



BERGEN MARITIME FAGSKOLE

# Skipsmaskineri

Drift og vedlikehold for teknisk fagskole



Ansgar Lund og Gisle Strand

# SKIPSMASKINERI

## **SKIPSMASKINERI**

### **Drift og vedlikehold**

#### **Del I**

#### **Operativt nivå**

#### **PRØVEUTGAVE**

**Rev. nr. 13** - Oktober 2014

Dette kompendiet er skrevet av:

Ansgar Lund,  
Lars Hellevik,  
Gisle Strand og  
Johan Aalvik.

BERGEN  
Oktober 2014

Dette læremiddel er utviklet med støtte fra:

Image <http://www.marfag.no/markom2020tlogo.png/@@images/image/mini> not resolvable

# Om boken

Dette kompendiet er beregnet som støttelitteratur for studenter i teknisk fagskole, skipsteknisk drift, spesielt med sikte på selvstudium og ved arbeid med øvinger og arbeidskrav innen funksjon 1 (Maskineri).

Kompendiet tar utgangspunkt i minstekrav til opplæring og kompetanse innen maskineri. Funksjon 1, definert i STCW 1978 med senere endringer og kode av juli 1995.

<b>Kapittel 0 og 1</b>	inneholder definisjoner og teoretisk grunnlag i de ulike fagemner, som inngår i funksjon 1. Av plasshensyn har det vært nødvendig å begrense innholdet til et utvalg av emner. Noe av teorien er derfor gitt i form av stikkord, som forutsetter at studenten har visse basiskunnskaper om oppbygning og virkemåte for motorer før han/hun tar kompendiet i bruk.
<b>Kapittel 2 og 3</b>	gir en beskrivelse av simulatormaskineriet - MAN B&W 5L90MC og tilhørende systemer, med hovedvekt på operasjon og drift. Det er forutsatt at maskineriet er installert om bord i et seilende skip.
<b>Kapittel 4</b>	gir en innføring i vedlikeholdsteknikk, med eksempel på aktuelle vedlikeholdsaksjoner.
<b>Kapittel 5</b>	gir en innføring om typiske skader og driftsforstyrrelser med eksempel på skader, analyse av årsaker og forslag på tiltak.
<b>Kapittel 6</b>	inneholder eksempel på mer sammensatte problemstillinger knyttet til operasjon, drift og vedlikehold av marint maskineri.

# 1. Konstruksjons- og funksjonsprinsipper for marint maskineri

## MÅL

Dette kapittelet dekker krav til kunnskap og forståelse om grunnleggende konstruksjons- og funksjonsprinsipper for marint maskineri. For detaljerte beskrivelser av spesifikke motorer og utstyr, viser vi til instruksjonsmanualer fra aktuelle fabrikanter.

Da engelsk utgjør en viktig del av kompetansekrav for maskinoffiserer, vil deler av teksten være på engelsk.

## 1.1 Krysshodemotorer

### 1.1.0 Introduksjon

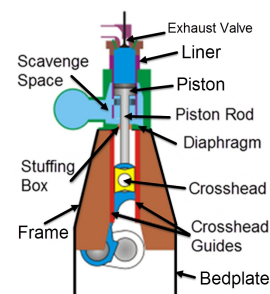
De fleste 2-takts skipsmotorer er av typen krysshodemotor. I denne motortypen er forbrenningsrom og spylekanal adskilt fra veivrommet av et mellomgulv (Diaphragm).

Stempelstangen (Piston Rod) er boltet til stempelet og er ført gjennom en pakkboks (Stuffing Box), montert på mellomgulvet (Diaphragm).

Stempelstang-foten er boltet fast til krysslageret (Crosshead).

Toppen av veivstangen (krysslageret) dreier sideveis når stempelet skyves nedover av gasskraften og overfører derved kraften til veivakselen.

For å sikre at krysslageret beveger seg opp og ned med stempelet i sylindere glir krysslageret i såkalte geidesko (Crosshead Guides). Disse er belagt med hvitt-metall, og er boltet fast til stativet. Figur 1.1.0.1 Krysshodemotor, skjematisk



Figur 1.1.0.1 viser et forenklet bilde av en krysshodemotor.

Med en slik konstruksjon kan motoren bygges med svært lang slaglengde, noe som er gunstig for å omdanne tilført energi med brennoljen til nyttig mekanisk energi på veivakselen. Generelt gjelder at økt slaglengde gir økt indikert arbeid.

I praksis har derfor slike krysshodemotorer lavest spesifikt brennstoff-forbruk av alle varmekraftmaskiner, med effektivt spesifikt forbruk på omkring 175 g/kWh og effektiv termisk virkningsgrad på omkring 50 % eller høyere ved optimal drift.

Motoren kan videre gå på tyngre (dårligere) brennolje med høyere svovel-innhold, idet sylindrolje systemet normalt er helt adskilt fra motorens system-olje.

### 1.1.1 Main Components (hovedkomponenter)

Vi skal her beskrive noen hovedkomponenter for 2-takts langsomgående krysshodemotorer, med engelsk tekst.

#### **Bedplate (Bunnramme)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/bedplate.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/bedplate.htm)

#### **A-Frame (Stativ)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/frames.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/frames.htm)

#### **Cylinder Block (Entablature)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/entablature.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/entablature.htm)

#### **Tie Bolts (Stagbolter)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/tie\\_bolts.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/tie_bolts.htm)

#### **Crankshaft (Veivaksel)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/crankshaft.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/crankshaft.htm)

#### **Connecting Rod (Veivstang)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/con\\_rod.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/con_rod.htm)

#### **Crosshead (Krysslager)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/crosshead.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/crosshead.htm)

#### **Stuffing box (Pakkboks)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/stuffing\\_box.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/stuffing_box.htm)

#### **Piston (Stempel)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/piston.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/piston.htm)

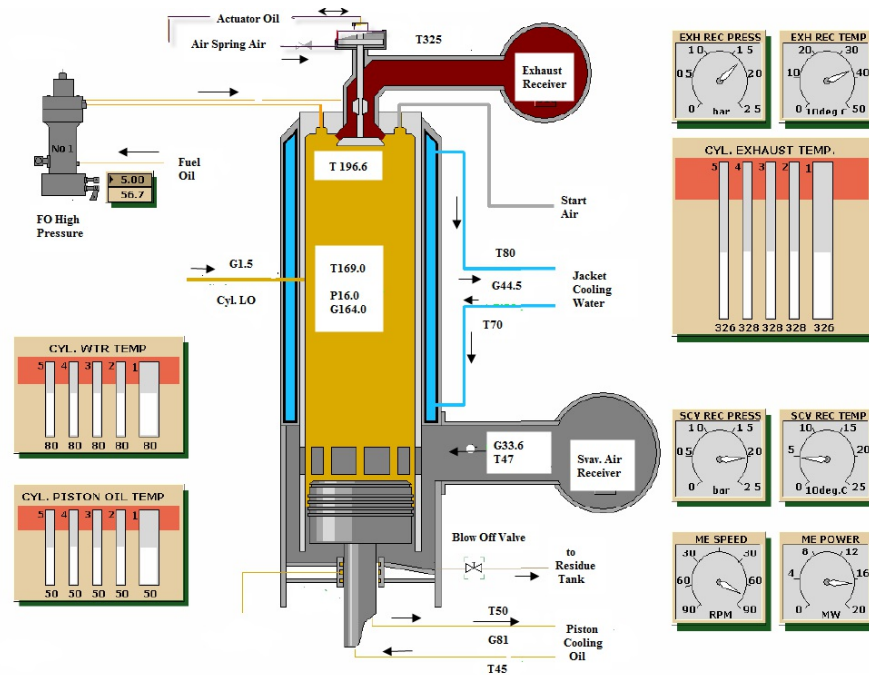
## Cylinder liner (Sylinderforing)

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/liner.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/liner.htm)

## Turbocharger

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/turbo\\_charger.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/turbo_charger.htm)

### 1.1.2 Sylinder enhet – MAN B&W 5L90MC



Figur 1.1.2.1 Sylinderenhet – MAN B&W 5L90MC

Figur 1.1.2.1 viser sylinderarrangementet for MAN B&W 5L90MC motoren.

Figuren er påført typiske temperaturer og trykk ved normal drift av motoren (NCR).

Merk at temperaturen i eksosutløpet er 325°C, mens temperaturen i avgass receiver er merkbart høyere, normalt omkring 40-50°C høyere.

Ellers er det verdt å merke seg følgende normalverdier mht. temperaturer:

- Foringstemperatur: 169°C
- Sylinderdeksel: 196,6°C
- Kjølevann inn/ut 70/80°C
- Stempelkjøleolje inn/ut 45/51°C

## Stempelring overvåking

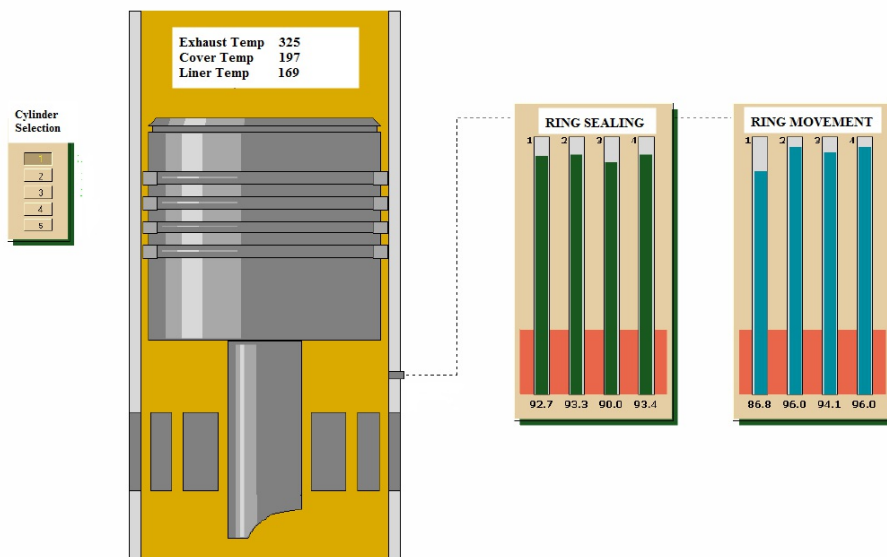
Figur 1.1.2.2 viser system for overvåking av stempelringer i en sylinder, på MAN B&W 5L90MC motoren.

Vi kan her avlese eksostemperatur, deksel temperatur og foringstemperatur (normale temperaturer er påført) To stolpediagram som viser ringtilstanden, henholdsvis tettestasjon og ringbevegelse.

Dersom ringslitasjen øker vil det oppstå gasslekkasje forbi ringen, noe som kan føre til bort-brenning av sylinderoiljefilmen og dermed økt slitasje.

Dersom sylinderoiljemengden blir redusert vil ringbevegelsen i sporet avta, noe som også kan føre til gasslekkasje, bort-brenning av oljefilm på foringen og dermed økt sylinderslitasje.

Ved reduksjon utover en akseptabel grense, vil alarm bli utløst.



Figur 1.1.2.2 Stempelring overvåking

### 1.1.3 Eksempel - Sulzer RTA 84

Figur 1.1.3.1 viser eksempel på oppbygningen av en to-takts krysshodemotor av typen RTA 84 fra Sulzer, utstyrt med eksosventil og såkalt langspyling. (Blir i praksis brukt på alle nyere krysshodemotorer).

Figur 1.1.3.2 viser utsnitt av sylindertallet for RTA motoren.

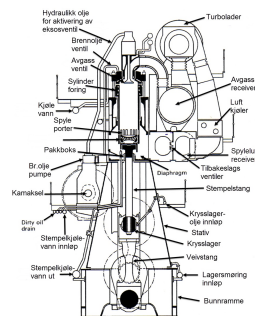
Motoren har eksosventil, som blir åpnet ved hjelp av oljetrykk, styrt fra motorens kamaksel. Ventilens lukkemekanisme består av en luftbeholder med komprimert luft, som lukker ventilen når oljetrykket på ventilspindelens oljestempel faller.

Eksosventilen settes i rotasjon ved hjelp av vinger montert på ventilspindelens.

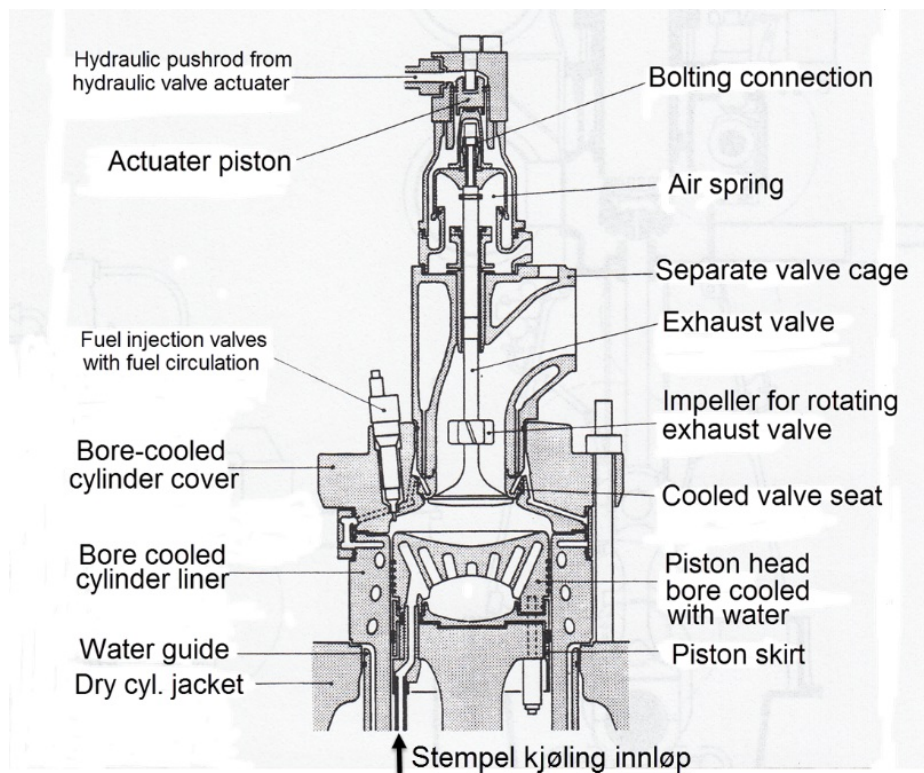
Figuren viser også kjølekanaler i sylindreforingens øvre del og sylindredekselet, rundt eksosventilens sete og i selve ventilhuset.

Motoren har ferskvannskjøling av stempelet. Vann inn- og utløp skjer gjennom stempelet via teleskopprør.

RTA motoren bygges også med oljekjølte stempel, der oljen blir tilført ved hjelp av en lenkearm. (Se også avsnitt 1.1.5 - Smøring av krysslager).



Figur 1.1.3.1 Krysshodemotor (RTA84) fra Sulzer



Figur 1.1.3.2 Sylindparti - Sulzer RTA motor

## 1.1.4 Sylindrolje - systemer

I 2 taks krysshodemotorer er sylindpartiet adskilt fra veivrommet og foringen får derfor ikke tilført olje fra veivrommet, slik som i trunkmotorer.

Krysshode motorer må derfor ha et eget system for sylindroljetilførsel, mens det for 4-takts motorer vil variere fra motor til motor om dette er nødvendig.

I praksis skiller vi mellom to typer sylind smøresystem; Konvensjonelle smøreapparat, ofte kalt Jensen lubrikator og mer moderne, elektronisk styrte system, for eksempel «Alpha Lubricator», utviklet av B&W. Sulzer har utviklet et tilsvarende system.

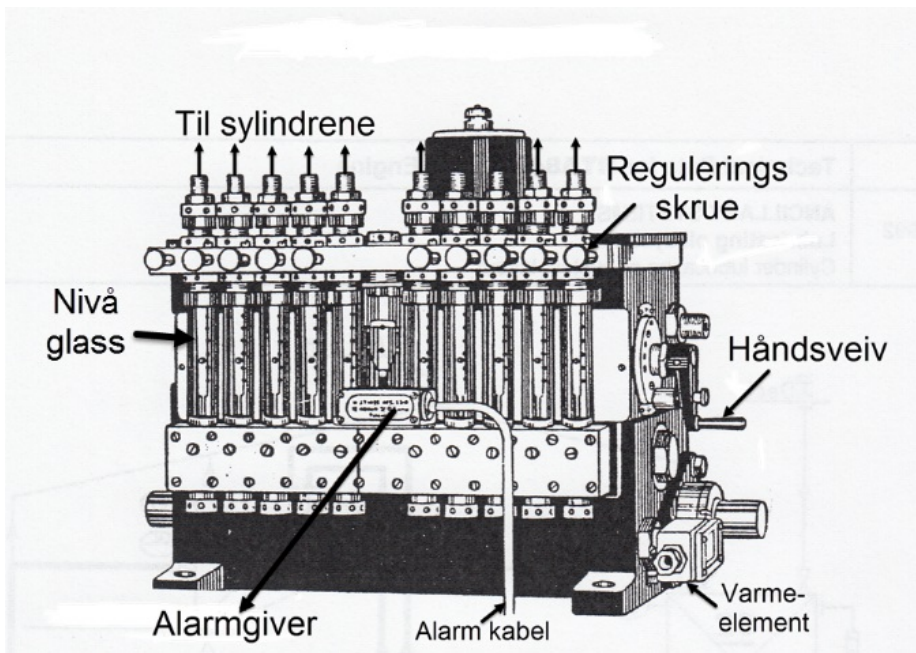
### Konvensjonelt sylind smøresystem

Figur 1.1.4.1 viser Jensen lubrikatoren. I hver lubrikatorenhet blir olje pumpet av en plunger, der det effektive slaget kan justeres slik at ønsket mengde olje når frem til sylinderen.

Oljestrømmen fra lubrikatorene kan vi observere gjennom se-glass, her kalt nivåglass, der det er montert inn en metallkule som flyter på oljen, slik at kulens nivå i glasset sammen med oljens viskositet gir et mål på gjennomstrømningsraten.

Med et blikk på glassene kan vi derfor raskt kontrollere om systemet fungerer ok.



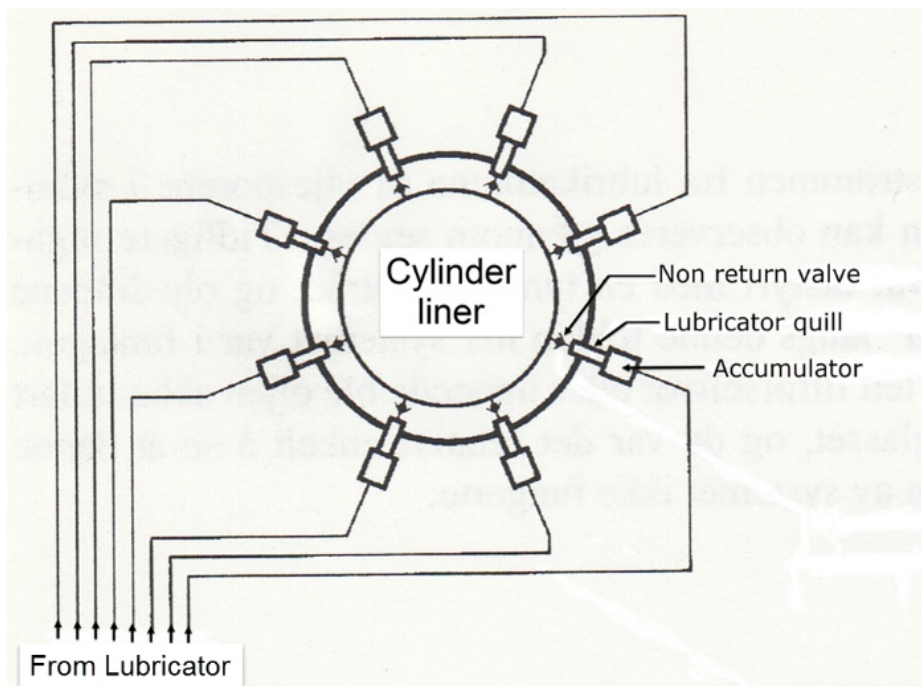


Figur 1.1.4.1 Jensen lubrikator

Olje fra lubrikatoren blir ført til sylindren gjennom et antall nipler, montert i foringen (i ett eller to nivå), se figur 1.1.4.2.

Mengde tilført olje til hver sylinder kan vi regulere enkeltvis og samlet.

Hver sylinder har som nevnt, flere separate smøreolje nipler med tilbakeslags ventiler (Non return valves), slik det er vist på figuren.



Figur 1.1.4.2 sylindrolje tilførsel

## Sylinderolje spor i foring



Figur 1.1.4.3 Sylinderolje spor

For å fordele sylinderoljen mest mulig jevnt over hele foringen, er det i utløpet av hvert smørepunkt frest inn spor i foringen, som skal bidra til å fordele oljen rundt hele foringen, se figur 1.1.4.3.

Sporene er her som vi ser, plassert like over spyleportene, men dette vil variere fra motor til motor.

Generelt er slike spor frest inn med en svak helning nedover og slik at de går sammen midt mellom smørepunktene.

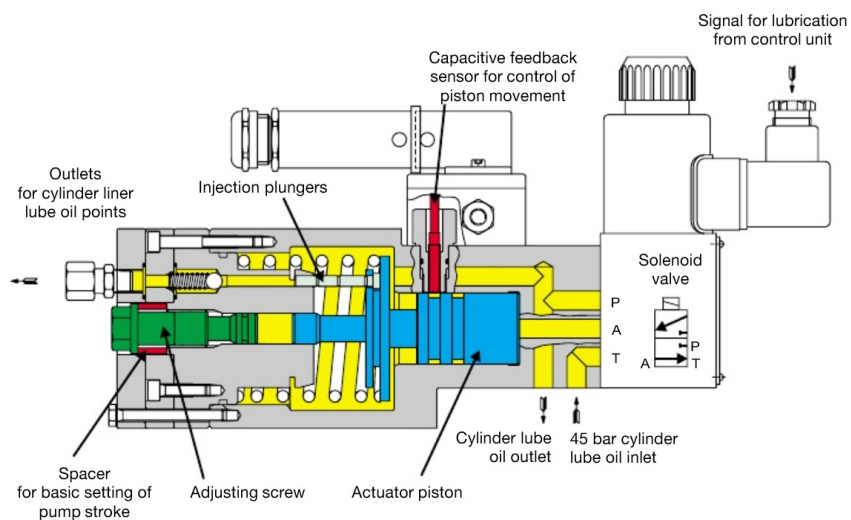
## Alpha lubrikator

Alpha lubrikator systemet bygger på prinsippet at det sprøytes inn en spesifikk mengde olje via et antall injektorer for hver andre (eller hver 3. 4.) omdreining, med presis regulering i forhold til stempelets posisjon.

Oljen blir normalt tilført under kompresjonslaget, like før øverste kompresjons-ring passerer smørepunktet i foringen.

Figur 1.1.4.4 viser oppbygningen av en Alpha lubrikator.

For store motorer er det normalt to lubrikatorer til hver sylinder. Hver av disse leverer olje til fem eller flere smørenipler, mens det for mindre motorer er en lubrikator for hver sylinder.



Figur 1.1.4.4 Alpha Lubricator

Lubrikatoren har et lite stempel (Injection Plunger) for hvert smørepunkt i foringen.

Kraften til å drive stempelet kommer fra en hydraulisk pumpeseksjon med systemtrykk på 45 bar. Se figur 1.1.4.4.

Det hydrauliske systemet er koplet sammen i et felles rørsystem, mens innsprøytings-siden er et høytrykks system, som leverer like stor mengde olje til hver smørenippel, noe som også sikrer mot tilstopping av enkelt-smørepunkter.

Hovedfordelen med et slikt elektronisk styrt sylinderoilje system er at oljeforbruket blir merkbart redusert, i størrelse 30 – 40 %, uten at slitasten øker.

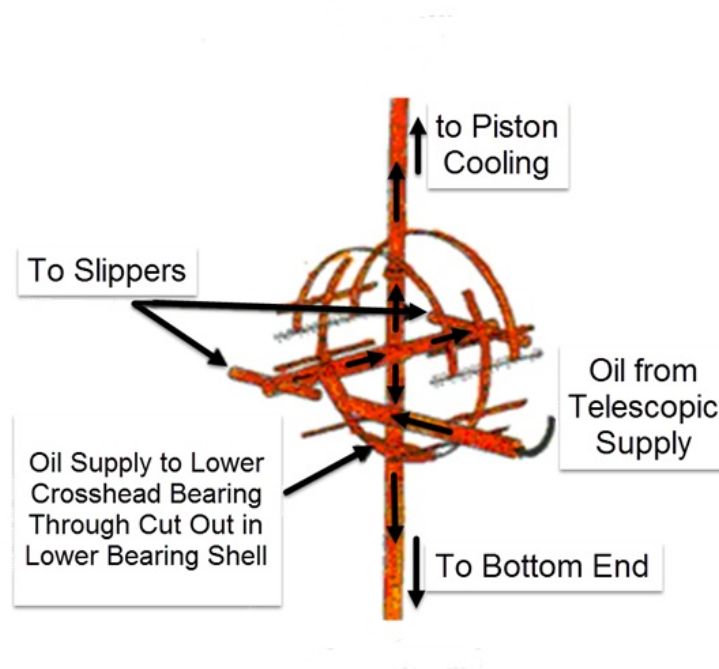
Merk at tilsvarende elektronisk styrt sylinderoilje system også er utviklet av andre fabrikanter, for eksempel Sulzer og Hans Jensen Lubricators mv.

