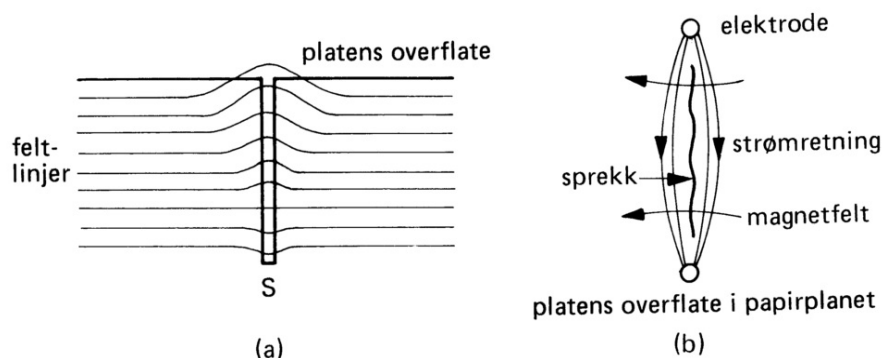
b. En sveiseforbindelse kan undersøkes ved hjelp av et vinkelhode som vist.



## Magnetpulver kontroll

Anta at vi har en overflate sprekk i en stålplate, se a) på figuren under. I sprekken er den magnetiske permeabiliteten mye mindre enn i platen for øvrig. Dersom vi innfører et magnetisk felt tvers på sprekken, oppstår det derfor her en lokal felt-økning som kan gjøres synlig ved å tilføre et magnetisk pulver.

Sprekken tegner seg da opp som en skarp strek ved at pulveret holdes fast av magnetfeltet.



Magnetisering av prøvestykket kan skje på flere måter. Det kan spennes opp mellom polene på en elektromagnet, noe som ofte blir brukt for maskin- og motordeler med begrensede dimensjoner.

Vi kan også sende en strøm gjennom arbeidsstykket på langs av sprekken, b) på figuren over. Strømmen oppretter et magnetfelt loddrett på strømretningen, dvs. på tvers av sprekken. Både vekselstrøm og likestrøm kan bli brukt til magnetisering.

Metoden er god for overflatesprekker og krever lite utstyr. Den blir brukt til å påvise feil i verktøy, motordeler og støpt gods av ferro-magnetiske materialer

## Sprekksøking med penetrerende væske

En lettflytende olje vil trekkes inn i en sprekk og blir der når overflate-hinnen på platen vaskes vekk.

Dersom vi påfører overflaten en krittlanding oppløst i en lettflytende væske, og lar væsken fordampe, vil krittlaget og dermed sprekken bli godt synlig. Oljen er normalt tilsatt et fargestoff for å bli synlig, men den kan også inneholde et stoff som fluoriserer ved bestråling med ultrafiolett lys.

Metoden krever lite utstyr, er enkel å bruke og kan bli brukt både for jern og ikke-jern metaller.

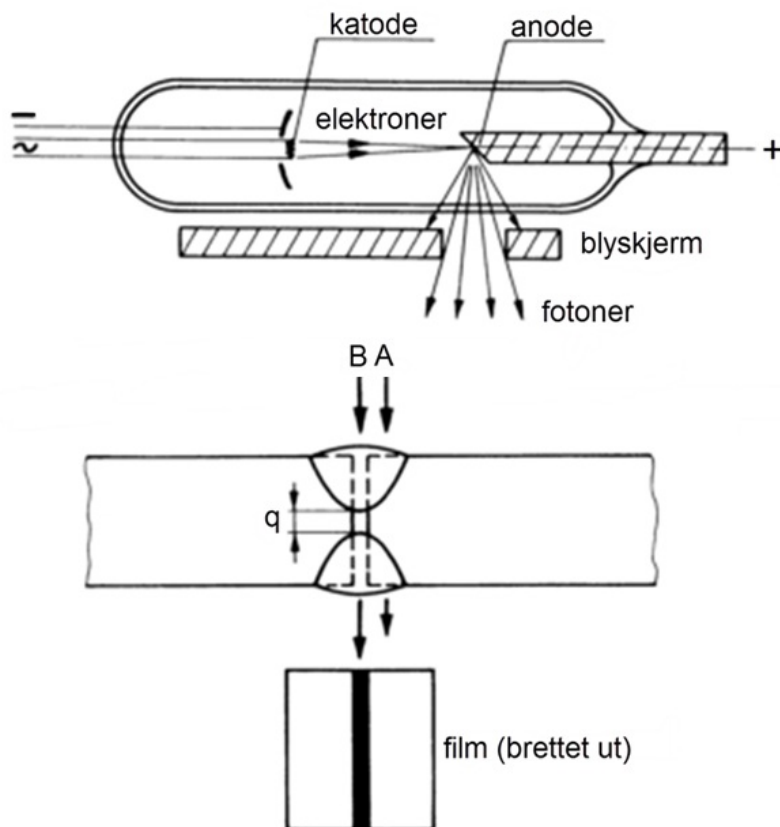
På ujevn overflate, f.eks. støpegods oppstår det likevel problemer, idet oljen ofte henger seg fast i ujevnheter som vi feilaktig kan tolke som sprekker.

## Røntgen kontroll

Røntgen stråler er elektromagnetiske bølger med liten bølgelengde. Ved teknisk kontroll benyttes et spektrum på 0,01 - 1 Å. Strålene kan oppfattes som sammensatt av individuelle bølgetog kalt fotoner. Røntgenfotoner oppstår når elektroner med høy hastighet treffer wolframnoden i et røntgenrør, se figuren under.

Figuren viser prinsippet for røntgenundersøkelse av en sveiseforbindelse. Strålene treffer platen på oversiden, går gjennom plate og sveis, og videre gjennom en fotografisk film plassert under platen.

Filmen svertes av strålene og sterkere jo større strålestyrken er. På figuren har sveisen en rot-feil med dybde  $q$ .



Merk at bruk av røntgen kontroll setter strenge krav til godkjenning og spesialkompetanse av utøveren og blir normalt ikke utført av besetningen om bord i skip.

[11] AL har erfart 2 slike tilfeller, med havari som resultat.

# Litteratur

- Engine Room Simulator: TEC2000 Kongsberg Norcontrol AS 1996.
- Instruction Book Operation: MAN B&W 46 - 108 Engines, Edition 40F - 2004.
- Skipsmaskineri Drift og vedlikehold: Ansgar Lund og Gisle Strand 2010.
- Termodynamikk og strømningslære: Ansgar Lund, Fagbokforlaget 1999.
- Motorteknikk: Yngve Pettersen, Maritim Forlag 1998.
- Dampmeknikk: Yngve Pettersen, Maritim Forlag 2007.
- Kraftanlegg: Øystein Jørgensen/Svein E Pedersen, Yrkesforlaget 2000.
- Instrumenteringsteknikk: Odd Arild Olsen, Tapir 1998.
- Thermodynamics - An Engineering Approach, McCraw-Hill 1994.
- Mekanikk og fasthetslære: Ansgar Lund. Fagbokforlaget 1999.
- The Learning Resource For Marine Engineers, Marinediesels.co.uk 2016.
- Marine Dieselmotorer: Øystein Jørgensen/Svein E Pedersen, Yrkesforlaget 2000.
- SOLAS - CONSOLIDATED EDITION 2009.
- Praktisk kuldeteknikk: Roald Nydal 4. utgave 2004.
- Operasjon og drift av maskinerisystemer, Geir Fiskaa, Fueltech AS, 1991.
- Project Guide, Bergen engine type B-Gas Marine.