## 1.1.5 Smøring av krysslager

Arrangement for smøreoljetilførsel til krysslager er løst forskjellig av de to hoved- produsentene av krysshodemotorer, MAN B&W og Wartsila NSD.

Figur 1.1.5.1 viser B&W sitt prinsipp for smøring av krysslageret, der oljen blir tilført ved hjelp av teleskopør.

Olje med trykk på ca. 2,5 bar blir fordelt til smøring av veivlager og til stempelkjøling, som vist på figuren.



Figur 1.1.5.1 B&W smøring av krysslager

I figur 1.1.5.2 er vist Sulzer sitt system for smøreoljetilførsel til krysslageret, der oljen blir tilført via en lenkearm som vist.

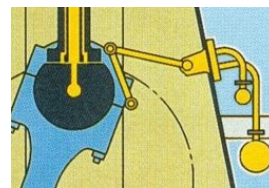
Oljetrykk til lageret er 10 -12 bar.

Lenkearmen blir også brukt til å levere olje med trykk på ca. 4 bar til stempel- kjøling.

(Sulzer har også FV kjølte stempler, med vann inn- og utløp via teleskop- rør).

## 1.1.6 Noen tekniske data

Ytre dimensjoner for krysshodemotorer avhenger selvsagt av antall sylindre og effekt mv., men vil i prinsippet variere omkring følgende dimensjoner:



Lengde: 13 - 30 m  
Bredde: 4 - 5 m (bunnramme)  
Høyde: 10 - 15 m

Figur 1.1.5.2 Sulzer - krysslager smøring

I tabellen under er vist noen tekniske data for krysshodemotorer fra Sulzer og MAN B&W, henholdsvis.

Tabell - Tekniske data for noen krysshodemotorer

Fabrikat	Pe kW/syl	Syl tall	Syl dim D x S mm	RPM	Vekt (masse)
Sulzer RTA 96	5700	6 - 14	960 x 2500	102	2300 tonn (14 syl)
Sulzer RTA84T	3800	5 - 9	840 x 3150	74	1040 tonn (7 syl)
MAN B&W K98MC	5700	6 - 12	980 x 3150	94	
MAN B&W L80 MC	2700	4 - 12	800 x 2592	83	1300 tonn (12 syl)
Av ovennevnte følger at slike motorer er både store og tunge og er derfor kun egnet for store skip.					

Motorene har så lave turtall (70 - 120 rpm) at de kan kobles direkte til propellen. Dette turtallet er også gunstig turtall for optimal propellvirkningsgrad.

Krysshodemotorene bygges med opptil tolv sylindre i rekke og akseffekter opp til omkring 70 000 kW.

Erfaring har vist at slike langsomt gående to-takts motorer har god driftssikkerhet og har dessuten enkel oppbygning med få bevegelige deler.

En annen viktig fordel er lavt spesifikt brennstoff-forbruk, dvs. de har høy effektiv termisk virkningsgrad, omkring 50 % ved optimal drift. (Høyest av alle typer varmekraftmaskiner).

Ulempene er hovedsakelig knyttet til de store dimensjonene, med stort plassbehov og store tunge deler som er vanskelig å håndtere.

## 1.1.7 Arbeidsforløp - 2-takts dieselmotorer

Figur 1.1.7.1 viser arbeidsforløpet for en to-takts dieselmotor med avgassventil og spyleporter.

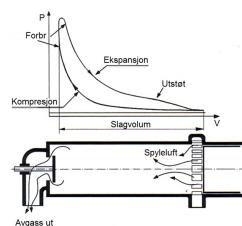
**Første takt**, kompresjon starter når stempelet stenger for spyleportene.

Forbrenningen skjer omkring  $\text{ØD}$ .

**I andre takt**, ekspanderer gassen inntil stempelet når  $\text{ND}$ .

Eksosventil åpner ca.  $110^\circ$  etter  $\text{ØD}$ .

Spyleluft strømmer inn i sylindere når stempelet avdekker spyleportene og fortsetter til stempelet stenger for portene.



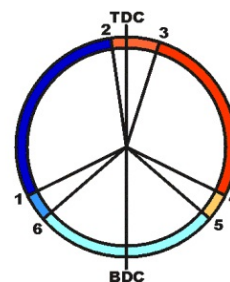
Figur 1.1.7.1 Arbeidsforløp - 2-takts motor

### Ventilstyring 2-takt

Timing av eksosventilen vil variere fra motor til motor. I figur 1.1.7.2 er vist et eksempel på ventilstyring for en 2-takt dieselmotor.

- 4) Eksosventil åpner (ca.  $110^\circ$  etter  $\text{ØD}$ )
- 5) Spyleportene åpner (ca.  $140^\circ$  etter  $\text{ØD}$ )
- 6) Spyleporter stenger (ca.  $140^\circ$  før  $\text{ØD}$ )
- 1) Eksosventil stenger (ca.  $130^\circ$  før  $\text{ØD}$ )
- 2) Innsprøyting av brennstoff starter
- 3) Innsprøyting av brennstoff slutter

Styring av eksosventilen er her symmetrisk, men kan også være asymmetrisk, for å optimalisere driften, for eksempel slik at ventilen åpner  $125^\circ$  etter  $\text{ØD}$  og stenger  $95^\circ$  før  $\text{ØD}$ . Dette betyr at eksosventilen vil åpne og stenge tidlig ved bakking, noe som er ugunstig, men da bakking kun skjer over korte perioder vil fordelene ved drift forover ofte mer enn oppveie ulempene ved bakking.



Figur 1.1.7.2 ventilstyring - 2-takt

## 1.1.8 Introduction to Computer Controlled Electronic Engines

### Introduction

It is not generally known that the first airless injection system (i.e. not to use compressed air to atomise the fuel) was a common rail system.

The invention of this system is often mistakenly credited Doxford, but it was invented and patented by Vickers of Barrow in Furness.

In this early common rail system the engine driven fuel pumps pressurised a fuel rail to about 400 bar from which pipes led to the fuel valves operated by cams and rocking levers. Independently driven pumps were provided to prime the system for starting.

Later systems used hydraulically operated injectors, the delivery of fuel being controlled by a cam operated valve. Fuel quantity was controlled by an eccentric on the cam follower.

With the integration of industrial electronics into marine engineering systems coupled with the giant strides made in the development of computer technology, it has now become possible to re-introduce the fuel injection common rail along with other fuel injection systems, using this modern technology to time the injection of fuel without mechanical aids.

In addition to this, it has become possible to dispense with the timed camshaft altogether by using similar systems to control operation of valves and air start systems.

The two major manufacturers of two stroke crosshead engines have both introduced a camshaft-less engine:

- Sulzer call theirs the RT Flex engine, and
- MAN B&W call theirs the ME intelligent engine.

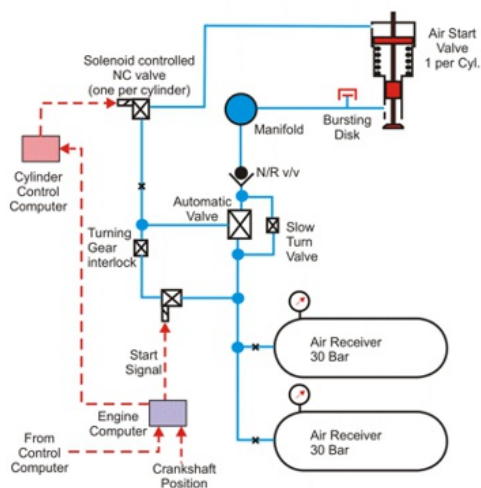
Both engines use electrical and engine driven axial piston pumps to pressurise servo oil rails to 200 bars, which are then used for fuel injection and exhaust valve operation.

In addition MAN B&W use the servo oil to drive the cylinder lubricator units (Alpha system).

Although they both work without a camshaft and use computers to control, fuel injection, exhaust valve operation and air starting, the method of fuel injection is different.

## Fuel injection - Sulzer RT Flex engines

Les teksten her [http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/Other\\_info/electronic\\_engine.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/electronic_engine.htm)



## 1.2 Fire-takts medium speed motorer

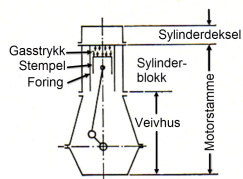
### 1.2.0 Introduksjon

I figur 1.2.0.1 er vist oppbygningen av en firetakts medium speed skipsmotor, skjematisk.

Motorstammen består av veivhuset og sylindrerblokken.

Veivhuset har til oppgave å danne opplagring av veivakselen, å oppta de motsatt rettede krefter som blir overført fra stempel og sylindrerblokk, å overføre motorens massekrefter til fundamentet og å overføre reaksjonen av dreiemomentet til fundamentet.

Sylindrerblokken har til oppgave å gi understøttelse for sylindrerforingen og å gi mulighet for god strømning av kjølevannet rundt foringen.



Figur 1.2.0.1 Fire-takts motor, skjematisk

Typiske data for 4-takts skipsmotorer er:

- Rotasjonsfrekvens:  $6 - 15 \text{ s}^{-1}$  (360 – 900 rpm)
- Midlere stempel hastighet: ca. 8 m/s
- Forhold slag/diameter: 1,1 – 1,4
- Effektivt middel trykk: 15 – 20 bar

Slike medium speed motorer er for det aller meste firetakts motorer. De blir i dag bygd med opptil 20 sylindre i rekke- og V-form og akseffekter i området 500 – 2000 kW per sylinder.

Fordeler med middels hurtiggående motorer sammenlignet med langsomt-gående to-takts motorer er i korthet:

- Mindre dimensjoner (volum- og masse).
- Gir mulighet for fler-motors anlegg, som gir økt fleksibilitet.

De største ulempene er:

- Stort vedlikeholdsbehov (mange sylindre og ventiler mv.).
- Relativt høyt støynivå.
- Noe høyere spesifikt brennstofforbruk.

### 1.2.1 Main Components (hovedkomponenter)

Vi skal her beskrive hoved komponenter for 4-takts «medium speed» skipsmotorer.

#### Engine Frame (Motor ramme)

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_engine\\_frame.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_engine_frame.htm)

#### Cylinder liner (Sylindrerforing)

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_cylinder\\_liner.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_cylinder_liner.htm)

## **Piston (Stempel 4-takt)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_piston.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_piston.htm)

## **Cylinder head (Sylindertopp)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_cylinder\\_head.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_cylinder_head.htm)

## **Connecting rod (Veivstake)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_Con\\_Rod.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_Con_Rod.htm)

## **Crankshaft (Veivaksel - medium speed)**

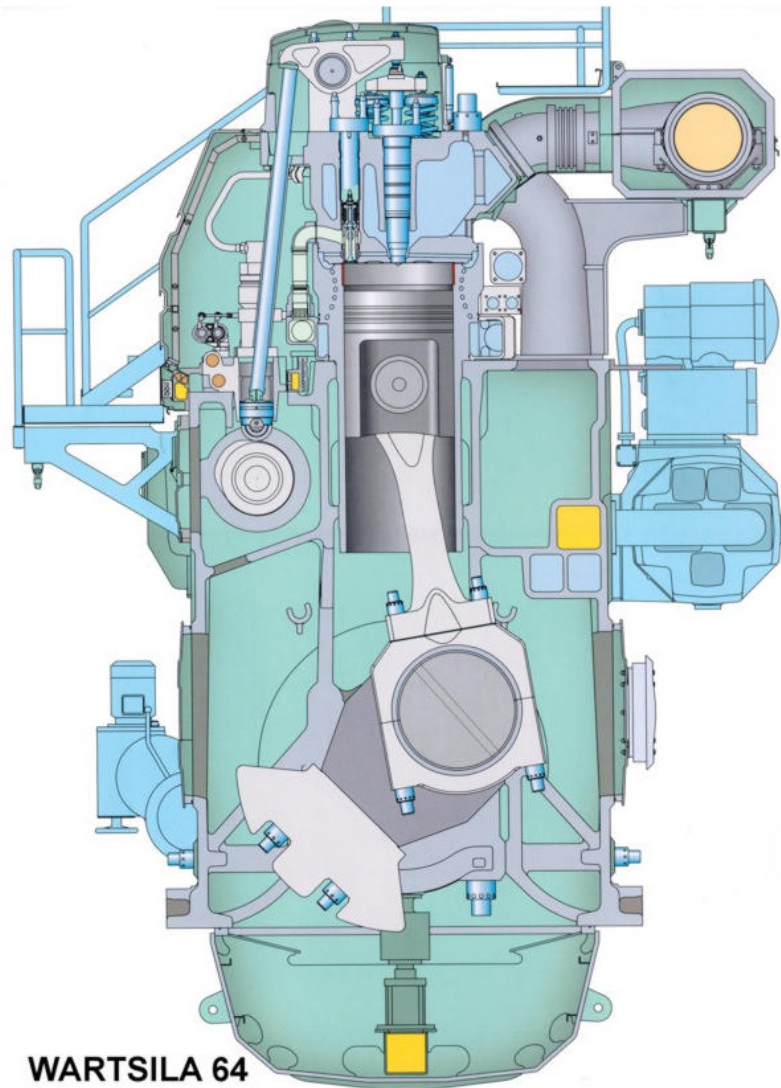
Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_Crankshaft.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_Crankshaft.htm)

## **Camshaft (Medium speed)**

Les teksten her:[http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_camshaft.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_camshaft.htm)



## 1.2.2 Eksempelmotorer



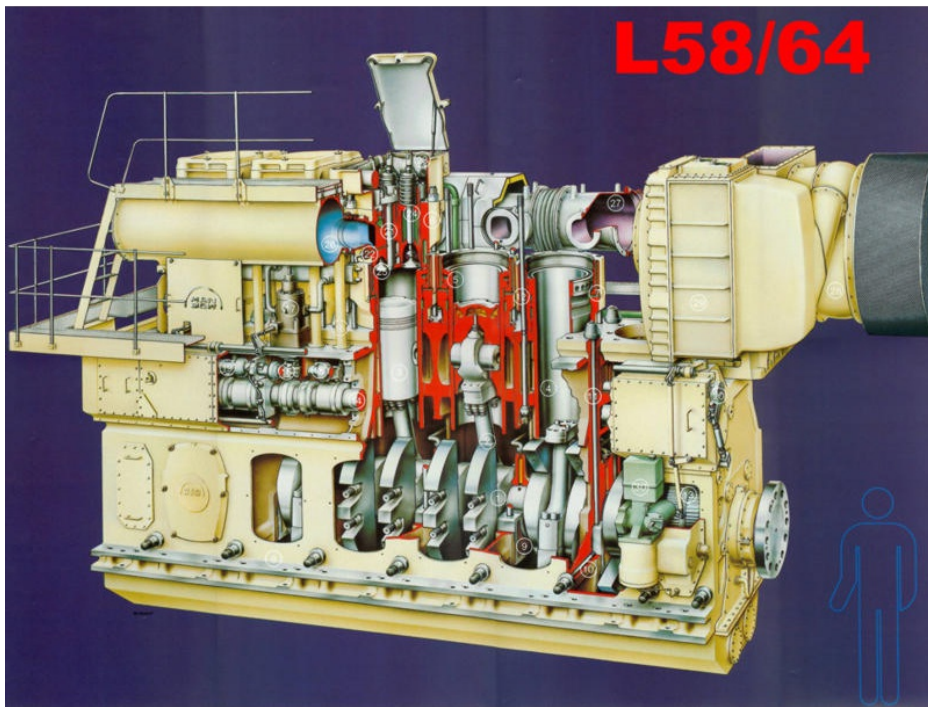
0mm, Stroke: 900mm Speed: 330 RPM. Power output: 2010kW/cyl. Specific fuel consumption: 169g/kWh.  
Mass of 6 cyl engine: 237 tonnes, 12 cyl engine: 437 tonnes.

Figur 1.2.2.1 Firetakt dieselmotor -Wartsila 64

I figur 1.2.2.1 er vist en gjennomskåret 4-takts dieselmotor av type Wartsila 64.

Hoved-data for motoren er:

<b>Sylinderdiameter:</b>	D = 640 mm
<b>Slaglengde:</b>	S = 900 mm
<b>Turtall:</b>	n = 360 rpm
<b>Akseleffekt:</b>	$P_e = 2000 \text{ kW/syl}$
<b>Vekt (masse 6 syl)</b>	= 237 tonn



The MAN B&W L58/64 engine Bore: 540mm Stroke: 640mm. Speed: 428rpm. Power output: 1390kW/cyl. Specific fuel consumption: 177g/kWh. Mass of 6 cyl engine: 151 tonnes, 9 cyl engine: 213 tonnes.

Figur 1.2.2.2 MAN B&W L58/64

Figur 1.2.2.2 viser utsnitt av en medium speed 4-takts motor fra MAN B&W.1.

Hoved-data for motoren:1

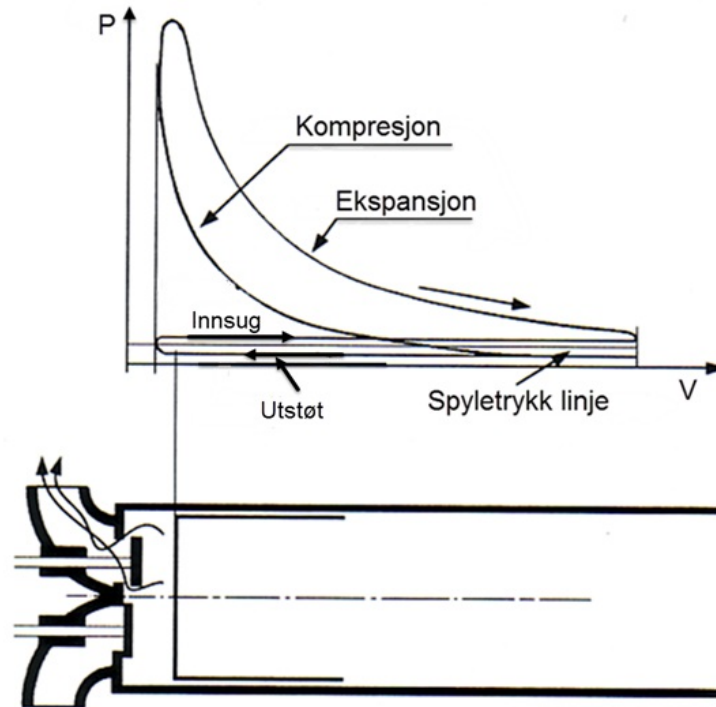
Sylinder diameter	540 mm
Slaglengde	640 mm
Turtall	428 rpm
Effekt	1390 kW/syl
Spesifikt forbruk	177 g/kWh
Vekt (9 syl)	213 tonn
Vekt (6 syl)	151 tonn

### 1.2.3 Arbeidsforløp 4-takts dieselmotorer

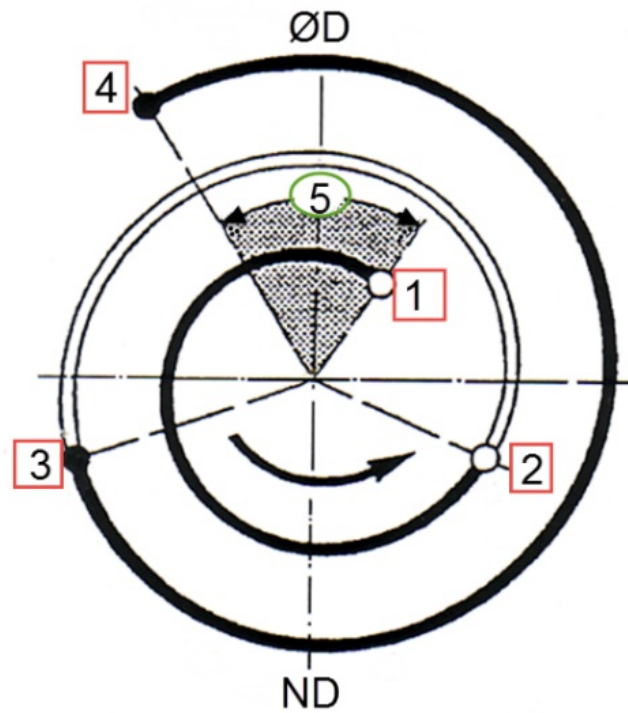
Figur 1.2.3.1 viser arbeidsforløpet for en 4-takts turbo-ladet dieselmotor.

Merk at linjer for innsug og utstøt her er forstørret, dvs. linjene vil ikke være synlige på et vanlig indikator diagram. Men linjene illustrerer trykkforløpet under spyleprosessen, ved at prosessen går med-urs og bidrar derfor som et lite tillegg til indikert arbeid i sylindere, mens den tilsvarende prosessen for en normalladet motor går mot-urs og utgjør da et lite negativt arbeid, idet gassen må «skyves» ut og ny luft «suges» inn.

Merk imidlertid at en slik med-urs prosess forutsetter optimal ventilstyring og ellers optimale driftsforhold.



Figur 1.2.3.1 - Arbeidsdiagram for 4-takts dieselmotor



Figur 1.2.3.2 Ventilstyring - 4 takt

## Ventilstyringsdiagram 4-takt

Figur 1.2.3.2 viser et ventilstyringsdiagram for en 4-takts hurtiggående turboladet dieselmotor.

Vinklener er omtrentlige.

- 1) Innsugsventil åpner
- 2) Innsugsventil stenger
- 3) Avgassventil åpner
- 4) Avgassventil stenger
- 5) Overlapping

## 1.3 Turbolading

### 1.3.1 Turbolader prosessen

En turbolader er i prinsippet en gassturbin som driver en turbo-kompressor. Motorens avgass blir ført gjennom en gassturbin, der noe av gassens energi blir overført til turbinakselen. På andre enden av samme aksling er det festet en sentrifugalkompressor, som suger inn atmosfærisk luft via et luftfilter. Luften blir ført videre gjennom en såkalt diffusor, der trykket øker, til en luftkjøler og videre via en luft-receiver til sylindrene. I figur 1.3.1.1 er vist et liketrykks turboladersystem, skjematisk.

Ved (1) blir luft sugd inn i kompressoren via et luftfilter. I kompressoren blir trykket økt fra atmosfæretrykk til utløpstrykket (2).

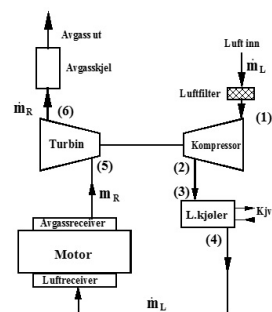
Etter kompressoren blir luften ført til en luftkjøler (3) til (4) og videre via en luft-receiver til sylindrene.

Fra sylindrene strømmer forbrenningsgassen til en avgass receiver, som er så stor at trykket blir tilnærmet konstant, derav navnet liketrykksdrift.

Avgassen blir ført via en dysering til et turbin-hjul og

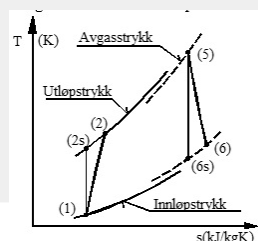
videre ut i friluft, eventuelt via en avgasskjele eller en annen type varme-gjenvinner.

I figur 1.3.1.2 er turboladerprosessen vist skjematisk i et Ts-diagram.



Figur 1.3.1.1 - Turboladersystem

- (1): Tilstand v/innløp kompressor.
- (2): Tilstand etter kompressor.
- (2s): Teoretisk tilstand etter kompressor.
- (5): Tilstand før turbin (avgass receiver).
- (6): Tilstand etter turbin.
- (6s): Teoretisk tilstand etter turbin.



Merk at midlere spyletrykk må være høyere enn midlere avgasstrykk, da det ellers er fare for tilbakeslag i systemet.

Figur 1.3.1.2 - Turboladerprosess

### 1.3.2 Turbocharging Principles and Construction

Vi skal her beskrive oppbygning og virkemåte for en turbolader, med engelsk tekst.

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/Turbocharging/turbocharger\\_principles.htm](http://www.marinediesels.info/Turbocharging/turbocharger_principles.htm)

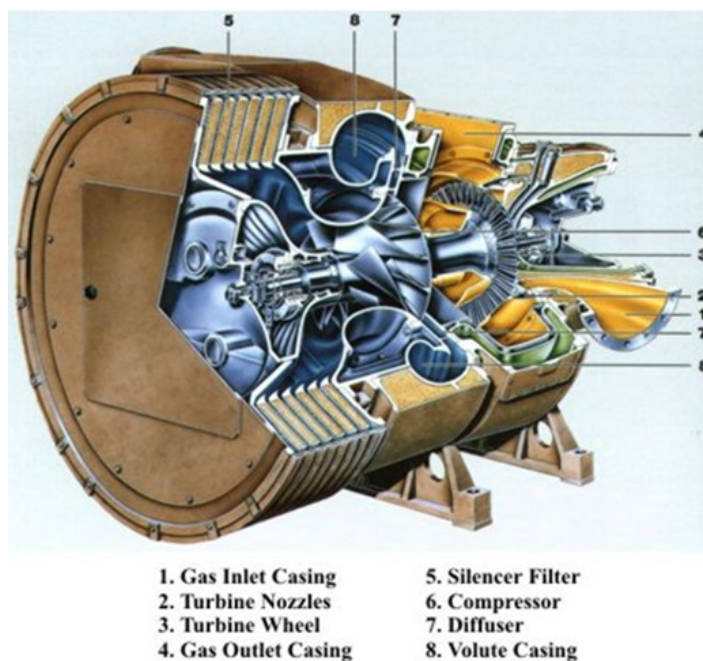
#### Eksempel - Turbolader oppbygning

I figur 1.3.3.1 er vist utsnitt av en turbolader. Av figuren fremgår at avgassen fra motoren blir ført inn via gassinløpet {(1) **Gas Inlet Casing**} til en dysering {(2) **Turbine Nozzles**} der gassen ekspanderer, får økt hastighet og "riktig" retning inn på turbinhjulet {(3) **Turbine Wheel**}, der noe av gassens hastighetsenergi blir overført til turbinskovlene.

Fra turbinen strømmes gassen som regel, via en avgasskjele ut til atmosfæren.

Luft blir sugd inn via et filter med lydtemperer **{(5) Silencer Filter}** til en diffusor **{(7) Diffuser}**, der luftens kinetisk energi blir omformet til trykkenergi, dvs. trykket blir økt.

Luften blir normalt ført videre via en luftkjøler, til spyleluft-receiver og videre inn i sylindrene.



Figur 1.3.3.1 Turbolader

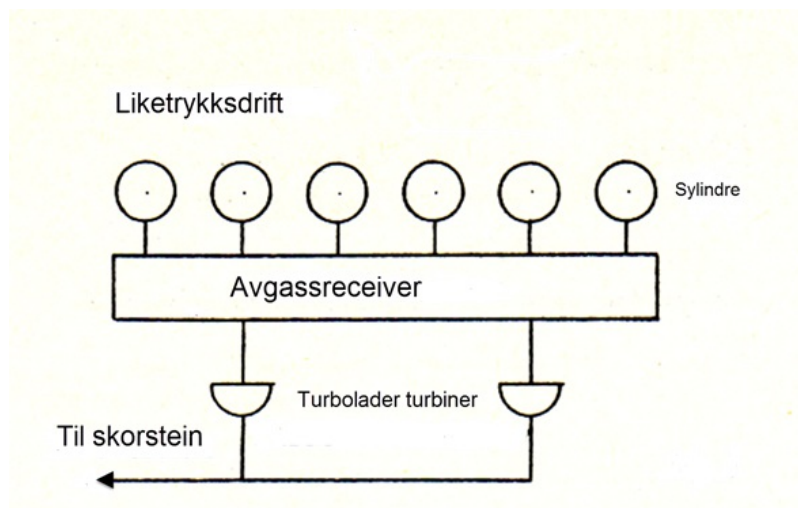
## 1.3.4 Driftsformer - turbolader turbin

Drift av turbolader turbinen kan foregå på flere måter, for eksempel liketrykks-, støt- eller radialdrift, men kombinasjoner av disse er også utviklet.

### Liketrykksdrift

For 2-takts krysshodemotorer blir normalt liketrykksdrift brukt, mens de fleste 4-takts motorer har støtdrift. (I "gamle dager" hadde B&W støtdrift av turboladerne på sine 2-takts krysshode motorer).

I figur 1.3.4.1 er vist prinsippet for liketrykksdrift.



Figur 1.3.4.1 Liketrykks prinsipp

Ved liketrykksdrift strømmes avgassen fra alle sylindrene ut i en felles avgass-receiver. Avgass-receiver er så stor at trykket blir tilnærmet konstant, derav navnet liketrykksdrift. Fra receiver blir luften ført inn i sylindrene.

I dag er de fleste store, langsomgående 2-takts dieselmotorer lengde spylt og utstyrt med turboladere basert på liketrykks prinsippet. Spyle- og turboladningssystemene til moderne krysshode motorer, det vil si MAN B&W, Sulzer og Mitsubishi, er alle i prinsippet like.

Generelt gjelder også at dagens turboladere og spyleluftsystemer er så effektive at det ikke er nødvendig med hjelpeblåsere ved normal drift (NCR), unntatt ved start og/eller lav belastning.

Elektrisk drevne hjelpeblåsere, koplet i serie med turboladere, blir normalt brukt ved start og manøvrer. De absorberer imidlertid noe energi (tap) og blir derfor koplet ut automatisk når motoren når en fastsatt belastning.

Figur 1.3.4.2 viser liketrykks turboladersystemet for B&W 5L90MC motoren, skjematisk. Figuren er påført driftsdata for normal full belastning av motor (NCR).

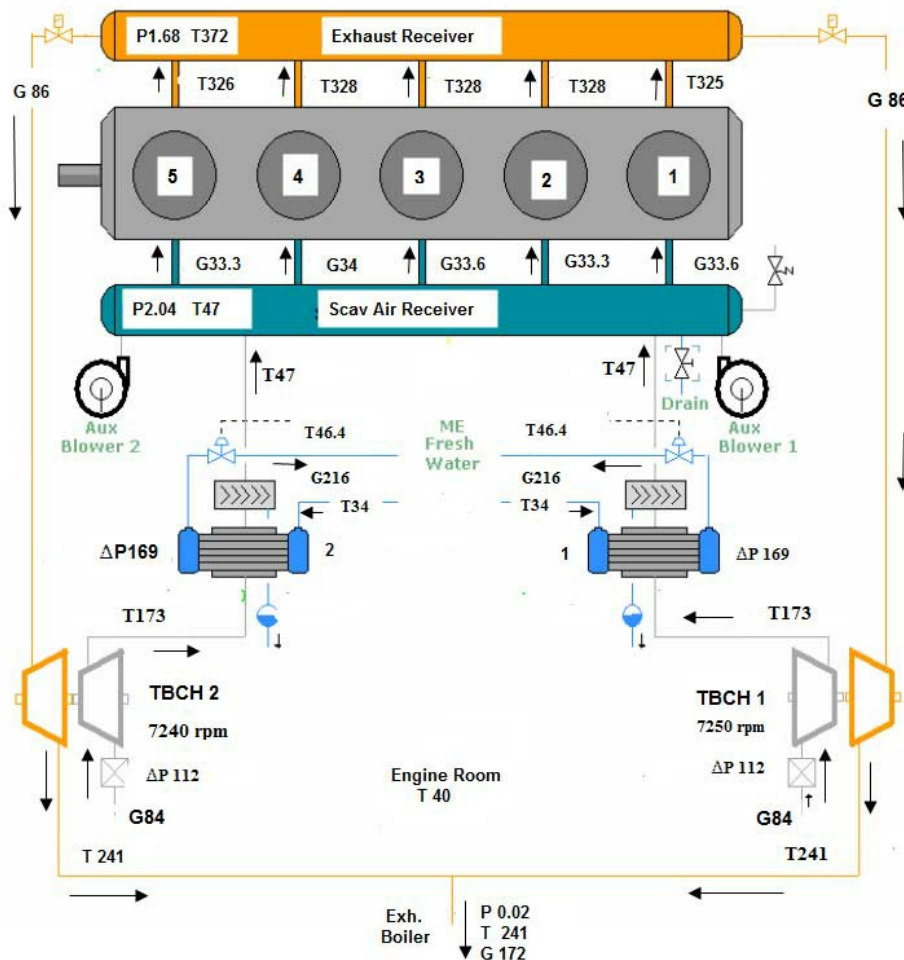
På figuren er trykk (P) i bar, trykkfall ( $\Delta P$ ) i mm vannsøyle, temperatur (T) i °C og strømnings-mengder (G) i tonn per time. Systemet består av 2 turbo-ladere.

Luft tas inn via et luftfilter til kompressor der luft blir komprimert og ført videre til en luft-kjøler, der den blir kjølt, i dette tilfelle fra 173°C til 47°C.

Fra kjølerne blir luften ført til luft-receiver og videre inn i sylindrene.

Avgassen fra sylindrene strømmes via en avgass-receiver, til turbinene og videre ut i friluft, som regel via en avgasskjele (Exhaust Boiler).

Hjelpeblåserne (Auxiliary Blower 1 and 2) er kun i drift ved oppstart og manøvrering.



Figur 1.3.4.2 Liketrykks turboladerssystem MAN B&W 5L90MC

## Støtdrift

I figur 1.3.4.3 er vist eksempel på støtdrift av en 4-takts, dieselmotor med 6 sylindere. Prinsippet for støtdrift er vist nederst på figuren.

Ved støtdrift, også kalt impulsdrift forsøker vi å utnytte avgassens kinetiske energi. Derfor blir avgass-ledninger mellom motor og turbin gjort så korte som mulig, og dessuten med god varmeisolasjon, slik at energitapet før turbinen blir minst mulig.

Turbinvirkningsgraden blir imidlertid relativt lav fordi trykkpulsene fra avgassen fører til varierende strømnings- og belastningsforhold for turbinen.

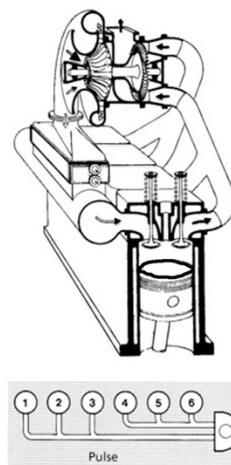
For å holde turbinvirkningsgraden så høy som mulig er det derfor viktig at turbin og dysering er renest mulig.

Det er normalt ikke nødvendig med hjelpeblåser, slik som for 2-takts motorer, men hjelpeblåser for oppstart kan bli brukt for å unngå røykutvikling.

Generelt gjelder altså at støtdrift er best ved lave belastninger og gir dessuten raskere reaksjon, dvs. motoren kan akselerere raskere.



Hvert av ovennevnte systemer, liketrykks- og støtdrift, har altså sine fordeler og ulemper, men generelt blir altså liketrykksdrift brukt for store, langsomt-gående 2-takts dieselmotorer og støtdrift brukt for medium speed og hurtiggående 4-takts motorer, men kombinasjoner av disse blir også brukt.



Figur1.3.4.3 Støtdrift - prinsipp



#### ANMERKNING

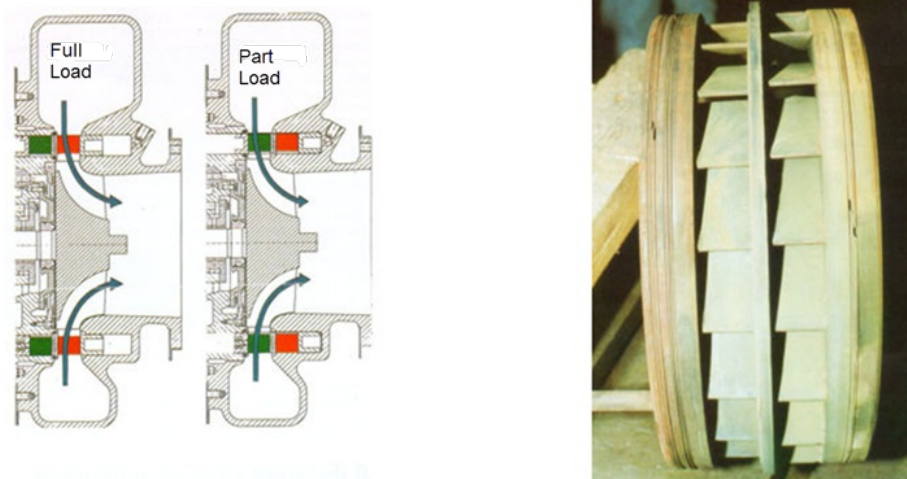
Merk at det er utviklet turboladere med vribare skovler på dyseringen. Dette med formål å kunne endre turtallet i forhold til belastningen. Slike turboladere, gjerne kalt VTG (Variable Turbine Geometry) blir i hovedsak brukt på gassmotorer, som krever mer presis luftlevering enn dieselmotorer.

### Radialturbin

Gasstilførselen til turbinen er som nevnt, normalt aksial, men radiell gasstilførsel blir også brukt, særlig på mindre 4-takts motorer.

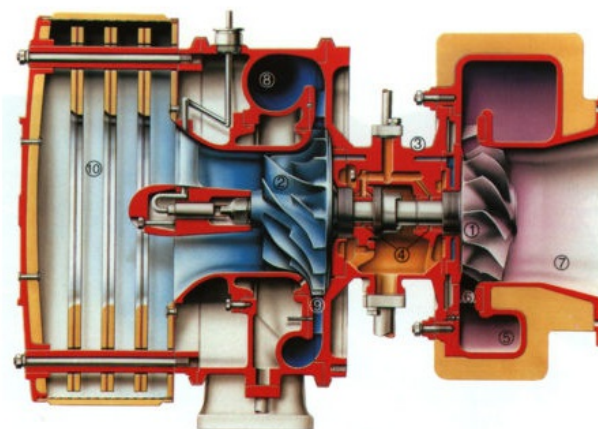
Figur 1.3.4.4 viser et prinsipp for radialdrift av turbinen, der vi har to aksialt for-skyvbare dyseringer, en for fullast og en for del-last. Gassen ledes inn fra yttersiden mot senter av turbinen og ekspanderer deretter i en radialturbin.

Hovedfordelen med dette systemet er at vi kan oppnå tilnærmet optimal turbinvirkningsgrad ved både fullast- og del-last drift av motoren.



Figur 1.3.4.4 Forskyv-bar dysering (radialturbin)

Figur 1.3.4.5 viser utsnitt av en turbolader med radial-turbin.



Figur 1.3.4.5 Turbolader med radial-turbin

## 1.3.5 Rengjøringsmetoder - turbolader

### Vannvask av kompressor

Regelmessig rengjøring av kompressoren er viktig for å unngå at det dannes belegg på skovler og diffusor. Belegg fører nemlig til at indre virkningsgrad for kompressoren avtar og kan dessuten redusere levetiden til lagrene.

I tillegg til redusert virkningsgrad kan smusset inneholde svovelrester, som igjen kan føre til korrosjon på skovler og diffusor mv.

Kompressor skovlene på turboladeren blir normalt rengjort ved hjelp av såkalt vannvasking.

Dette går i korthet ut på at vi først fyller en beholder med ferskvann (05-1,5 liter), se bilde til venstre.

Deretter blir vannet blåst inn i innløpskanalen ved hjelp av lufttrykk, tatt ut fra kompressorens utløp, mens motoren går med full belastning.

Vanndråpene vil treffe skovlene med stor hastighet, og dermed slå løs og fjerne belegg som har samlet seg.

Da væsken vi bruker er rent vann, er det ikke nødvendig med kjemikalier. Bruk av sjøvann er ikke tillatt.

Intervall for vannvasking avhenger av forholdene rundt luftinntaket og av filtertilstanden mv., men bør generelt foretas med intervall på 1 til 2 dager.

### Belegg turbinside

Ved drift på tungolje vil det dannes belegg på dysering og skovler. Noe av belegget er sot, askepartikler og uforbrente oljerester.

I to-takts motorer med sylindrolje smøring finner vi også uforbrente additiver. Mengde belegg avhenger i stor grad av hvor god eller dårlig forbrenningen er.

Turboladere på motorer med drift på dieselolje er mindre utsatt for belegg.

Resultatet av belegg på dysering og/eller skovler er redusert indre virkningsgrad, samt økt eksosgass temperatur.

Bildet til venstre viser eksempel på belegg på dyseringen.

Praksis har vist at belegg på turbinsiden kan bli redusert ved regelmessig rengjøring.

For rengjøring av turbinsiden av turboladere blir to ulike metoder brukt:

- Spyling med ferskvann (kalt vannvasking).
- Innblåsing av nøtteskall (eller ris), (kalt tørrvasking).



## Vannvask av turbin

Vannvask av turbin bør utføres etter hver 48 – 500 timers drift eller når avgass- temperaturen etter turbiner har økt med omkring 20 °C over normalen.

Eksempel på prosedyre for vannvasking av turbinsiden:

1. Reduser motorbelastningen til spylelufttrykket er omkring 0,3 – 0,6 barg. Eksostemperaturen før turbin må være under 430 °C og hjelpeblåser bør være i drift. (Det siste for å hindre sprekkdannelse pga. temperaturspenninger).
2. Åpne dreneringsventil fra gassutløpet og kontroller at det strømmer ut gass.
3. Åpne ventil for vanntilførsel forsiktig inntil vanntrykket er omkring 1 bar.
4. Spyl inn vann i ca. 5 minutter mens motorbelastningen er konstant.
5. Steng vanntilførsel.
6. Steng drenerings ventil.

Motoren bør gå i minst 10 minutt etter vaskingen for å hindre korrosjon av turbin-huset.

Dersom motoren har to turboladere, bør nr. 2 vaskes umiddelbart etterpå.

## Tørrvask av turbin (nøtteskall)

Denne metoden går i prinsippet ut på å fylle en beholder med knuste nøtteskall (ca. 1 – 2 liter) eller ris som blir blåst inn i eksoskanalen før turbinen ved hjelp av trykkluft, se bilde under.



Nøtteskallene blir blåst inn i kanalen, mens motoren går med full belastning.

Da nøtteskallene er relativt harde og har høy hastighet, blir belegg slått løs.

Midlere kornstørrelse bør være mellom 1.2 og 2 mm i diameter.

Intervall mellom hver rengjøring avhenger av mengde belegg og til dels økning av eksos temperaturen etter turbin.

Generelt bør tørrvasking utføres oftere enn vannvasking, da det kun er mulig å fjerne tynne lag med belegg med denne metoden. Intervall på 1 til 2 dager er anbefalt av B&W.



#### ANMERKNING

Det blir hevdet at bruk av ris til tørrvasking har bedre effekt enn nøtteskall, men offisielt er dette ikke tillatt, da ris er definert som mat.

## 1.4 Effekt og virkningsgrader

### 1.4.1 Indikert middeltrykk og effekt

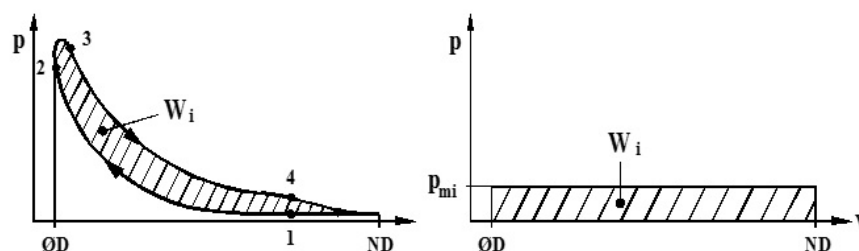
Indikert middeltrykk ( $p_{mi}$  eller MIP) er et "tenkt" konstant trykk, som vi antar virker på oversiden av stampelet fra øvre dødpunkt (ØD) til nedre dødpunkt (ND).

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 ( $W_i$ ).

Figur 1.4.1.1 viser skisse av et indikatordiagram for en 2-takts dieselmotor. Der  $V_h$  er slagvolumet, dvs. volumet som tilsvarer stampelets slag, og  $W_i$  er indikert arbeid per sylinder, per arbeids slag.

$$W_i = p_{mi}(\text{kN/m}^2) \cdot V_h(\text{m}^3) \quad (\text{kNm} = \text{kJ})$$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \text{slagvolum (m}^3\text{)}$$



Figur 1.4.1.1 Indikert middeltrykk

#### Indikert effekt

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

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

$i$  = antall sylindere

$n_a$  = arbeidsslag per sekund

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 ( $P_i$ ) gir altså et mål på effekt utviklet i sylindene.

## 1.4.2 Akseleffekt og mekanisk virkningsgrad

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 ( $\eta_m$ ):

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \Rightarrow P_e = P_i \cdot \eta_m$$

### Mekaniske tap ( $W_m$ )

Mekaniske tap ( $W_m$ ) kan inndeles i følgende del-tap:

$W_{mfr}$  = friksjonstap

$W_{mhj}$  = tap i hjelpemaskineri (kjølevanns-, smøreolje- og brennoljepumper mv.)

$W_{mp}$  = gassvekslingstap (hjelpeblåser, stempel underside e.l.)

Mekaniske tap ( $W_m$ ) er altså lik summen av alle del-tap:

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

### Friksjonstap [4 - 5 % av $W_i$ ]

De rene friksjonstapene utgjør den største andelen av de mekaniske tap, i størrelse 4 - 5 % av indikert arbeid. Av dette utgjør friksjon mellom stempel og sylinderring ca. 50 %, mens resten fordeler seg med ca. 20 % mellom ring og ring og ca. 30 % i lagre, tannhjul og ventilsystem.

### Drift av hjelpemaskineri [1 - 2 % av $W_i$ ]

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

### Gassvekslingstap

Gassvekslingstapene utgjør nødvendig energi (arbeid) for å "skyve" forbrenningsgassene ut og "suge" inn ny frisk luft i sylindere. Vi skiller her mellom normal-ladete 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 renskylling av sylindere en form for hjelpedrift, som for eks. mekanisk drevne roterende blåsere, underside av stempel, eller lignende, som uansett "stjeler" energi fra motoren, dvs. mekanisk virkningsgrad blir redusert.

#### Gassvekslingstap - Turbo ladet motor

- For en 4-takts turboladet motor kan vi ved gunstig ventilstyring oppnå en liten positiv arbeidssløyfe under gassvekslingen, dvs. gassvekslingen gir et (lite) positivt bidrag til indikert arbeid. Merk at dette normalt bare gjelder ved optimal drift av motoren.
- For større 2-takts turbo-ladete motorer er behovet for hjelpedrift grovt sett redusert eller bortfalt, men ved oppstart og lave belastninger er det gjerne nødvendig med en form for hjelpeblåser. Mindre 2-taktsmotorer krever hjelpedrift ved alle belastninger.

For en turboladet motor vil altså gassvekslingstapet helt eller delvis falle bort og mekanisk virkningsgrad vil derfor øke (i størrelse 4 - 5 %).

På grunn av økt effektnivå i turbo-ladete motorer, øker også de absolutte friksjonstapene, men denne økningen er relativt sett mindre enn effekt økningen, og bidrar derfor også til at  $\eta_m$  øker.

!

#### MERK

Hovedgrunnen til at mekanisk virkningsgrad er høyere for turbo ladete motorer enn for normalladete motorer, er imidlertid at gassvekslingstapene er redusert eller bortfalt.

Mekanisk virkningsgrad for turbo-ladete 2-takts krysshodemotorer varierer typisk fra omkring 0,9 til 0,93 og for medium speed 4-takts motorer omkring 0,9.

### 1.4.3 Effektiv termisk virkningsgrad

Termisk virkningsgrad for en varmekraft maskin er generelt definert som den andel av tilført varme som omdannes til nyttig arbeid (eller effekt).

For dieselmotorer anvender vi ofte begrepet effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ ):

f(x)

#### EFFEKTIV TERMISK VIRKNINGSGRAD ( $\eta_e$ )

$$\eta_e = \frac{Q_t - Q_b}{Q_t} = \frac{P_e}{Q_t} = \frac{P_e}{m_B \cdot h}$$

$P_e$  = akseffekt (kW)

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

$Q_b$  = bortført varme (kW)

$m_B$  = tilført brennoljemengde (kg/s)

$h$  = brennverdi (kJ/kg)

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

Ved å dividere med  $P_e$  på begge sider av ligningen, 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)

$\eta_i$  = indikert termisk virkningsgrad

$\eta_m$  = mekanisk virkningsgrad

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

## Eksempel - Effekt/virkningsgrader

### Eksempel 1

For en 6 syl. 2-takts skipsdieselmotor er følgende data gitt ved 100 % belastning:

Sylinderdiameter	900 mm
Slaglengde	2180 mm
Effektivt middeltrykk	15 bar
Indikert middeltrykk	16 bar
Omdreininger	97 o/min
Spes. brennolje forbruk ( $h = 42,7$ MJ/kg)	175 g/kWh

Bestem:

- indikert effekt og akseffekt
- mekanisk virkningsgrad
- effektiv termisk virkningsgrad

$$\text{Basisdata: Slagvolum } V_h = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{\pi (0,9\text{m})^2}{4} 2,18\text{m} = 1,39\text{m}^3$$

$$\text{Effektivt spesifikt forbruk } b_e = \frac{175(\text{g/kWh})}{3,6} = 48,6 \text{ g/MJ}$$

- Indikert effekt ( $P_i$ )

$$P_i = p_{mi}(\text{kPa}) \cdot V_h(\text{m}^3) \cdot n(\text{s}^{-1}) \cdot i(\text{syl})$$
$$P_i = 1600 \cdot 1,39 \cdot 1,62 \cdot 6 \approx 21600 \text{ kW}$$

- Akseffekt ( $P_e$ )

$$P_e = p_{me}(\text{kPa}) \cdot V_h(\text{m}^3) \cdot n(\text{s}^{-1}) \cdot i(\text{syl})$$
$$P_e = 1500 \cdot 1,39 \cdot 1,62 \cdot 6 \approx 20260 \text{ kW}$$

- Mekanisk virkningsgrad ( $\eta_m$ )

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{15}{16} = 0,937$$

- Effektiv termisk virkningsgrad ( $\eta_e$ )

$$\text{Tilført varme } Q_t = \dot{m}_B \cdot h = b_e(\text{kg/MJ}) \cdot P_e(\text{MJ/s}) \cdot 42,7(\text{MJ/kg}) =$$

$$Q_t = 0,0486 (\text{kg/MJ}) \cdot 20,260(\text{MJ/s}) \cdot 42,7(\text{MJ/kg}) = 42,044 \text{ MW}$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_t} = \frac{20,260 \text{ MW}}{42,044 \text{ MW}} \approx 0,48$$



## 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>
Totalt luftforbruk (L/B)	= 39 kg/kg
Effektivt spes. brennstoff-forbruk	b <sub>e</sub> = 54 g/MJ
Oljens brennverdi	h = 41,8 MJ/kg

Bestem:

- Effektivt middeltrykk
- Motorens midlere dreiemoment
- Effektiv termisk virkningsgrad
- Avgassmengde i kg/s

a) Effektivt middeltrykk (p<sub>me</sub>)

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi 0,46^2}{4} \cdot 0,46 = 0,0577 \text{ m}^3$$
$$P_{me} = \frac{P_e \cdot 2}{V_h \cdot n} = \frac{440 \cdot 2}{0,0577 \cdot 8,5} = 1792 \text{ kPa (17,92 bar)}$$

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 (η<sub>e</sub>)

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

d) Avgassmengde (m<sub>RG</sub>)

$$m_{RG} = ((L/B) + 1) \cdot m_B \text{ (kg/s)}$$
$$m_B = P_e \cdot b_e = 5,28 \text{ MW} \cdot 0,054 \text{ kg/MJ} = 0,285 \text{ kg/s}$$
$$m_{RG} = (39 + 1) \cdot 0,285 = 11,4 \text{ kg/s}$$

## 1.5 Forbrenning og luftgjennomgang

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 lavest 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.

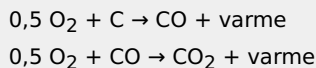
### 1.5.1 Luftforbruk ved forbrenning

#### Teoretisk luftforbruk

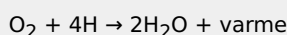
Våre vanligste brennstoffer består i hovedsak av grunnstoffene; karbon (C), hydrogen (H) og svovel (S). Dersom temperaturen er høy nok, vil oksygenet i lufta binde seg kjemisk med grunnstoffene i brenselet.

Slike kjemiske forbrenningsreaksjoner er svært kompliserte, og blir ikke tatt med her. Men dersom vi forutsetter fullstendig forbrenning og bare ser på tilstanden før og etter forbrenningen, kan vi sette opp følgende forenklede 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.

Ifølge kjemien er teoretisk luftmengde  $(L/B)_r$  bestemt av:

$$(L/B)_r = 1,293 \cdot \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \frac{\text{kgluft}}{\text{kgolje}}$$

Der c, h, s og o er masseandel av henholdsvis karbon (c), hydrogen (h), svovel (s) og oksygen (o) i brennoljen. Oksygenandelen er normalt ubetydelig og blir som regel sløyfet.

### Eksempel - Teoretisk luftmengde (L/B)<sub>r</sub>

En tungolje har følgende massesammensetning:  $c = 0,857$ ,  $h = 0,114$  og  $s = 0,029$ .

Dette gir teoretisk luftmengde:

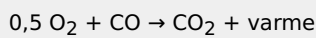
$$(L/B)_r = 1,293 \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{0,857}{12} + \frac{0,114}{4} + \frac{0,029}{32} \right) = 13,9 \text{ kg/kg}$$

Det kreves altså ca. 13,9 kg luft for å forbrenne 1 kg av denne oljen.

For overslag kan vi normalt sette teoretisk luftforbruk til 14 kg/kg.

### Dissosiasjon

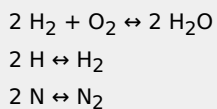
Reaksjonsligningen for forbrenning av karbonmonoksid kan vi skrive som:



Denne reaksjonen som går mot høyre, betegnes 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 betegnes dissosiasjon og som innebærer at det "tas" energi fra forbrenningsproduktene og derfor blir forbrenningstemperaturen lavere enn den ellers ville blitt.

For reaksjonen mellom  $\text{H}_2$  og  $\text{O}_2$  gjelder de samme forhold. Også luftas bestanddeler dissosieres 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  $\text{NO}_x$  - forbindelser som har interesse, idet det er fastsatt internasjonale minstekrav for slike utslipp. (Se eget avsnitt).

## 1.5.2 Luftgjennomgang i dieselmotorer

Luftgjennomgangen i dieselmotorer blir gjerne angitt som spesifikk luftgjennomgang i kg/kWh, kg/MJ eller i form av såkalte luftfaktorer.

Vi skiller mellom total luftfaktor ( $\lambda$ ), og luftfaktor henregnet til forbrenning med symbol ( $\lambda_f$ ). Begge luftfaktorer gir et mål på luftgjennomgangen i forhold til teoretisk nødvendig luftmengde for forbrenning av 1 kg brennstoff.

Total luftfaktor ( $\lambda$ ) 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 (λ) gir altså et mål på total luftstrøm gjennom motoren. For dieselmotorer varierer (λ) typisk mellom ca. 2,5 og 3.5.

### Luftfaktor henregnet til forbrenning (λ<sub>f</sub>)

Luftfaktor henregnet til forbrenning (λ<sub>f</sub>), også kalt luftfaktor henregnet til luftfylling, er definert ved:

$$\lambda_f = \frac{(L/B)_f}{(L/B)_r} = \lambda(1 - \gamma_k)$$

(L/B)<sub>f</sub> = virkelig forbrenningsluftmengde i kg luft per kg olje

(L/B)<sub>r</sub> = teoretisk luftmengde i kg luft per kg olje

γ<sub>k</sub> = kortslutningsgrad (0,20 - 0.25)

### Eksempel - Luftfaktorer

For en 2-takts dieselmotor er gitt; Akseleffekt P<sub>e</sub> = 9000 kW, spesifikt luftforbruk l<sub>e</sub> = 2,0 kg/MJ, teoretisk luftmengde (L/B)<sub>r</sub> = 14 kg/kg, kortslutningsgrad γ<sub>k</sub> = 0,23

a) Bestem total luftgjennomgang i kg luft per kg olje og kg/s.

b) Bestem luftfaktor total luftfaktor og luftfaktor henregnet til forbrenning

a) Luftgjennomgang:  $(L/B) = \frac{l_e(\text{kg/MJ})}{b_e(\text{kg/MJ})} = \frac{2}{0,0567} = 35,3 \frac{\text{kgluft}}{\text{kgolje}}$

Luftgjennomgang i kg per sekund:  $\dot{m}_L = P_e(\text{MJ/s}) \cdot l_e(\text{kg/MJ}) = 9 \cdot 2 = 18 \text{ kg/s}$

b) Total luftfaktor  $\lambda = \frac{(L/B)}{(L/B)_r} = \frac{35,3(\text{kg/kg})}{14(\text{kg/kg})} = 2,52$

Luftfaktor henregnet til forbrenning (λ<sub>f</sub>):

$$\lambda_f = \lambda(1 - \gamma_k) = 2,52(1 - 0,23) = 1,94$$

### Luftfaktor og avgassanalyse

Om bord kan vi bestemme luftgjennomgangen ved for eksempel å måle CO<sub>2</sub> mengden i avgassen fra motoren.

For å beregne (λ) kan vi anvende følgende formel (se formelsamling):

$$\lambda = \frac{22,4 \frac{\text{c}}{12} (100 - V_{CO_2})}{V_{CO_2} - v_{Lr}} + 0,21$$

- v<sub>Lr</sub> = teoretisk luftmengde i Nm<sup>3</sup> per kg olje (1 Nm<sup>3</sup> = 1m<sup>3</sup> v/760 mmHg og 0°C)

- $V_{CO_2}$  = målt volumprosent  $CO_2$  i avgass

- $c$  = masseandel karbon i brennoljen.

### Eksempel- Luftfaktor og $CO_2$ % i avgass

I avgassen fra en dieselmotor er målt  $CO_2 = 5,9\%$ . Brennoljens kjemiske sammensetning er: 86,5 % C, 12,9 % H og 0,45 % S. Vi forutsetter fullstendig forbrenning.

a) Bestem teoretisk luftmengde i  $Nm^3/kg$ .

b) Bestem total luftfaktor.

a) Teoretisk luftmengde ( $v_{Lr}$ ):

$$v_{Lr} = \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right)$$

$$v_{Lr} = \frac{22,4}{0,21} \left( \frac{0,865}{12} + \frac{0,129}{4} + \frac{0,0045}{32} \right) = 11,14 \text{ (Nm}^3\text{/kg)}$$

a) Total luftfaktor ( $\lambda$ ):

$$\lambda = \frac{22,4 \frac{c}{12} (100 - V_{CO_2})}{V_{CO_2} \cdot v_{Lr}} + 0,21$$

$$\lambda = \frac{22,4 \frac{0,865}{12} (100 - 5,9)}{5,9 \cdot 11,14} + 0,21 = \mathbf{2,52}$$

### Typisk luftgjennomgang i 2- og 4-takts dieselmotorer

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 rensyling av sylindren.

I en 2-takts motor skjer gassvekslingen i løpet omkring 130 grader veivinkel og gassen må dessuten "skyves" ut ved hjelp av spyletrykket.

For å oppnå god nok kjøling av foringen er det dessuten nødvendig å spyle noe luft gjennom sylindren under gassvekslings-fasen (ofte kalt kortslutningsluft), noe som innebærer at noe av spyleluften blåses gjennom sylindren og medfører at den såkalte kortslutningsgraden for 2-takts motorer er høyere enn for 4-takts motorer.

Alt i alt er altså luftforbruket høyest for 2-takts motorer, sammenlignet med 4-takts motorer.

Normalverdier for luftfaktorer og spesifikk luftgjennomgang er:

**2-takt:**  $\lambda \approx 2,3 - 3,5$  som tilsvarer:  $(L/B) = 32 - 49$  kg luft per kg olje

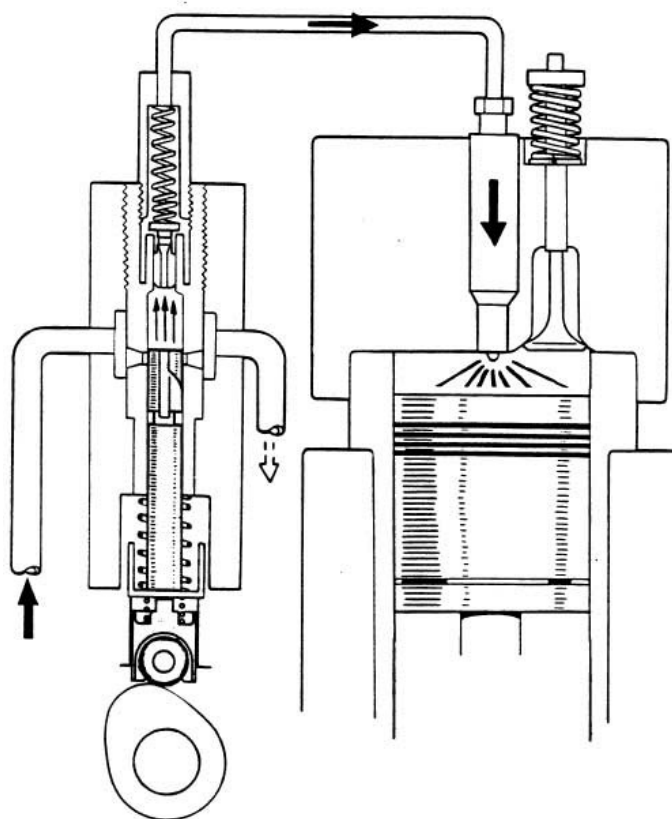
$$l_e \approx 2,3 - 3 \text{ (kg/MJ)} \{ 8,3 - 11 \text{ (kg/kWh)} \}$$

**4-takt:**  $\lambda \approx 2 - 3$  som tilsvarer:  $(L/B) = 28 - 40$  kg luft per kg olje

$$l_e \approx 2 - 2,5 \text{ (kg/MJ)} \{ 7,2 - 9 \text{ (kg/kWh)} \}$$

## 1.5.3 Brenneljeinnsprøyting i dieselmotorer

Figur 1.5.3.1 viser en brenneljepumpe og innsprøytingen, skjematisk.



Figur 1.5.3.1 Brennelje pumpe - skjematisk

Kamakselen driver et pumpestempel som bygger opp trykket og leverer olje til en brennstoffventil i sylinderen.

Innsprøytingen blir styrt av en fjærbelastet innsprøytingsdysse med et antall dysehull, som åpner ved et innstilt trykk på typisk omkring 300 - 400 bar.

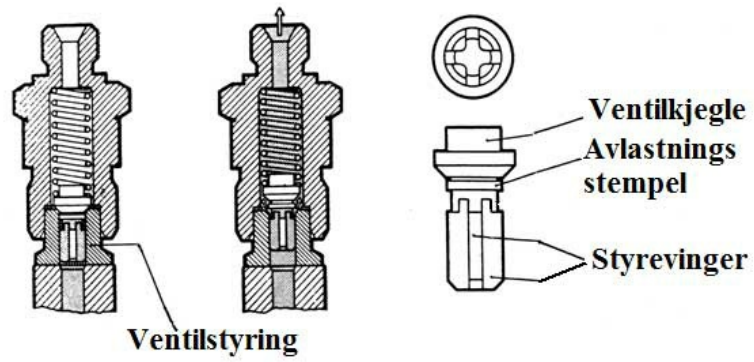
Pumpestempelet (ofte kalt plunger) og foring er utført i herdet stål. Disse er slipt sammen og deretter «lappet» for å begrense lekkasjen under trykkoppbygningen.

**Foring og plunger må derfor alltid skiftes samtidig.**

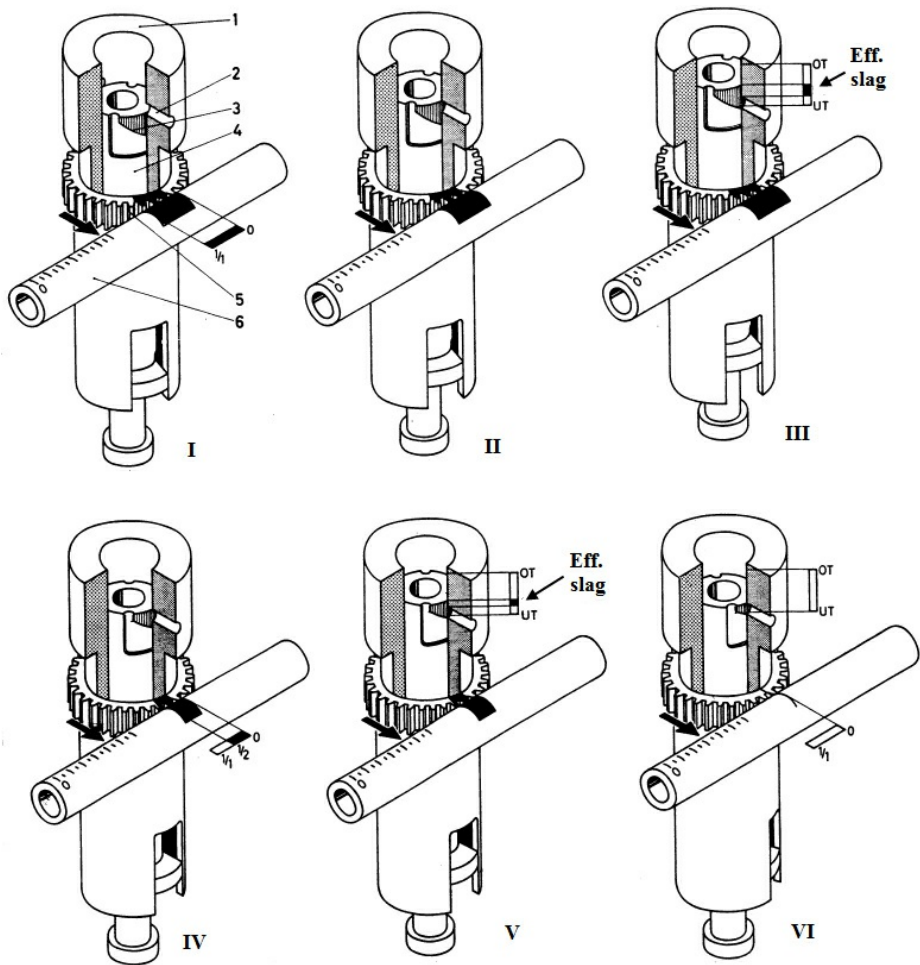
### Trykkventil (synkeventil)

Trykkventilen (også kalt synkeventil) er fjærbelastet og plassert i utløp av brennstoff- pumpen, se figur 1.5.3.2. Ventilen har et sylindrisk parti som fungerer som et avlastningsstempel, ved at olje blir «sugd» tilbake fra høytrykksrøret når plungeren har nådd avskjæringskanten, og trykket synker. Fjæren i trykkventilen presser da ventilen ned og avlastningsstempelet vil da «suge» olje tilbake fra høytrykksrøret og derved senke trykket hurtig, noe som er nødvendig for å hindre gjenåpning og etter-drypp i dysen på grunn av trykksvingninger i systemet.

Merk at avlastningsstempelets lengde må tilpasses volumet i høytrykksrøret, jo større volum jo lengre stempel.



Figur 1.5.3.2 Trykkventil (synkeventil)



Figur 1.5.3.3 Brennstoffpumpens virkemåte (skjematisk)

**Notasjoner for (I):**

- 1: pumpeylinder
- 2: tilløpsboring
- 3: avskjæringskant
- 4: plunger (pumpestempel)
- 5: reguleringshylse med tannkrans
- 6: reguleringsstang m/freste tenner

I) Olje strømmes inn i pumpesynderen.

II) Plungeren dekker tilløpsboringen og pumpens effektive slag starter.

III) Plungerens styrekant (3) har nådd tilløpsboringen, slutten på pumpens effektive slag.

Merk at dette skjer før plungeren har nådd øvre vendepunkt.

IV) Når plungeren dreies vil toppen alltid dekke tilløpsboringen (2) i samme posisjon,

mens styrekanten regulerer pumpas effektive slag.

Reguleringsstangas posisjon (kalt indeks) blir styrt av turtallsregulatoren, ofte angitt i % av full belastning. Indeksen gir altså et mål på innsprøytet brennoljevolum.

Merk ellers at nyere brennstoffpumper for mindre motorer også kan ha en skråstilt avskjæringskant på toppen av plungeren, noe som endrer leveringstidspunktet i forhold til belastningen (pumpeindeksen), dette med sikte på å optimalisere forbrenning og energi- omsetningen i motoren. For større motorer oppnår vi dette ved såkalt VIT regulering av innsprøytingen. (Se neste avsnitt).

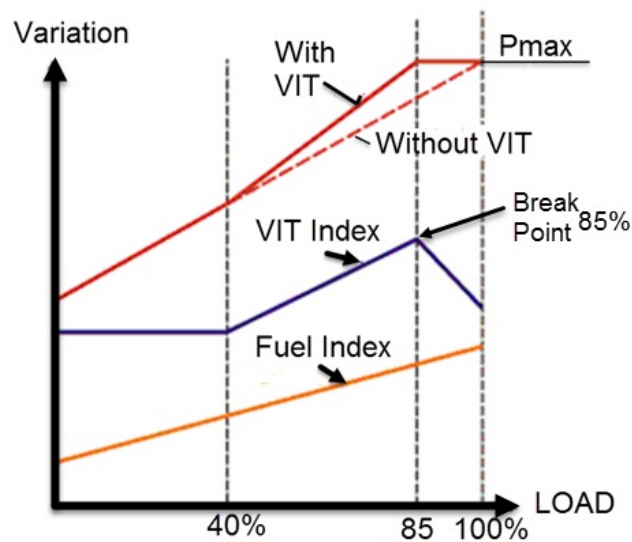
## VIT regulert innsprøyting

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 sylindren når forbrenningen foregår i eller så nær øvre dødunkt som mulig. Dette betyr i prinsippet at for å oppnå høy termisk virkningsgrad, bør maksimalt sylindetrykk være så høyt som mulig, men likevel innenfor grenser fastsatt av motorfabrikken.

Figur 1.5.3.4 viser prinsippet for variabel innsprøyting (VIT = Variable Injection Timing). Det går i korthet ut på å justere start av innsprøytingen (TINJO) i forhold til belastningen (pumpeindeksen). Dette fordi det er fordelaktig at forbrenningen foregår så nær ØD som mulig uten at  $p_{max}$  overstiger tillatte grenseverdier, som igjen er bestemt av tillatt flate-trykk på kryss-, veiv- og rammelager. Figuren illustrerer virkningen på  $p_{maks}$  av VIT reguleringen.

Belastningsområde for aktivering av VIT systemet kan forandres ved å endre start- og sluttunkt. Nominelt justeringsområde er fra 40 % indeks til 100 %, der TINJO altså blir justert tidligere og med størst justering (tidligst TINJO) ved ca. 85 % indeks (Break Point).





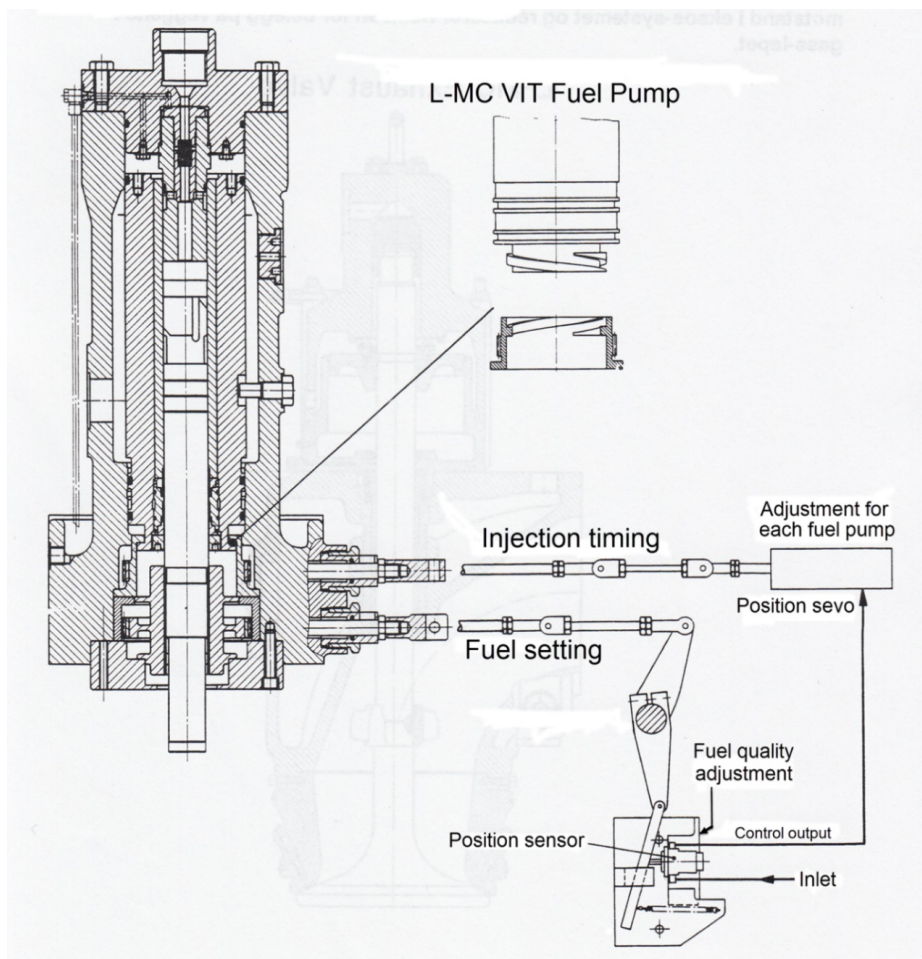
Figur 1.5.3.4 VIT prinsipp

Regulering av brennstoff innsprøytingen for MAN B&W L-MC motorer, er basert på følgende hovedprinsipp:

1. Hver enkelt brennstoffpumpe kan justeres individuelt. (1 mm reduksjon i pumpens settpunkt tilsvarer ca. 0,8° tidligere innsprøyting).
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.

Figur 1.5.3.5 viser en brennstoffpumpe for B&W L-MC motorer, skjematisk.



Figur 1.5.3.5 Brennstoffpumpe - MAN B&W for L-MC motorer

På figuren ser vi at pumpeforingen er utstyrt med en grov-gjenge, festet til en spesial- mutter med utvendig tannkrans. Ved å vri mutteren, vil pumpeforingen løftes eller senkes, slik at innsprøytingstidspunktet forandres. (1 mm senkning tilsvarer ca. 0,8° tidligere TINJO). Mutteren vrir ved hjelp av en tannstang med aktivator utenfor pumpen, som antydnet på figuren.

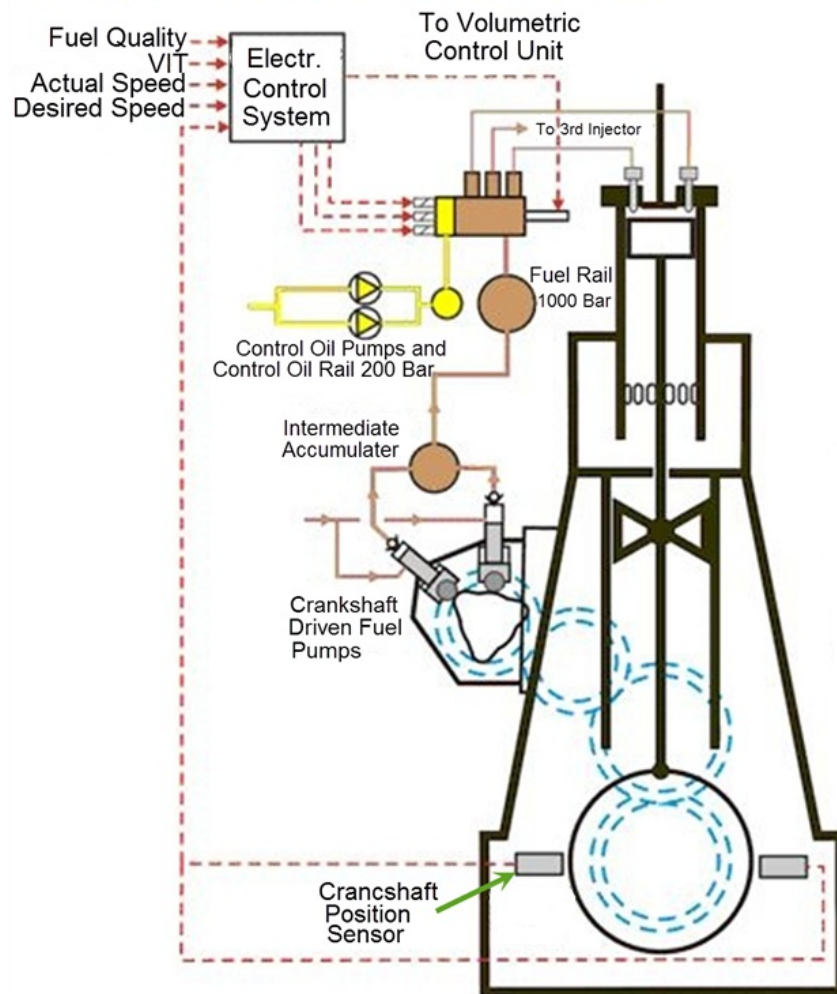
## 1.5.4 Common Rail – brennolje innsprøyting

Brennolje innsprøytings systemet kalt «Common Rail» er nå introdusert på marine diesel- motorer. Systemet går i prinsippet ut på at brennolje blir pumpet inn i en akkumulator og ført videre til sylindren via en elektronisk styrt brennstoffventil.

Trykk i akkumulator varierer med type motor og fabrikat, typisk fra 1000 bar til 1500 bar.

### Common Rail - krysshodemotorer

Figur 1.5.4.1 viser eksempel på «Common Rail» prinsippet for en Sulzer to-takts krysshode motor. Pumpene blir drevet av en kamaksel, som igjen blir drevet av veivakselen ved hjelp av gir, som vist på figuren.

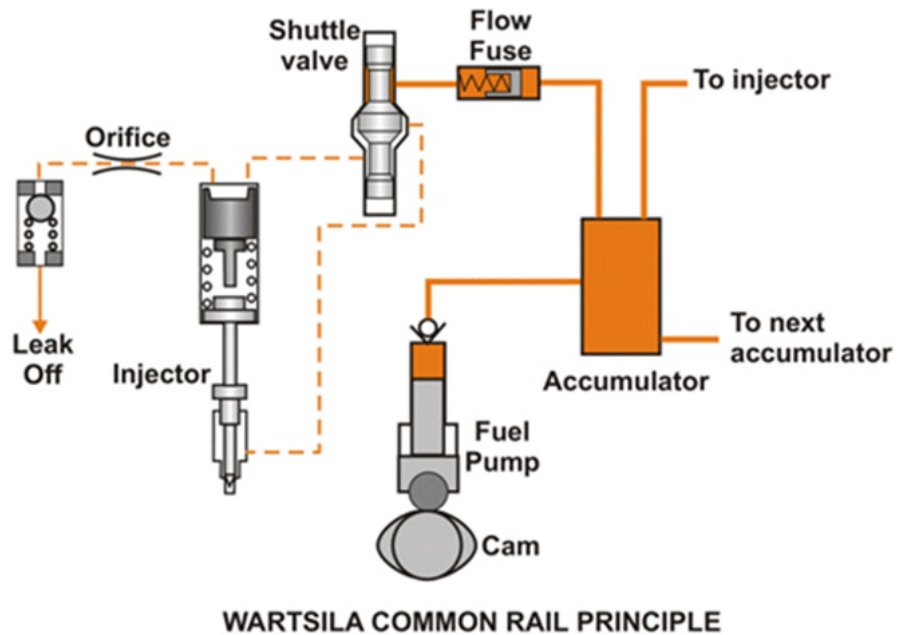


Figur 1.5.4.1 Common Rail system for Sulzer krysshode motorer

Fra pumpene blir oljen ført til en mellom-akkumulator og videre til hoved-akkumulatoren via to uavhengige rør (ikke vist). Formålet med to rør er at ved lekkasje på ett av rørene kan motoren fortsatt gå med full effekt.

Det er også installert en kontrollolje-akkumulator med trykk 200 bar. Denne får levert filtrert systemolje ved hjelp av to elektrisk drevne pumper. Kontrolloljen har til oppgave å operere kontrollventilene på innsprøytingsventilene.

## Common Rail - medium speed motorer



Figur 1.5.4.2 «Common Rail» for Wartsila medium speed motor

Figur 1.5.4.2 viser eksempel på «Common Rail» systemet for Wartsila Medium speed motorer.

Av figuren ser vi at det er en brennoljepumpe og en akkumulator for hver 2. sylinder, og at akkumulatorene er bundet sammen via et felles rør.

Brennolje pumpa er av konvensjonell type stempelpumpe (uten helix kant) som blir drevet av en kamaksel og leverer olje til en akkumulator, som vist på figuren.

Enheten «Flow Fuse» er en sikkerhets enhet som stenger brennstofftilførselen dersom det oppstår lekkasje.

I det ovennevnte har vi sett på to eksempel av typen «Common Rail» system for brennolje innsprøyting, merk imidlertid at det også er utviklet andre varianter av systemet, men hovedprinsippet for slike system er likevel det samme:

- Brennolje blir pumpet inn i en eller flere akkumulatorene.
- Akkumulator trykket varierer typisk omkring 1000 - 1500 bar.
- Innsprøytingen blir styrt elektronisk og kan enkelt justeres.
- Trykk under innsprøytingen er tilnærmet konstant.

## 1.5.5 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. I det følgende gis en kort beskrivelse av sentrale tungoljeegenskaper.

### **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 denne, 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.

For  $\rho > 1000 \text{ kg/m}^3$  (v/ 15°C) er det praktisk vanskelig å separere ut vann med konvensjonelle separatorene, men ALCAP separatorene tillater tetthet inntil  $1010 \text{ kg/m}^3$ . 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 (viscosity) er et mål for 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 imidlertid 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 forvarming av oljen regulert av en kontroller, som regulerer forvarmingen i forhold til viskositeten og sikrer derfor riktig viskositet for 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  $\text{SO}_2$  og i noen grad  $\text{SO}_3$ , 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 ( $\text{CaCO}_3$ ), 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  $V > 100 \text{ ppm}$  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, 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 ppm)**

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 videre 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)

### **Conradson Carbon Residue (CCR)**

CCR = koksrest i vekt % (etter oppvarming/fordampning uten lufttilgang).

CCR < 20 har begrenset betydning.

I den senere tiden har vi tatt i bruk MCR metoden for å bestemme koksresten i brennoljen. Tallverdien for MCR er tilnærmet lik CCR, men denne metoden er enklere å utføre enn CCR. Brennoljestandarder angir normal grense på 20 %.

**Pour point:** (betydning for lagringstemp). Max 30°C, men typisk verdi er ca. 0°C.

### **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 risiko 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, se tabell neste side.

## **Brennoljestandarder**

Tabellen under viser utdrag av ISO 8217 som er en internasjonal standard for «Marine Residual Fuel».

ISO 8217 (2010)

Parameter	Unit	Limit	RMA 10	RMB 30	RMD 80	RME 180	RMG 180	RMG 380	RMG 500	RMG 700	RMK 380	RMK 500	RMK 700
Density at 15 °C	kg/m3	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 zink >15; or Calsium > 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 and 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.

## 1.6 Gassmotoranlegg

Vi skal her se på oppbygning og virkemåte av stempelmotorer for gassdrift, der deler av teksten er på engelsk.

### 1.6.0 Introduction

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/Other\\_info/dual\\_fuel.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/dual_fuel.htm)

### 1.6.1 Dual Fuel (DF) 2-Stroke Engines

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/Other\\_info/dual\\_fuel\\_3.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/dual_fuel_3.htm)

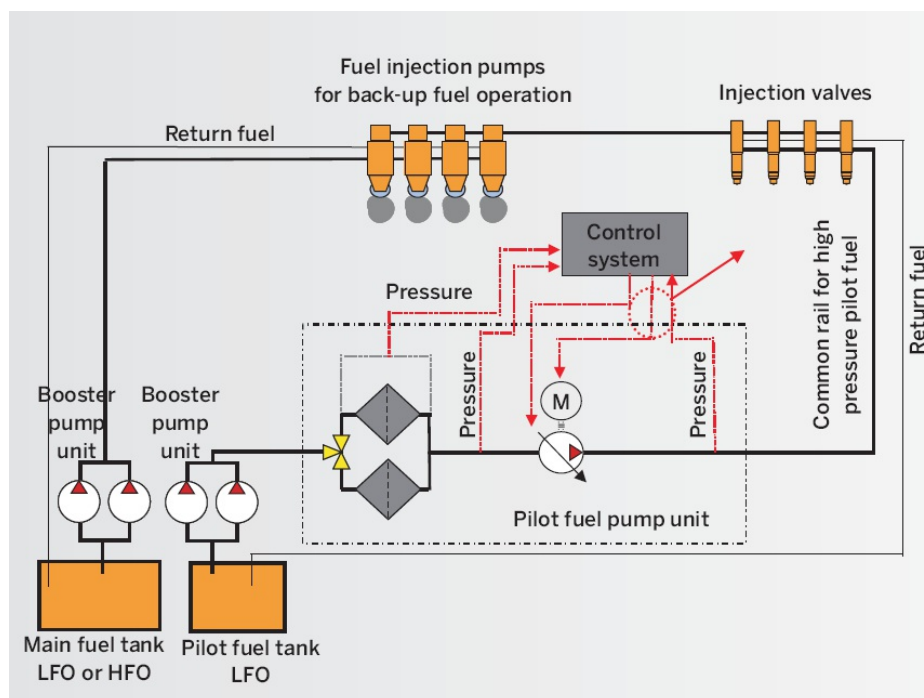
#### IACS safety regulations

Les teksten her: [http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/Other\\_info/dual\\_fuel.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/dual_fuel.htm)

#### Brennstofftilførsel - Wärtsilä DF Engine

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.

Figur 1.6.2.1 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.



Figur 1.6.2.1 Brennstoffsystem for Wärtsilä 50DF motor





Figur 1.6.2.2 Brennstoffventil - Wärtsilä 50DF motor

Figur 1.6.2.2 viser en brennstoff-ventilen for en Wärtsilä 50DF motor.

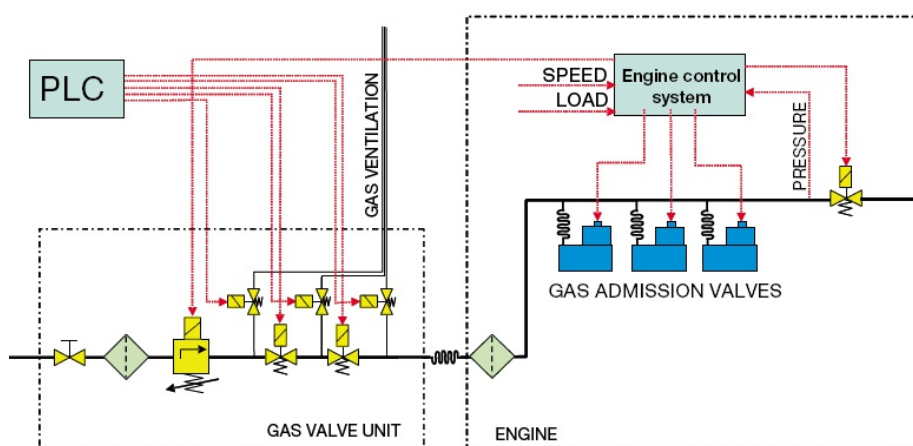
Den minste dysen leverer pilotolje, mens den største leverer diesel (eller tungolje) ved oljedrift.

Ved drift på gass utgjør pilotoljen ca. 1 % av forbruket ved fullast.

### Regulering av gass- og lufttilførsel

Figur 1.6.2.3 viser system for gassregulering av Wärtsilä DF motorer. 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 VALVE), som leverer optimal gassmengde til hver sylinder.

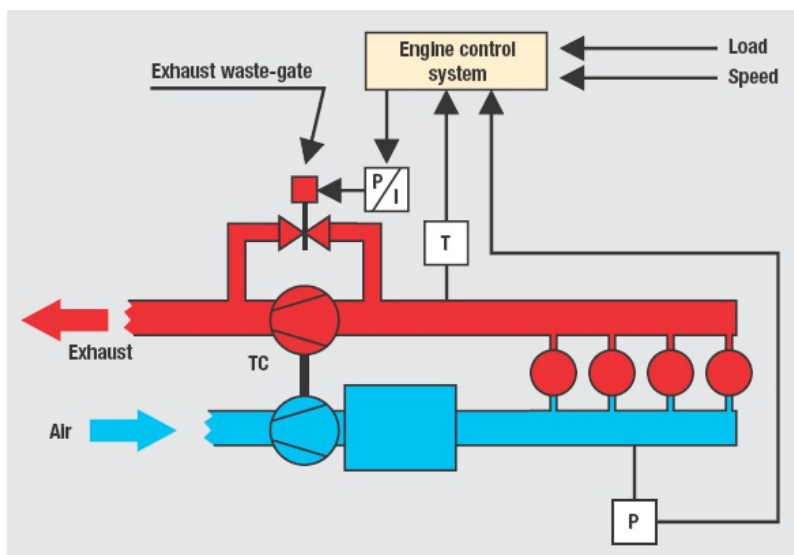


Figur 1.6.2.3 Gassregulering - Wärtsilä DF motorer

### Regulering av luftmengde - DF motor

På Wärtsilä DF motorer blir luftgjennomgangen i turbolader regulert ved å endre turboladerturtallet 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 1.6.2.4. På denne måten blir levert luftmengde kontinuerlig tilpasset en optimal blanding av luft og gass i sylinderen under forbrenningen, innenfor grenseverdier for  $\lambda_f$

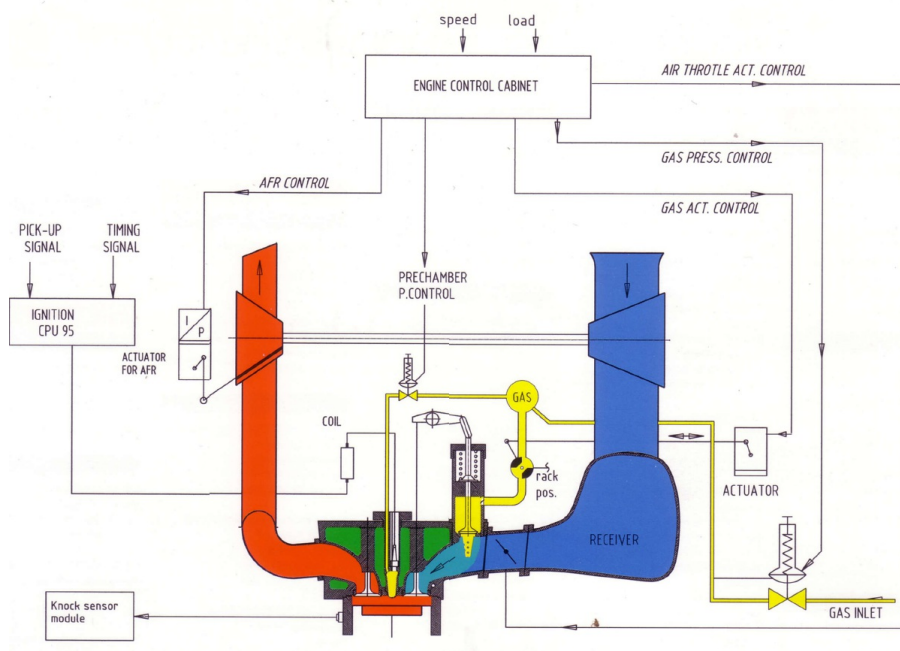
mht. til banking og feilttenning som vist i figur 1.6.4.1.



Figur 1.6.2.4 Turboladersystem - Wärtsilä 50DF motor

### 1.6.3 Lean Burn motor (Rolls Royce)

Navnet «Lean Burn» (LB) betegner mager blanding mellom gass og luft, dvs. at sylinter- ladningen 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.



Figur 1.6.3.1 Gass-/luftsystemet - Rolls Royce LB motorer, skjematisk.

Luft fra turbolader kompressor strømmer inn i sylindren fra luftreiver via spyleluft kjøler (ikke vist på figur). Det er også installert et luftreguleringsspjeld ved innløp til hver sylinder, dette for å begrense lufttilførselen ved start og lav belastning.

Gasstilførsel til motor blir styrt av en trykkreduksjonsventil (GAS INLET).

Spylelufttrykket blir regulert ved å variere turboladerturtallet ved hjelp av vribare skovler på dyseringen (VTG = Variable Turbine Geometry).

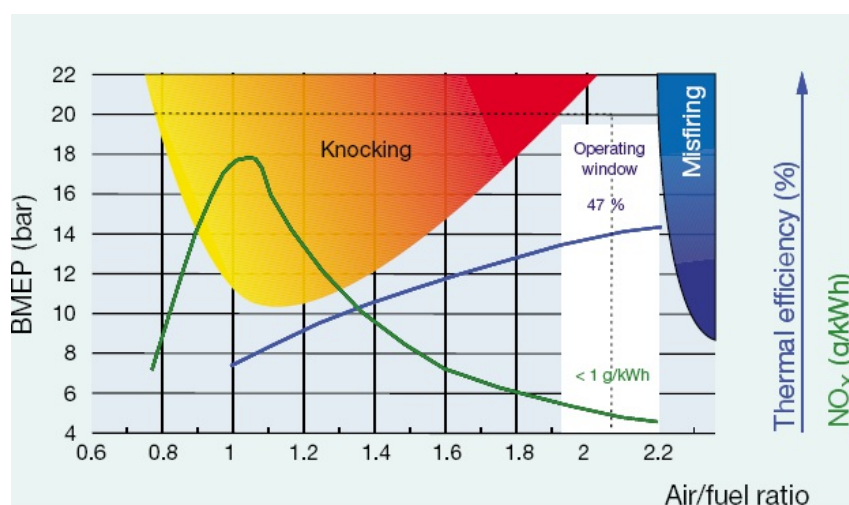
Gassmengden til hver sylinder blir styrt av en mekanisk reguleringsventil i innløpet til sylindere.

Gassmengden til forkammeret (Pre chamber) blir styrt av en trykkreguleringsventil.

Når trykket i sylindere er lavt blir gass tilført forkammeret og under kompresjonen blir den magre sylindereblendingen komprimert, samtidig som noe gass-/luftblending strømmer inn i forkammeret og blandes med gass slik at blandingen her blir relativt "rik", noe som er nødvendig for sikker gnisttenning.

En gnist antenner blandingen i forkammeret og en kraftig gassflamme blåser deretter ut fra forkammeret og sikrer antenning og fullstendig forbrenning av hoved blandingen i sylindere.

## 1.6.4 Luftfaktor og tenningsforhold ved gassdrift



Figur 1.6.4.1 - Luftfaktor og tenningsforhold ved gassdrift

Figur 1.6.4.1 viser forbrenningsforholdene 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 NO<sub>x</sub> utslipp i g/kWh som funksjon av luftfaktoren ( $\lambda_f$ ). Merk at NO<sub>x</sub> utslippene er svært lave ved normal full belastning av motoren (med luftfaktor  $\lambda_f = 2,1$ ).

Av figuren ser vi videre at ved full belastning er det fare for banking ("knocking") når  $\lambda_f$  er mindre enn ca. 1,9 og fare for feilttenning når  $\lambda_f$  er større enn ca. 2.2.

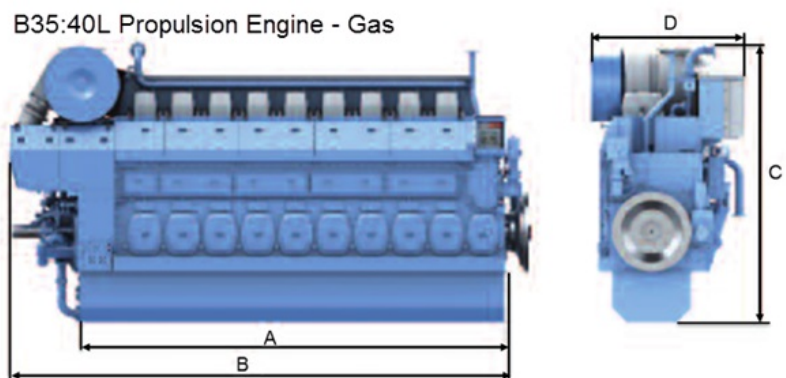
Det kreves med andre ord presis regulering av luft- og gassmengde for å unngå driftsproblemer.

Blå kurve viser effektiv termisk virkningsgrad for motoren som funksjon av BMEP.

Merk at ovennevnte prinsipp for luftfaktor og tenningsforhold gjelder for både LB og DF motorer i gassdriftsmodus.

## 1.6.5 Eksempel – «Lean Burn» motor

Bildet under viser eksempel på en Lean Burn fremdriftsmotor (B35:40L) fra Rolls Royce, med etterfølgende tekniske data for motoren.



### Principal dimensions:

Cylinder diameter 350 mm, Piston stroke 400 mm.

Engine type	A	B	C	D	Weight dry engine
B35:40L8PG	5430	6423	3898	1955	40000 kg
B35:40L9PG	5950	6943	3899	2003	45900 kg

### Technical data

Engine type	B35:40L8PG	B35:40L9PG	
Number of cylinders		8	9
Engine speed	rpm	750	750
MCR	kW	3500	3940
MEP	bar	20	18.2
Spec energy cons	kJ/kWh	7480 7550	
Spec LO cons	g/kWh	0.4	0.4

## 2 Dampanlegg i motorskip

### Innledning

Om bord i motorskip vil det som regel være en avgasskjel for produksjon av damp og/eller varmtvann. Dampproduksjonen er avhengig av motorens belastningsforhold, og kjelen er derfor normalt utstyrt med tilleggsutstyr for oljefyring.

Dersom oljefyringen skal være i drift samtidig som hovedmotorens eksosgass blir utnyttet, må det være to separate røygassføringer. Dette for å oppnå tilfredsstillende regulering av trykket i oljebrennerens register i forhold til eksogasstrykket.

Uansett må vi kunne regulere dampproduksjonen når avgassvarmen varierer.

Det er vanlig med tre måter å regulere dampproduksjonen i avgasskjelen på:

1. Ved å "by-passe" en del av eksosgassen ved hjelp av spjeld.
2. Konstruere avgasskjelen for høyere trykk enn brukstrykket. Ved økning av damptrykket vil dampproduksjonen avta fordi temperaturdifferansen blir mindre.
3. Konstruere avgasskjelen slik at vi kan sjalte ut deler av heteflatene (på vann siden). Disse må i så fall være konstruert i forhold til eksostemperaturen.

### 2.1.1 Dampsystemet

Figur 2.1.1.1 viser eksempel på et dampsystem for motorskip.

Skipet har en oljefyrt vannrørskjele, hjelpekjele, til bruk under landligge og ved lossing. I tillegg er det installert en avgasskjele for produksjon av damp under gange.

Fødevarmetil hjelpekjelen går alltid gjennom økonomiser i avgasskjelen.

Vann fra vannbeholderen på hjelpekjelen sirkulerer også gjennom evaporator-rørsatsen i avgasskjelen før den strømmer tilbake til dampbeholderen i hjelpekjelen.

Tørrmettet damp går fra dampbeholderen og inn på overheter-rørsatsen på avgasskjelen før den går til forbruker, for eksempel til turbogeneratoren.

Anlegget har to fødevannspumper, hoved- og hjelpepumpe, som tar vann fra fødevannstanken. Disse leverer fødevann til økonomiser i avgasskjelen og derfra videre til hjelpekjelen.

Fødevannstanken toppes opp med «make up» pumpen som tar vann fra en 17 m<sup>3</sup> stor destillattank.

Hjelpefødevannspumpen blir brukt ved lasting. Den har 5 ganger kapasiteten til hoved pumpen.

Etter at dampen har avgitt varme og blitt kondensert til vann, (kondensat), returnerer vannet til fødevannstanken.

Kondensat som har vært i kontakt med olje går til en inspeksjonstank der oljen blir skilt ut før vannet returnerer til fødevannstanken.

Vannivået i dampbeholderen blir regulert av en PID - nivåkontroller som styrer to parallell- koplete reguleringsventiler (rett etter stige-ventilen på fødevannspumpene). Signalet fra PID kontrolleren gir et 4-20 mA signal som styrer trykklufta for regulering av ventilene.

Begge fødevannspumpene tripper ved «høy-høy» vannnivå i dampbeholder for å beskytte dampforbrukerne mot skade på grunn av vandrdåper som blir revet med dampen ut fordi vannoverflaten er nær utløpet for dampen.

Varmeoverføringen i eksoskjelen er kontrollert ved hjelp av eksosspjeld som kan forbi-kople noe av eksosen fra hovedmotoren. Spjeldets posisjon blir styrt automatisk av en annen PID-kontroller som styrer damptrykket.

Fødevannstanken og inspeksjonstanken er modellert med varmetap til omgivelsene. De vil derfor gradvis bli kjølt ned når tilførselen stopper. Temperaturen til kondensatet som går til inspeksjonstanken antas å ha en konstant temperatur på 80°C.

### Driftsmodus

Dampsystemet er konstruert for å operere i to driftsmodus:

#### Lossepumper (ved kai)

Den oljefyrte kjelen arbeider med enten 16 eller 7 bar i «høy» (16 bar) eller «lav» (7 bar) posisjon. Damp blir levert til de fire lossepumpene og ballastpumpen. Total kapasitet er 40 tonn damp per time.

#### Turbogenerator drift (til sjøs)

Når hovedmotor går vil avgassvarmen være tilstrekkelig for å produsere damp med 7 til 9 bar trykk.

Et minimstrykk på 7 bar kan opprettholdes automatisk ved å fyre hjelpekjelen, hvis nødvendig. Regulering av eksosspjeldet begrenser maksimaltrykket til 12 bar.

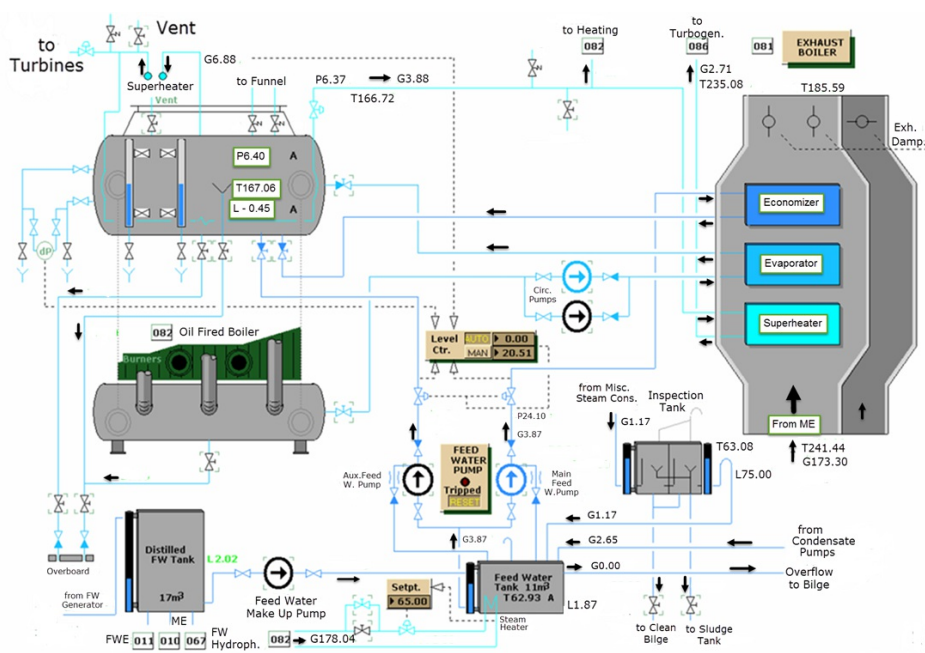
Hvis kjelene har fått belegg på rør og heteflater må de rengjøres.

Simulatoren bruker damp til sotblåsing av hjelpekjelen og luft til feiing av eksoskjelen.



### MERK

Merk at belastningen på luftkompressoranlegget er høyt ved feiing av eksoskjelen med luft og at forbruk av damp øker når hjelpekjelen feies.



Figur 2.1.1.1 Dampanlegg (Steam Generation Plant)

## 2.1.2 Avgasskjelen

I figur 2.1.2.1 er vist eksempel på en avgasskjele.

Eksoskjelen har to røykgassutløp for avgass fra hovedmotoren. Det ene løpet inneholder fire rørsatser, det andre er til for å slippe forbi deler av røykgassen for å regulere damptrykket.

Reguleringen blir kontrollert av en PID kontroller, styrt av trykket på hoved damplinjen.

Den øverste rørsatsen er økonomiser, der fødevannet strømmer kryss- og motstrøms i forhold til røykgassen. Hensikten er først og fremst å forvarme vannet før det går inn på dampbeholderen på den oljefyrte hjelpekjelen.

De to neste rørsatsene er evaporator 1 og 2. Her kommer vann fra hjelpekjelens nedre beholder. Det strømmer medstrøms gassretningen gjennom de to rørsatsene, en del damp genereres og vann/damp blandingen returnerer til dampbeholderen på hjelpekjelen.

Fra øvre beholder strømmer det tørrmettet damp til overheter på eksoskjelen. Dampen strømmer dels i motstrøm og dels kryss-strøm i forhold til røykgassen. Herfra strømmer overhetet damp til turbogeneratoren.

Overheteren er utstyrt med en kombinert lufte- og dreneringsventil. Den må alltid blåses ren før dampen slippes ut i hovedledningen. Dette for å unngå at vanndråper blir dratt med dampen. Vanndråper i dampen kan skade lede- og løpeskovler i turbinen.

Eksoskjelen er også utstyrt med en sot-blåser som bruker trykkluft for fjerning av sot.

Sot feiing med luft blir regnet som bedre enn bruk av damp, hovedsakelig fordi den ikke tilfører fuktighet til forbrenningsgassene. Trykket er 6 -7 bar.

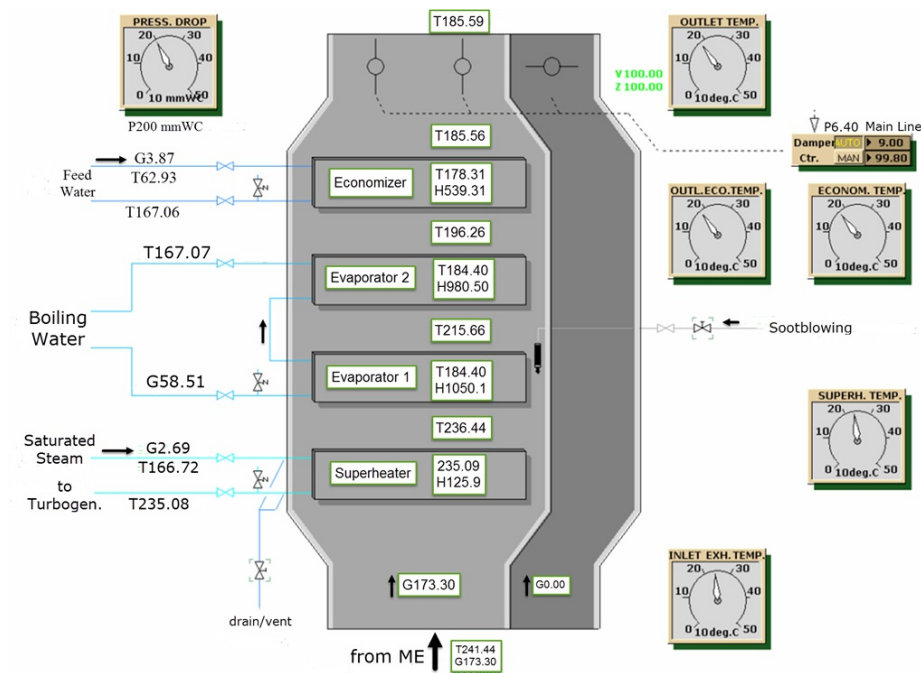


### MERK

Merk imidlertid at bruk av luftdreven sot-blåser krever mye luft og medfører ekstra kostnader i form av energiforbruk og vedlikehold.

Det finnes en annen type sotblåser som bruker trykkluft. Det er de såkalte lyd-horn.

Prinsippet er å bruke lydtrykk for å «riste løs» asken. Hornet produserer et lydtrykk i området 150 dB med frekvens over 75 Hz for å unngå resonans med kjelutstyr.



Figur 2.1.2.1 Avgasskjele

## 2.1.3 Hjelpekjele (Oil Fired Boiler)

Den oljefyrte hjelpekjelen er en såkalt "D-type" etter fasongen på tverrsnittet til kjelen.

Den har to brennere i taket på kjelen.

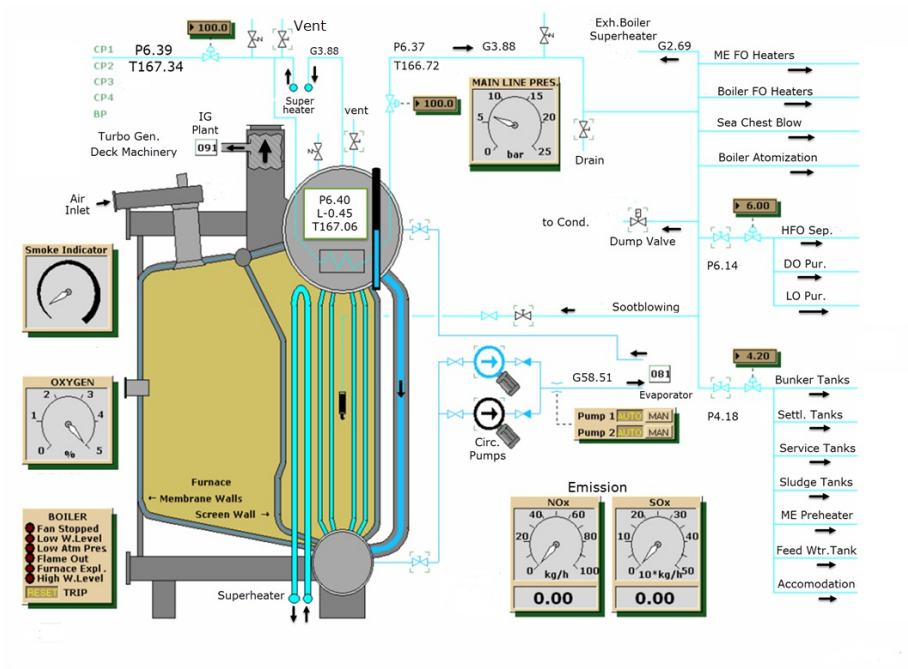
Brenn kammeret er omgitt av rørpanelvegger. Der hvor røykgassen snur, strømmer den forbi skjermrørene, deretter forbi den vertikalt stående overheteren, og til slutt forbi dampgeneratorsatsen (hovedrørsatsen) før den forlater kjelen.

Figur 2.1.3.1 viser tilstanden der vi henter energi fra eksoskjelen for videre levering til turbogeneratoren, varme-vekslere i tanker og til oppvarming av brennolje og smørelje til hovedmotoren.

På vann siden er øvre og nedre beholder forbundet med store fallrør som står på utsiden av fyrrømmet for å få best mulig sirkulasjon.

En dampkjøler (de-superheter) er plassert i dampbeholderen for produksjon av mettet damp for diverse oppvarmingsformål. Dette sikrer at det alltid er positiv strømning gjennom overheter slik at vi unngår for høye metalltemperaturer, noe som kan føre til nedbrent overheter.





Figur 2.1.3.1 Hjelpeskjele (Oil Fired Boiler) (Her brukt som fordeler av dampproduksjon fra eksoskjele)

## 2.1.4 Brenneranlegg i kjele

Figur 2.1.4.1 viser et kjelekontrollanlegg med oljebrennerne, avlesning av røykinnhold, O<sub>2</sub> % samt NO<sup>x</sup> og HC i [g/kg] i røykgassen.

Hjelpeskjelen har to brennerregistre i taket som enten fyrer med HFO eller DO. Brenner blir skiftet, avhengig av type olje.

Brennoljene har hver sin forsyningspumpe. HFO systemet har en varme veksler forsynt med damp for å forberede oljen for forbrenning og holde røret fram til brennerne varmt. Anlegget bruker damp eller luft for god forstøvning av oljen.

En mindre brenner, som bruker diesel, blir brukt for å tenne hoved brennerne. Bruk av forstøvning med damp eller luft blir kun brukt ved drift på HFO.

## Kjelekontrollen

Kjelekontrollen kan settes til å holde kjelen på lav ytelse, 8 bar eller høy ytelse 16 bar.

Sikkerhetssystemet stanser brennoljetilførsel ved å lukke tripp-ventilen ved følgende situasjon:

- Kjeleviften er stoppet.
- Lavt eller for høyt nivå i dampbeholderen.
- Lavt dampforstøvningstrykk.
- Ingen flamme visning på noen av brennerne (Flammevaktene ser ikke flammene).
- Kjelen er ikke luftet og brennerne er ikke fylt opp før start (not purged).
- Feil dyse montert.

Fyringskontrollen består av en master kontroll og to slaver, samt en egen oksygen kontroller. Oppgavene er:

- Å kontrollere oljemengden til brennerne slik at damptrykket holdes på valgt sett-punkt
- Å sørge for riktig mengde luft i forhold til olje til enhver tid for å sikre effektiv og sikker forbrenning
- Å sørge for riktig mengde luft for å få inert gass anlegget til å fungere med lavt oksygen innhold.

Master kontrollen gir signal til en "høy/lav" velger. Valget her beregner sett-punktet for ønsket olje og luft mengde for slave kontrollene. Master er en PID kontroller som følger med hvor stor dampstrømmen ut av dampbeholderen er og sammenligner med tilbakemelding fra damptrykket for å beregne nye sett-punkt for olje og luft-kontrollerne. Slavene er også PID -regulatorer. De må settes i manuell under oppfyring.

Kjelelogikken er slik at luftsignalet øker før oljesignalet ved last økning og at oljesignalet blir redusert før luftsignalet ved lastreduksjon. Dette vil forhindre unødvendig røyk ved lastendringer.

Før fyring må fyrrømmet luftes. Lufteperioden er satt lang nok til å skifte luftvolumet i kjelen ca. 4 ganger før vi prøver å sette fyr. Dette er i samsvar med sikkerhetskrav gitt av klasseselskaper.

Den automatiske fyringssekvensen er som følger:

- Luftregisteret åpner for lufting av kjelen.
- For-pumpen for dieselolje startes.
- Elektrisk tenner slås på.
- Det åpnes for dieselolje til pilotbrenneren og en liten pilotflamme tennes.
- Hoved stengeventilen for brennolje åpner.
- Ventilen for forstøverdamp/luft åpner (bare ved bruk av HFO).

Hvis flammevakten ikke "ser" flamme i løpet av 6 sekunder, stenger hoved-ventilen og luftregisteret stenger. Kjelen tripper og styringen må resettes manuelt.

Når en brenner er lagt inn kan flammen bli blåst ut hvis det er for mye luft i forhold til olje. Det vil gis en alarm «Too Much Air». Likeledes vil det være vanskelig å tenne dersom det er for mye olje i forhold til luftmengden, alarm «Too Much Oil».

## Brennerstyringen

Brennersystemet trer i funksjon så snart brenner 1 (hoved-brenner) er lagt inn. Når det er nødvendig starter og stopper den brenner 2.

Brenner 2 starter dersom kjeletrykket er under valgt sett punkt eller stanses dersom trykket er over. For å unngå hyppig start og stopp av brenner 2 er det lagt inn en tidsforsinkelse mellom start og stopp.

Hvis en brenner får feil stenges den ned og «Brenner på» lyset blinker. Årsaken finner vi ved å inspisere tripp-kodene:

- For mye olje under tenning.
- For mye luft under tenning.
- Ustabil flamme pga. uregelmessigheter i oljeforsyningen.
- Ustabil flamme pga. uregelmessigheter i luftforsyningen.
- Feil på flammevakten.

Tungolje tas fra den felles HFO service tanken og varmes i en varmeveksler. Normal temperatur er 90 °C. Hvis oljen blir kaldere enn 80 °C vil røykinholdet øke pga. dårligere forstøvning. Brennerne vil derfor trenge mer luft for sikker forbrenning.

Begge fluider passerer en trykkreduksjonsventil. Dersom trykket blir lavere enn 3 bar, må brennerne fyres med diesololje.

Diesololje tas fra DO service tanken og leveres med en egen pumpe.

Før fyringskontrollen kan settes i AUTO må visse kriterier være oppfylt:

- HFO valgt (ventil)
- HFO pumpe går
- HFO ventil til forvarmer åpen
- Luftvifte går
- Ventil for forstøver damp er åpen
- Resatt alle brenner tripper (ingen tripp)
- Alle 4 kontrollere i AUTO
- Temp HFO > 80 °C

Legg merke til at kjeleviften og HFO pumpen blir automatisk startet når hovedmotoren (ME) har redusert ytelse og mindre varme avgis til eksoskjelen.

Når eksoskjelen vedlikeholder damptrykket ved økende belastning må kjeleviften og HFO pumpen stoppes manuelt.

### **Nivåkontroll**

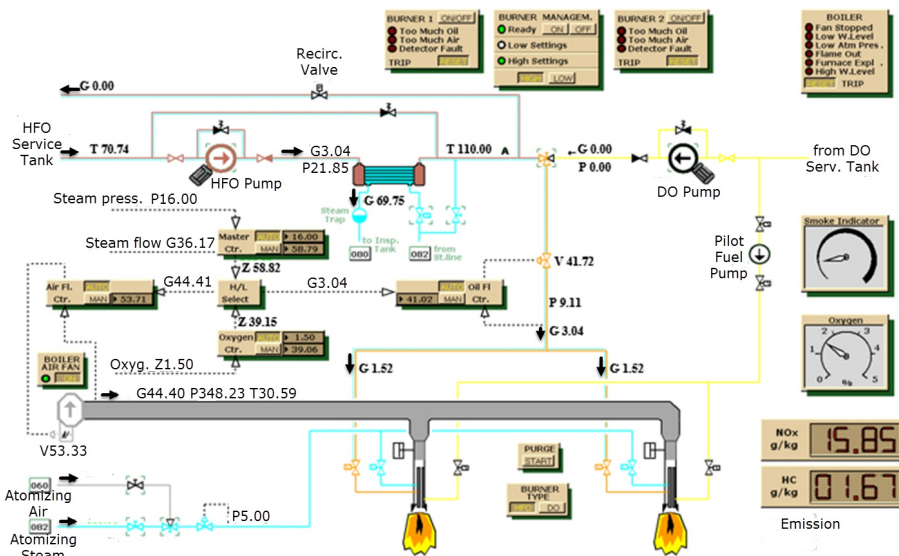
Hvor rask reguleringen av vannnivået på kjelen er, avhenger av flere forhold, herunder karakteristikker for hoved fødevanns- eller hjelpepumpen, tilhørende reguleringsventil og dens karakteristik.

Når hjelpepumpen er i drift vil det ikke være noen forvarming av vannet og vi vil merke at kjeletrykket synker når det fylles mye vann inn på kjelen. Dette forsterkes av at en reduksjon i damptrykk også gir tilbakemelding om enda mer vann.

Det er derfor gjensidig samkjøring mellom forbrenningskontrollen og nivåkontrollen. Vannstrømmen påvirker damptrykket og damptrykket virker på vannstrømmen.

Nivå kontrollen får melding om det er differanse mellom dampmengde ut av kjelen i forhold til total fødevannsmengde inn på kjelen. Kontrollen reduserer følsomheten til forstyrrelser pga. varierende damptrykk, og til forhold knyttet til design feil som feile dimensjoner på reguleringsventil og en overdimensjonert fødevannspumpe.

Det er avgjørende at damptrykket er stabilt når nivåkontrollen blir justert. Det er derfor anbefalt at hoved fyringskontrollen «Master Combustion Controller» settes i manuell når nivå justeres inn. Dette bryter koblingen mellom trykk- og nivå kontrollene.



Figur 2.1.4.1 Brenneranlegg

## 2.1.5 Turbogenerator

Figur 2.1.5.1 viser eksempel på et dampsystem med turbogenerator. Systemet omfatter en 1,5 MW turbogenerator som nytter damp fra eksoskjelen når skipet er i sjøen.

Ved normal drift får den tilført overhetet damp fra eksoskjelen.

I havn kan den bli tilført damp fra hjelpekjelen når den går på lav ytelse (6-7 bar), valg skjer ved en treveis ventil i innløpet.

Figur 2.1.5.1 viser de viktigste parametere som blir overvåket og tripp-funksjonene. Smøreoljesystemet er også vist.

Når turbogeneratoren blir stengt ned vil det gradvis bygges opp vann i turbin hus og dampledning når det kjøles ned. Vi må derfor alltid huske å drenere godt før det startes opp igjen. Hvis det startes med for mye vann til stede vil turbinen bli utsatt for vannslag, som kan være svært skadelig for turbinen. Anlegget vil trippe og lampen "Water strike" vil lyse.

Anlegget har en direkte drevet SMO pumpe og en elektrisk pumpe som tar fra SMO tanken og leverer til smørepunktene, via en ferskvannskjøler. Det er to SMO filtre, hvor den ene er reserve (stand by).

Vann i smøreoljen kan skje ved at oljen kommer i kontakt med vandamp. Dette betyr at SMO tanken må dreneres jevnlig for vann og at nivået etterfylles. Veldig lav/høy smøreolje temperatur eller veldig høyt vanninnhold vil redusere smøreevnen til oljen og forårsake vibrasjoner i anlegget. Tripp alarm "High vibration/LO".

Tettedampen for akseltetningene tas fra hoved dampledningen, via en trykkreduksjons- ventil. Forbrukt tettedamp ledes videre til hoved kondenser.

Turbogeneratoren er beskyttet av et separat sikkerhetssystem og tripp-signal blir aktivert ved følgende forhold:

- Høyt nivå i kondenser brønnen
- Høyt kondensetrykk (lavt vakuum)
- Høyt vannnivå på kjelen
- Høyt turtall på turbin
- Lavt smøreoljetrykk
- Vannslag på turbinrotor
- Høyt vibrasjonsnivå ved oppstart
- Høyt vibrasjonsnivå ved dårlig smøring
- Tørnegiret er innkoplet

Alle tripp-funksjoner må resettes manuelt før turbogeneratoren kan startes.

## Start av turbogenerator (TG)

For å kunne starte turbogeneratoren (TG) må vi ha damp med 7 bar trykk tilgjengelig fra hjelpekjelen eller eksoskjelen.

### Start prosedyre:

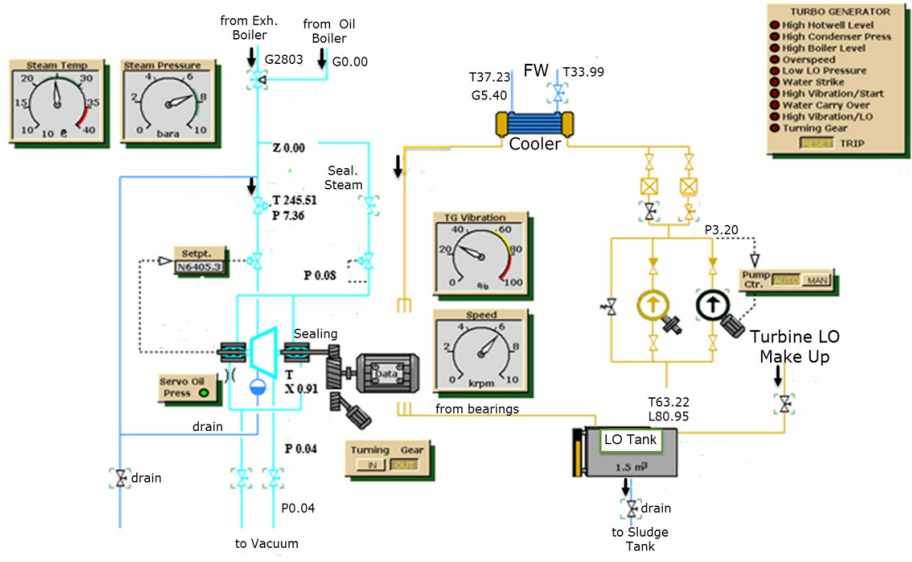
1. Åpne sjøvann til kondenser.
2. Start hoved kondensatpumpen og en vakuumpumpe.
3. Åpne treveis ventil til riktig kjel.
4. Åpne følgende ventiler, dren på dampledningen, tettedampens utløp, eksosventilen fra TG, et SMO filter, stengeventilen på kjølevannet og tettedampens innløp.
5. Kontroller TG, og oljetank for vann, drener og etterfyll som nødvendig.
6. Sett SMO pumpen i Auto.
7. Koble inn tørnegiret og la det gå i ca. 1 minutt. Ved utkobling husk å resette tripp panelet.
8. Åpne TG nødstopppventil til 15%. Dette slipper damp inn på turbinhjulet.
9. TG starter nå sakte å rotere. La turbinen rotere i ca. 2 min. på dette turtallet.
10. Åpne nødstopppventilen sakte opp til 40% i løpet av en periode på 15 min.
10. Når maskinen har nådd 6400 o/min åpnes nødstopppventilen til 100% og drenet på dampledningen stenges.
11. Overvåk alle temperaturer og trykk for å kontrollere at det ikke er noen alarmer som er aktivert. TG er nå klar til å bli lagt inn på tavlen.

Det er svært viktig at turbinen startes sakte. Dette fordi mye masse skal varmes opp og sakte oppvarming sikrer at det ikke blir for store termiske spenninger i konstruksjonen ved oppstart.

Hvis turbinturtallet blir økt for hurtig vil vibrasjonsnivået øke og turbinen kan trippe.

### Prosedyre for stopp av TG:

1. Legg ut TG fra tavlen.
2. Steng sakte nødstopppventilen til 20% i løpet av 3 minutter. Dette vil hindre ustabilitet i dampleveringen.
3. Åpne drenering på dampledningen.
4. Tripp turbinen ved å trykke på «TRIP» knappen i bilde 86. Dette vil stenge pådragsventilen.
5. Sjekk at den elektriske smøreoljepumpen er startet. Hvis ikke, sett den i manuell og start den.
6. Etter at TG er kjølt ned (etter ca.10 min) stenges følgende ventiler:
  - Dren på dampledningen.
  - Tettedamp utløp.
  - Eksosventilen på TG.
  - SMO filteret.
  - Stengeventil for kjølevannet til SMO-kjøler.
  - Tettedamp.



Figur 2.1.5.1 Turbogenerator system

## 2.2 Damp fremdriftsanlegg

### Innledning

Damp til fremdrift av skip revolusjonerte skipsfarten på 1800 tallet. Oppfinnelser som dampmaskinen og propellen satte i gang en utvikling som har fortsatt innen skipsfarts- næringen helt til vår tid.

Damp fremdrift var lenge enerådende og hadde sin topp omkring 1930. I denne perioden var det dampmaskinen som dominerte skipsfarten. Dampmaskin sammen med en kullfyrt skotte-kjel om bord var et relativt enkelt anlegg å betjene. Det hadde dårlig virkningsgrad men billig bunkers kull og billig arbeidskraft gjorde skipene lønnsomme for rederne som skiftet fra de svært mannskapskrevende seilskipene til de mer rasjonelle dampfartøyene.

Utover i 30 årene ble dieselmotorene videreutviklet, de ble mer og mer effektive og mer pålitelige og overtok gradvis som fremdriftsmaskineri på mindre skip.

Etter 1960 ble damp stort sett brukt som fremdrift på store passasjerskip og større tankskip i klassene VLCC (Very Large Crude oil Carrier) og senere ULCC (Ultra Large Crude oil Carrier), de største på knappe 600 000 tdw.

Dette var alle skip som hadde to eller flere separate framdriftsanlegg, ref. franske T/S France med sine 4 turbin anlegg med en samlet ytelse på 160.000 hk.

T/S Batillus, franskbygd ULCC, hadde 2 fremdriftsanlegg med en samlet ytelse på 64800 hk noe som var av de største sivile marine fremdriftsanlegg utviklet til da.

Akergruppen på Stord bygget en hel serie turbintankere til Hilmar Rekstens rederi på 1960 og 1970 tallet, alle utstyrt med standard turbinanlegg fra General Electric og Moss Værft & Dokk sine lisenskjeler fra Forster Wheeler & son; ESD III vannrørskjel, 70 bar 515 °C. Dette var tankbåter med en kjel, ett turbinanlegg og en propell. Effektene lå på 22.000 til 33.000 hk.

Oljekrisen i 1972 - 74 satte en effektiv stopper for utvikling og senere bruk av store turbin- tankskip.

Dieselmotoren hadde vunnet slaget om effektivitet og lønnsomhet.

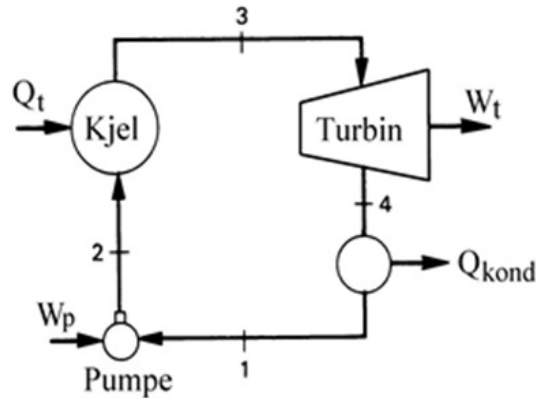
Det er i hele perioden brukt damp fremdrift om bord på militære fartøyer hvor krav om fart og vekt setter krav til maskineri installasjoner. Krav til driftsøkonomi blir ikke tatt med på disse skipene.

De helt store hangarskipene er alle atomdrevne fartøy, der damp fremdrift er en forutsetning. God tilgang på atomenergi gjør dette mulig.

Renessansen for damp som fremdriftsmedium kom med økende transport av LNG (Liquefied Natural Gas). Det blir nå fraktet store mengder flytende naturgass i membran tanker, dvs. med tilnærmet atmosfære trykk. Dette innebærer at den kjølte gassen i tankene «koker» og damper av. For at tanktrykket ikke skal stige, må av-koket enten re-kondenseres (komprimeres) eller kan bli brukt som brennstoff på en gassfyrt kjel.

Dermed var damp anleggene gjen-født, om enn i begrenset omfang.

## 2.2.1 Damp-anleggets virkemåte



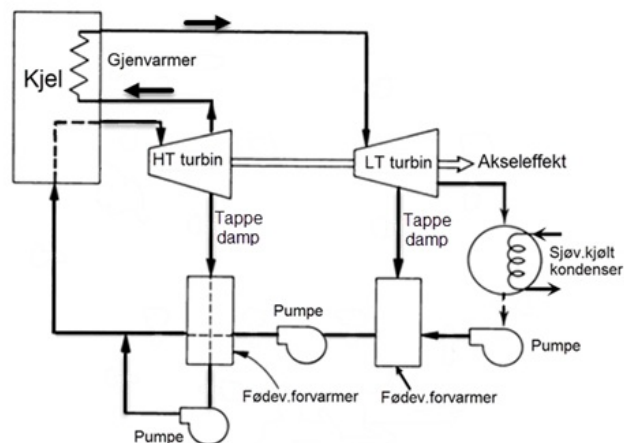
Figur 2.2.1.1 Forenklet damp anlegg

Alle fremdriftsanlegg består i sin enkleste form av fire hovedkomponenter; Kjele, turbin, kondenser og fødepumpe. Figur 2.2.1.1 viser et slikt forenklet anlegg, der arbeidsmediet gjennomgår følgende sirkelprosess:

- 1-2 Vann komprimeres i fødepumpen
- 2-3 Varme tilføres i kjele v/forbrenning av olje/gass
- 3-4 Dampen ekspanderer i turbin
- 4-1 Dampen kjøles og kondenserer til vann i kondenser

Virkningsgraden for en slik enkel sirkelprosess 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 figur 2.2.1.2.

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.



Figur 2.2.1.2 Damp turbinanlegg, skjematisk



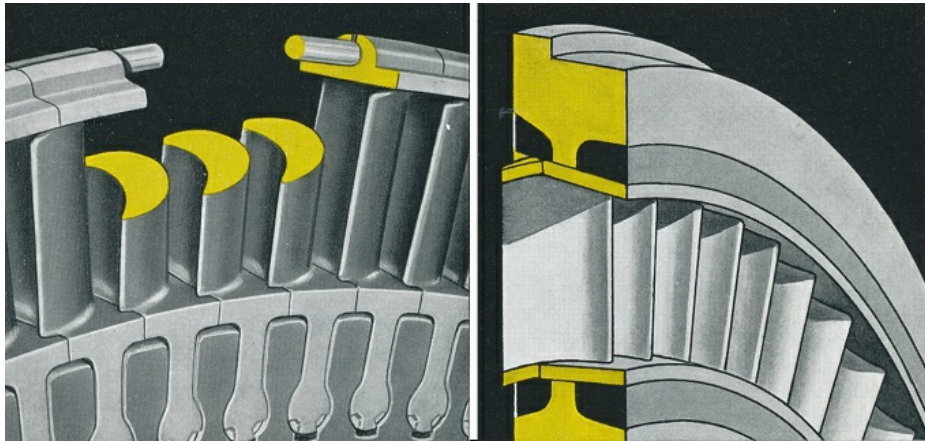
## 2.2.2 Oppbygning av damp fremdriftsanlegg

### Stal-Laval fremdriftsanlegg, type AP

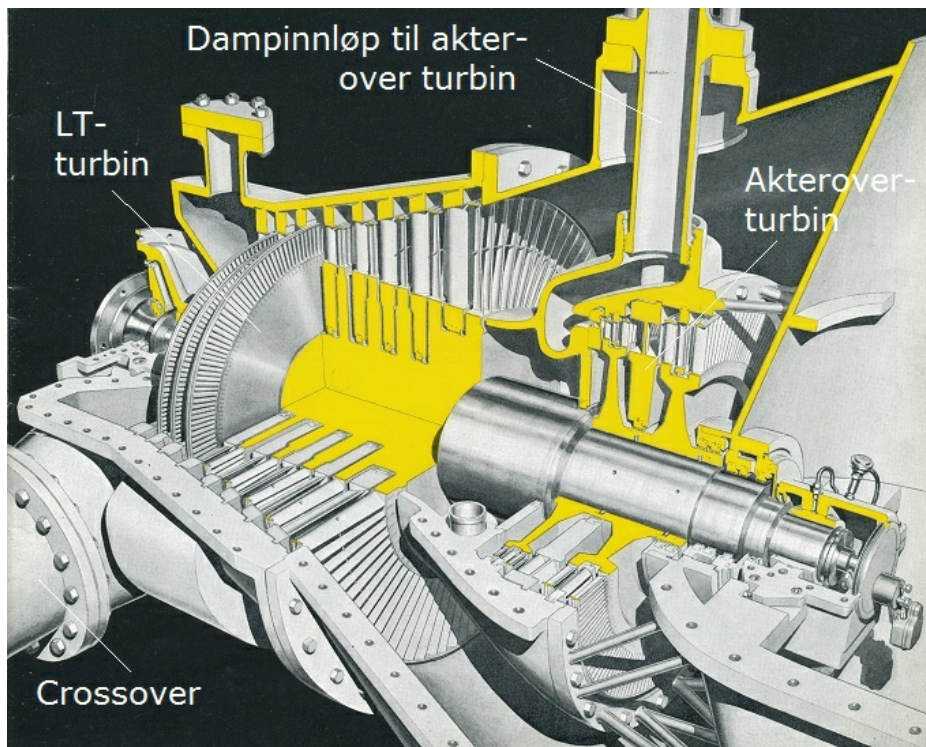
Stal-Laval introduserte på 60 tallet et fremdriftsanlegg som fikk betegnelsen AP (Advanced Propulsion).

Systemet består av en høytrykksturbin, en lavtrykksturbin med akterverturbin og et reduksjons gir.

Høytrykksturbinen er en impulsturbin med et enkelt impulstrinn på første trinnet, styrt av tre dyse-grupper. En hovedgruppe, en gruppe til styrbord og en til babord.



Innfesting av rotorblad Dyseplaten med ledeskovler



Lavtrykksturbin med innebygget akterverturbin

Eksos fra akterover- og lavtrykksturbin strømmes sammen, rett inn i hoved kondenser. Lavtrykksturbinen får tilført damp fra høytrykksturbinen via en «cross over». Under gange blir «cross-over» tilført overskudds-damp fra eksossystemet til turbogenerator og dampdrevne fødevannspumper via et trykkreguleringssystem.)

Akteroverturbinen får direkte damp fra en egen manøverventil, og eksosdampen ledes i samme retning som eksosdampen fra lavtrykksturbinen. Dette gjør at vi unngår overoppheting av lavtrykksturbinen ved akteroverkjøring

Avløpsdamp fra turbinen blir ført direkte til kondenser, der dampen blir omgjort til vann og samlet i kondensatbrønnen, pumpet videre av kondensat pumpene, og videre inn i kondensatstrømmen tilbake til kjelen.

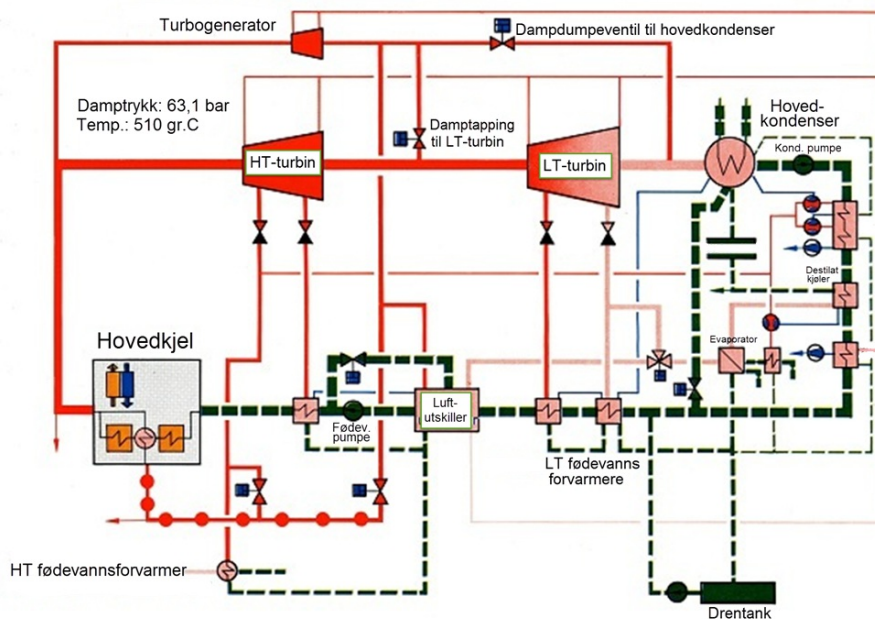
STAL-LAVALS Ap-turbiner var veldig populære fra slutten av 60-årene og til langt ut i 80-årene som fremdriftsmaskineri for større tank- og konteiner-skip.

AP-maskinen er bygget opp av flere standardiserte komponenter. Man har flere høytrykksturbinstørrelser å velge mellom. Turbinstørrelsen går under betegnelsen APH 32, APH 50 og APH 65, alle med damp innløpsstrykk på 63,1 bar absolutt og temperatur på 510°C.

Giret har ti forskjellige typer, med fra 80 til 140 rpm på propellen.

Turbinsystemet dekket området helt opp mot 70.000 AHK. Damptrykket frem til høytrykksturbinen blir regulert av en elektro-hydraulisk ventil for forover og en for akterover.

Figur 2.2.2. viser et typisk flytdiagram for STAL-LAVAL AP turbinanlegg (32000 - 40000 ahk).



Figur 2.2.1.3 Flytdiagram for STAL-LAVAL AP anlegg

## 2.2.3 Hovedkomponenter

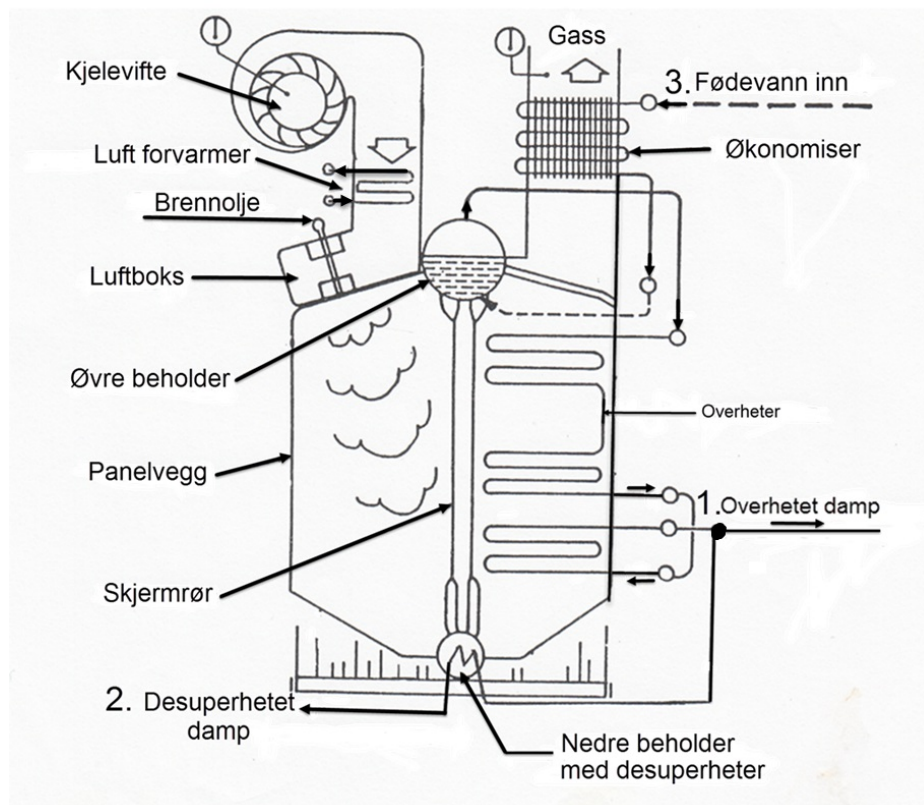
### Vannrørskjel - generelt

Figur 2.2.3.1 viser en vannrørskjel for fremdriftsanlegg, skjematisk.

Fødevann blir tilført økonomiser (3), som vist på figuren. Produsert damp strømmer ut av øvre beholder og gjennom overheteren.

I utløp av overheter blir dampstrømmen delt. Mesteparten går til fremdriftsturbin (1), mens noe damp strømmer til en dampkjøler (de-superheter), der dampen blir avkjølt til ca. 150 - 200 °C og strømmer så ut til forbrukere (2).

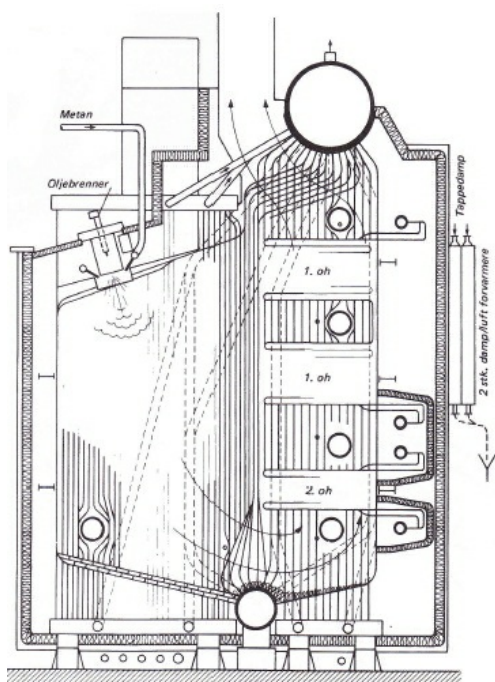
Brennolje blir tilført i toppen som vist på figuren.



Figur 2.2.3.1 Vannrørskjele, skjematisk.

## Kjeler for fyring med gass/olje

Figur 2.2.3.2 viser en gassfyrte kjele av Foster Wheeler typen, bygget på lisens ved Moss - Rosenberg Verksted i Moss.



Figur 2.2.3.2 Gassfyrte vannrørskjel – Foster Wheeler

Forbrenningsluften strømmer inn via 2. stk. damp-luft-forvarmere, montert i serie.

Lufta ledes inn i innebygde kanaler til brennerne i toppen av kjelens brenn-kammer.

I panelveggen der overheterne stikker ut, er det påsveiset belgformede stålplatetetninger.

Overheter-elementene er konstruert og beregnet etter gass/oljefyringens størrelse.

Selve kjelekonstruksjonen skal ifølge klassifikasjons selskapene, ha dobbelt kledning, som består av store sammensveiste plater, montert utenpå selve kjelen, som en kappe.

Kledningen er stor, tung og kostbar, men har den fordelen at forbrenningsluften kan sirkulere i mellomrommet og har et trykk på ca. 0,06 bar overtrykk.

Ved lekkasjer i den indre kledningen vil ikke røkgassen kunne strømme ut, da lufttrykket som strømmer fram til brennerne er høyere i mellomkledningen.

For å unngå at eksplosive gasser samler seg i øvre del av brenn-kammeret i avstengnings-perioder, er kjelens midtre seksjonsrør bøyd mot høyre opp mot øvre beholder. Gassutløpet vil derfor passere over øvre del av brenn-kammeret og gir dermed mulighet for utlufting av «farlige» gasser i brenn-kammeret via en åpning i rørsatsen øverst i kammeret.

## Spesielle forhold ved fyring med gass-avkok fra last

Selv ved bruk av to slags brennstoff i et felles brenner-register vil dette ikke bli noe problem, fordi luftbehovet per kg blanding ikke forandrer seg særlig mye. Dette skyldes at selv om metan krever mer luft per kg gass som skal forbrennes, 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 varmeeffekt.

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 alltid må være høyere en kjelens røygass-trykk.

Lastetankenes gassavkok inneholder mindre mengder Etan, Propan, Isobutan og Butan, mens innhold av Metan kan være ca. 80% og 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.

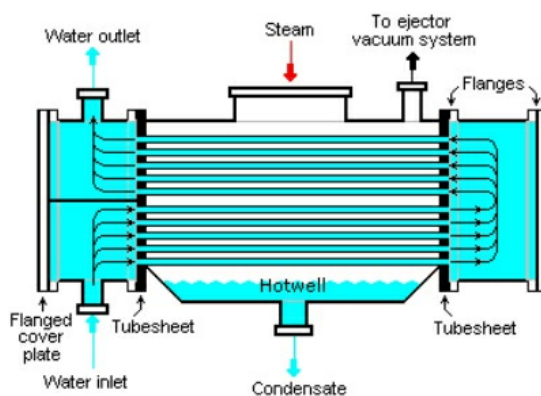
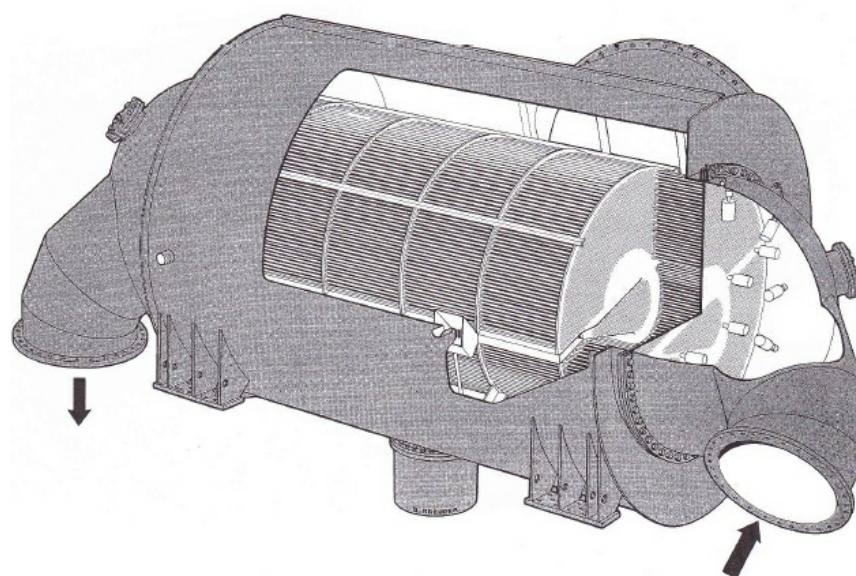
Oljebrennerne nytter dampforstøving på samme måte som ved vanlige oljefyrte kjeler.

Når det er større mengder Nitrogen i gass-avkoket må vi avpasse luftmengden, og dette medfører gjerne manuell justering, men kan også løses automatisk ved måling av tettheten i metan/nitrogen - blandingen.

## Hoved-kondensere

Kondenserenes hovedfunksjon er å kondensere avløpsdampen fra LT-turbinen og evt. avløps- damp fra hjelpemaskineri. Den skal også kondensere dumpe-damp ved nødsituasjoner etc., samt samle opp lavtrykks drenering.

Figur 2.2.3.3 viser en hoved-kondenser med side-innløp fra STAL LAVAL.



Figur 2.2.3.3 Hoved-kondenser

Hoved-kondenseren er montert på tvers av skipets lengderetning, og er vanligvis formet som en stor liggende sylinder, med total lengde på omkring 10 meter og diameter på fra 3 til 4 meter.

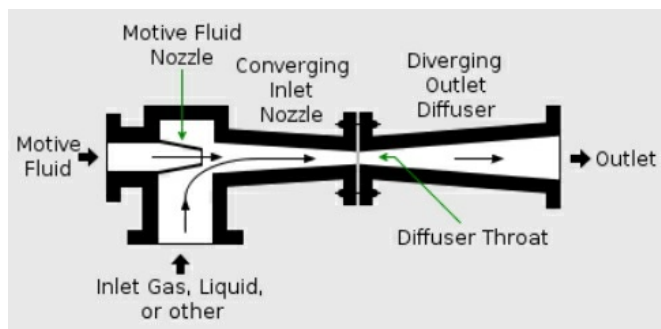
Mellom rørplatene i kondenseren er det fra 5000 til 7000 kobber- eller aluminiums legerete rør med diameter på ca. 20 mm.

Gjennom disse rørene strømmer det sjøvann med hastighet på inntil 2 m/s.

## Ejektor

For å opprettholde ønsket vakuum i kondenseren er den utstyrt med ejektorer.

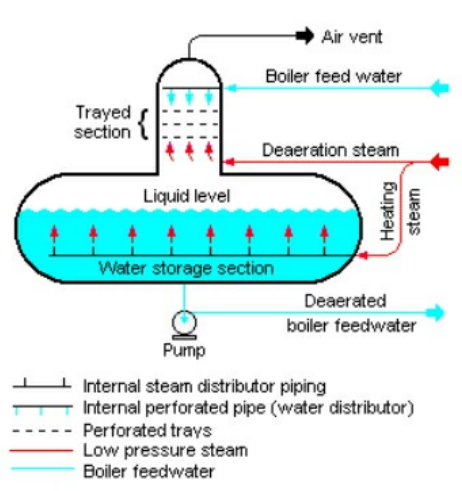
Figur 2.2.3.4 viser virkemåten til en ejektor for hoved kondenser.



Figur 2.2.3.4 Ejektor, skjematisk

## Avufteren

Figur 2.2.2.5 viser avlufteren, skjematisk



Figur 2.2.3.5 Avlufter, skjematisk

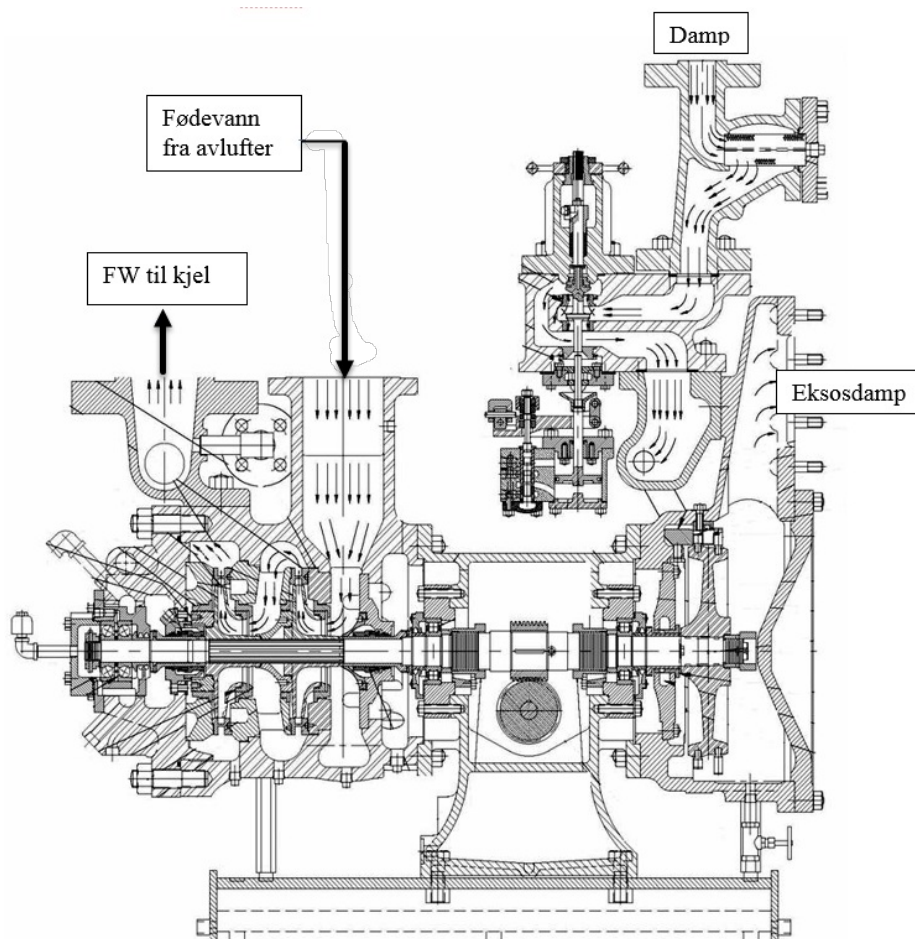
Avlufterens oppgave er:

- Av lufting av hoved-kondensat ved koking.
- Blandingsforvarmer.
- Utjevningstank for nivået ved manøver og ved ujevn belastning.
- Varsel om nødvendig spe-vann.
- Kondenser for damp som blir tilført.

## Hoved-fødepumpen

Alle skip som bruker damp til fremdrift har en dampdrevet fødepumpe. Det finnes flere fabrikater som for eksempel: Pasific, Coffin, Weir og Kawasaki etc.

Figuren 2.2.3.6 viser en Coffin pumpe, skjematisk



Figur 2.2.3.6 Hoved-fødepumpe - Coffin

## 2.2.4 Dampprosesser

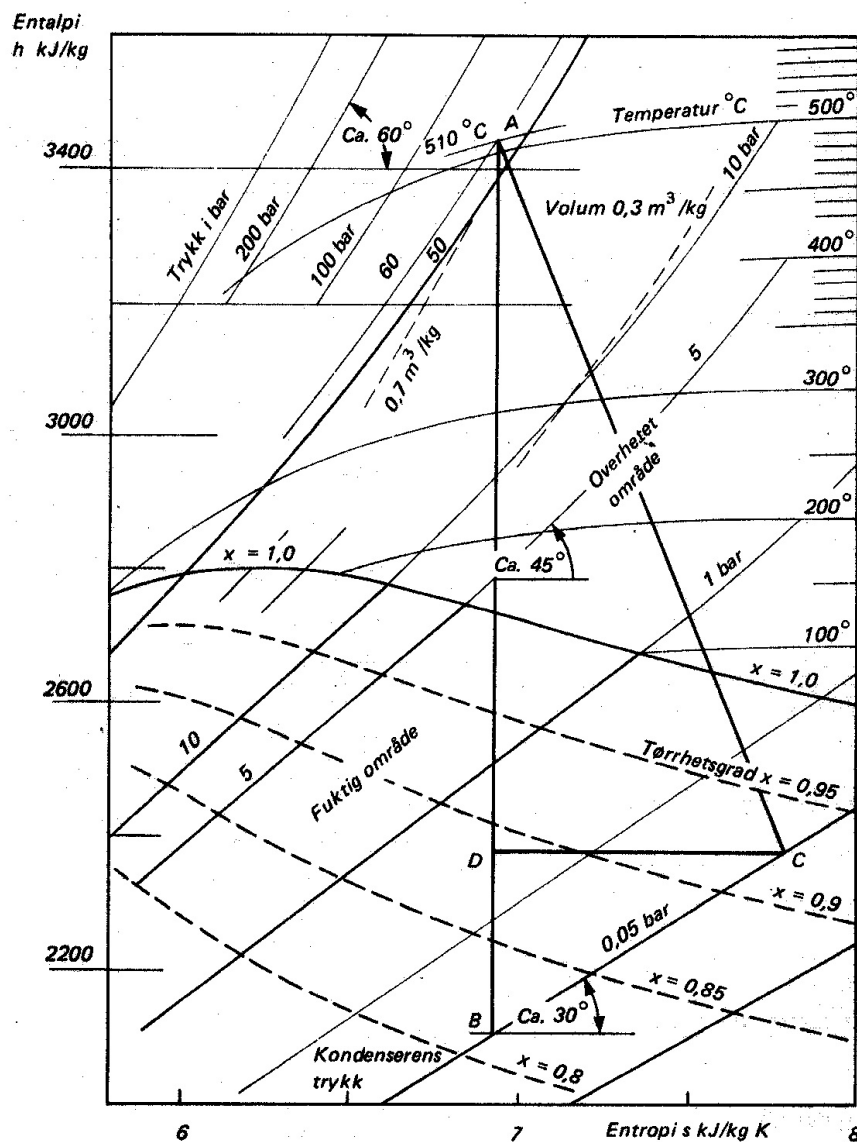
### Mollier diagram (entalpi/entropi)

Ved studie av dampprosesser bruker vi såkalte mollier diagram for vanndamp. Figur 2.2.4.1 viser et forenklet mollier diagram for vanndamp.

Diagrammet har entropi  $s$  i  $\text{kJ/kgK}$  som horisontal akse og entalpi  $h$  i  $\text{kJ/kg}$  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.



Figur 2.2.4.1 Mollier diagram for vanndamp (forenklet)

## 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 et mottrykk i kondenser 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 tilstandspunkt (A) i figur 2.2.4.1.

Av mollier diagrammet kan vi nå finne hvor stor del av dampens entalpi (energipotensiale) som teoretisk kan omformes til arbeid, idet 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 mottrykks linjen (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 18 %.

I praksis vil dampen under ekspansjonen følge en skrå linje (mot økende entropi) og strømme ut av lavtrykksturbinen med tørrhetsgrad omkring 0,9 - 0,92.

For tilstanden 0,05 bar og  $x = 0,923$  avleser vi entalpien  $h_C = 2375 \text{ kJ/kg}$ .

Virkelig entalpifall blir altså:

$$\Delta h = 3440 - 2375 = 1065 \text{ kJ/kg}$$

Vi kan nå beregne turbinens indre virkningsgrad:

$$\eta_i = \frac{\text{virkelig entalpifall}}{\text{teoretisk entalpifall}} = \frac{h_A - h_C}{h_A - h_B} = \frac{1065}{1340} \approx 0,8 \quad \frac{1065}{1340} \approx 0,8$$

Dette viser at vi får utnyttet ca. 80 % av det teoretisk mulige entalpifallet. Merk imidlertid at de resterende 20 % ikke forsvinner, men finnes igjen som "tap" i kondenser.

For å belyse prosessen i et damp fremdriftsanlegg, ser vi på et eksempel, se neste side.

## Eksempel - Varmekraftanlegg

Et varmekraftanlegg produserer 2,78 kg/s overhettet damp av 30 bar og 400 °C.

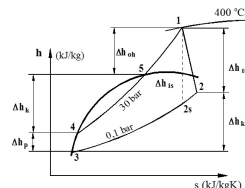
Dampen ekspanderer i en turbin med indre virkningsgrad = 0,8 til kondensertrykket 0,1 bar, der dampen kondenseres til vann, som igjen mates inn på kjelen.

a) Skisser prosessen i et h-s diagram. Angi entalpi, før kjel, samt før og etter turbin.

b) Bestem 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 mollier - hs-diagram:



Entalpiverdier fra mollier diagram:

1. Før turbin:  $h_1 = 3240 \text{ kJ/kg}$
2. Etter turbin:  $h_2 = 2410 \text{ kJ/kg}$
3. Utløp kondenser:  $h_3 = 200 \text{ kJ/kg}$
4. Innløp kjel:  $h_4 = 1000 \text{ kJ/kg}$  (= 200 + pumpe/forvarming)
5. Utløp kjel:  $h_5 = 2800 \text{ kJ/kg}$

### Entalpifall - turbin

Tilstand (1) finner vi i mollier diagrammet ved skjærings punktet 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 i turbinen 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:  $h_2 = h_1 - 830 = 3240 - 830 = 2410 \text{ kJ/kg}$

*Kondenser tilstand*

Tilstanden etter kondenser er bestemt ved skjæringspunktet mellom trykk linjen på 0,1 bar og metningslinjen, dvs. punkt (3) på figuren.

$$\text{Kondenser varme: } q_K = h_2 - [c_{vann} \cdot (t_3 - 0)] = 2410 - 4,2 \cdot 48 = 2210 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_K = m \cdot D \cdot q^K = 2,78 \text{ (kg/s)} \cdot 2210 \text{ (kJ/kg)} = 6140 \text{ kW}$$

Turbineffekt ( $P_T$ ):

$$P_T = m \cdot D \cdot (h_1 - h^2) \cdot \eta^m = 2,78 \text{ (kg/s)} \cdot (3240 - 2410) \text{ (kJ/kg)} \cdot 0,98 = 2260 \text{ kW}$$

Tilført varme ( $Q_t$ ):

$$Q_t = 2,78 \text{ kg/s} \cdot (3240 - 200) \text{ kJ/kg} = 8450 \text{ kW}$$

Anleggets termiske virkningsgrad ( $\eta_t$ ):

$$\eta_t = \frac{P_T}{Q_t} = \frac{2260 \text{ (kW)}}{2,78 \text{ (kg/s)} \cdot (3240 - 200) \text{ (kJ/kg)}} = 0,267$$

!

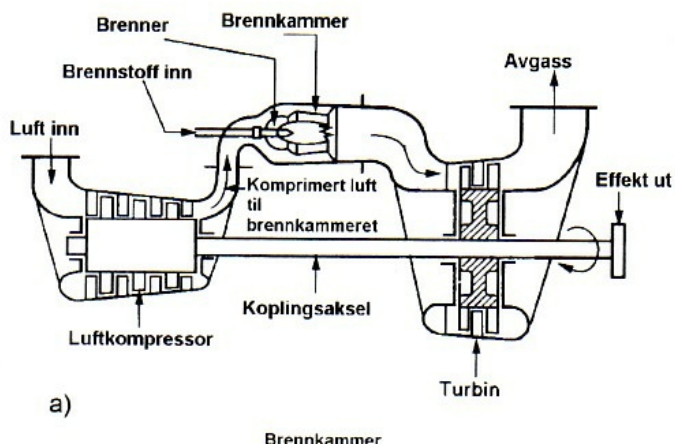
#### ANMERKNING!

Av eksempelet ser vi at termisk virkningsgrad er betydelig lavere enn for dieselmotorer, men moderne anlegg har gjerne mer avansert varmegjenvinning mv., og virkningsgraden vil derfor i praksis øke noe, kanskje til omkring 0,3 som fortsatt er lavt sammenlignet med større 2-takts krysshode motor som til sammenligning oppnår effektiv termisk virkningsgrad på omkring 0,5.

## 2.3 Marine gassturbiner

### 2.3.0 Introduksjon

I sin enkleste form består en gassturbin av en kompressor, et brenn-kammer og en turbin.



Figur 2.3.0.1 Gassturbin, skjematisk

Prosessten er som følger:

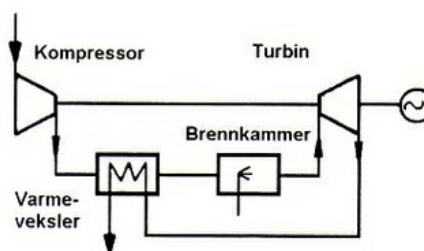
- Luft suges inn og blir komprimert i kompressoren.
- I brenn-kammeret blir det sprøytet inn brennstoff, og blandingen av luft og brennstoff blir antent.
- Den varme gassen med høyt trykk ekspanderer gjennom turbinen, som driver både kompressor og last.

### 2.3.1 Gassturbin arrangement

Det finnes flere løsninger for kraftuttak fra gassturbiner, der ulike løsninger er formåls-tjenlig for sitt bruksområde. Vi ser på noen eksempel.

#### En-akslet turbin

I en enakslet turbin er kompressor og turbin montert på samme aksling, se figur 2.3.1.1



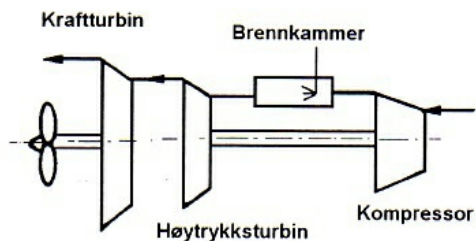
Figur 2.3.1.1 Enakslet gassturbin

Dette er den enkleste form for gassturbin, som har et begrenset bruksområde, da turbinens dreiemoment blir redusert når turtallet avtar, idet gass-strømmen da blir redusert.

Turbinen egner seg derfor best til belastninger med konstant turtall, for eksempel generatorer.

Varmen i avgassen kan ved hjelp av en varme-veksler utnyttes til å øke temperaturen på luften etter kompressoren, se figur 2.3.1.1.

### Toakslet gassturbin



Figur 2.3.1.2 Toakslet gassturbin

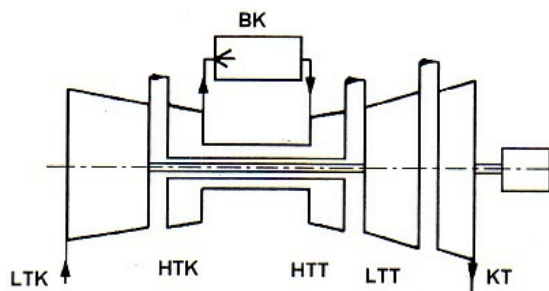
I toakslete turbiner er kompressor og primærturbin montert på samme aksling, mens sekundærturbinen (kraftturbinen) er montert på en egen aksel, se figur 2.3.1.2

Primærturbinen driver altså kompressoren, mens kraftturbinen gir nyttig effekt.

General Electric LM 2500 er et eksempel på en toakslet maskin som blir brukt om bord i skip.

### Treakslet gassturbin

Figur 2.3.1.3 viser en treakslet turbin, skjematisk.



Figur 2.3.1.3 Treakslet gassturbin

En lavtrykksturbin (LTT) driver en lavtrykks kompressor, mens en høy-trykks turbin (HTT) driver en høytrykks kompressor (HTK).

Kraftturbinen (KT) har en egen aksel

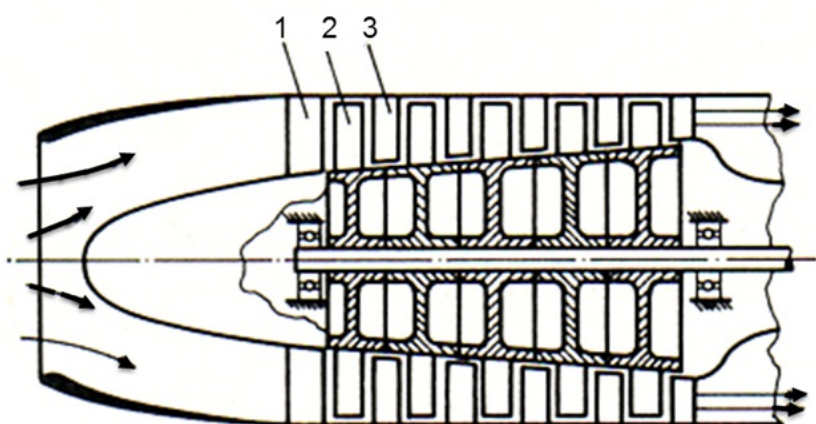
## 2.3.2 Hovedkomponenter

Hovedkomponenter i en gassturbin er kompressor, forbrenningskammer og turbin. Kompressoren kan enten være en aksialkompressor eller en sentrifugalkompressor (radialkompressor), men for marine gassturbiner er aksialkompressorer mest brukt.

### Aksialkompressor

Figur 2.3.2.1 viser oppbygning av en aksialkompressor, skjematisk.

Aksialkompressoren er bygd av en aksel (rotor) med løpeskovler (2) og en rad med ledeskovler, stator (3...). Kompresjonen skjer i flere trinn, dette for å oppnå høyt nok trykk på forbrenningsluften.



Figur 2.3.2.1 Aksialkompressor, skjematisk

Kompresjonen i en flere-trinns aksialkompressor skjer ved at luften blir ledet inn til første raden med løpeskovler ved hjelp av ledeskovler (1).

Ledeskovlene er ofte vribare for å kunne regulere luftmengden til forbrenningen ved varierende belastning.

Løpe-skovlene akselererer luften slik at den ved utløpet av skovlene har fått økt kinetisk energi. Luften blir så ledet inn på ledeskovlene der farten blir redusert og trykket øker. Noe av kompresjonen skjer også i den roterende delen.

I en fler-trinns kompressor blir luften ledet fra ledeskovlene inn i et nytt sett med skovler, farten øker og neste kompresjon starter.

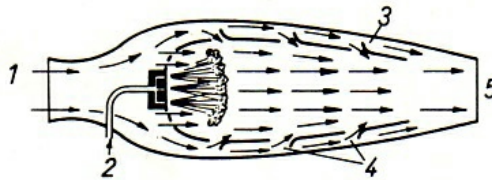
Fler-trinns kompressorer er konstruert slik at etter hvert som luften blir komprimert, minker volumet og dermed avstanden mellom rotor og stator-hus.

I utløpet fra siste ledeskovlerad blir den komprimerte luften ledet inn på en diffusor, dette for å øke trykket og senke lufthastigheten inn til forbrenningskammeret.

### Brennkammer

Figur 2.3.2.3 viser et brenn-kammer for en gassturbin, skjematisk.

Brenselet blir tilført dysene (2) ved hjelp av en pumpe, og sprøytes kontinuerlig inn i luftstrømmen, der flammen brenner kontinuerlig, (tennes ved start med en elektrisk gnist).



### Brennkammer

1. luft inn, 2. brensel inn, 3. luftkappe, 4. slisser for for-  
tynningsluft, 5. til turbin

Figur 2.3.2.3 Brennkammer, skjematisk

For å hindre at flammen "blåses ut" må luft hastigheten forbi dysene være relativt lav.

Derfor har kammeret en indre seksjon der bare en viss del av den totale luft strømmen passerer. Fordelen med dette arrangementet er at luft-kappen rundt selve brenn-kammeret virker isolerende mot omgivelsene.

### Turbinhjul

I turbindelen må gassens energiinnhold etter forbrenningen først omsettes til kinetisk energi og deretter til nyttig arbeid. Akkurat som for kompressorer kan vi ha både radial- og aksialturbiner, men det er i hovedsak aksialtypen som blir brukt.

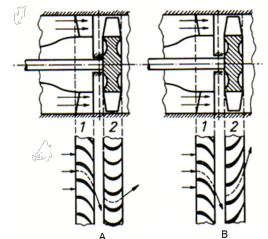
Aksialturbinen kan enten være utført som  $H = \text{konstant} \cdot [q_v^2]$  ksjonsturbin, figur 2.3.2.4 (A) eller reaksjonsturbin, figur 1.11.2.4 (B).

I begge typer går energiinnholdet i gassen over til kinetisk energi når gassen passerer ledeskovlene.

I aksjonsturbinen forandrer gassen kun retning i løpehjulsskovlene, mens hastigheten er uendret.

I reaksjonsturbinen er skovlene utført slik at gjennomstrømnings- tverrsnittet avtar. Her forandrer derfor gassen både retning og hastighet.

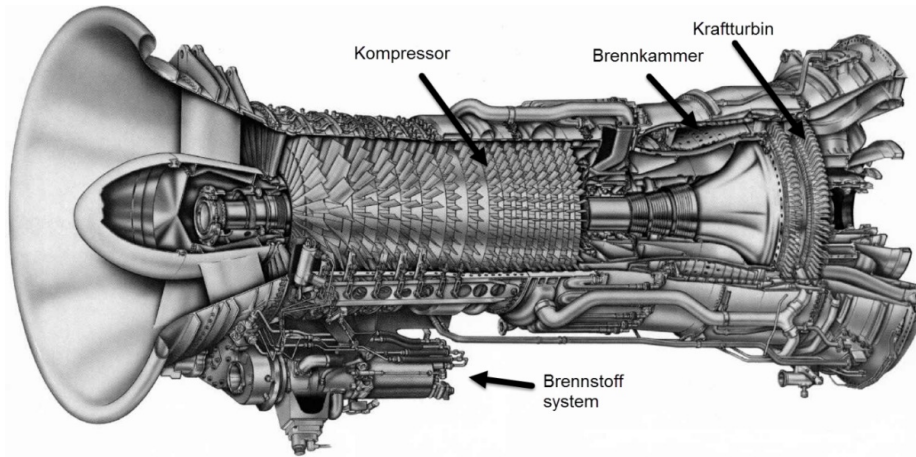
Hastighetsforandringen gir en viss reaksjonskraft i tillegg til selve aksjonskraften fra retnings-forandringen.



Figur 2.3.2.4 Aksialturbinhjul, skjematisk

### 2.3.3 Eksempel - Gassturbin type LM2500

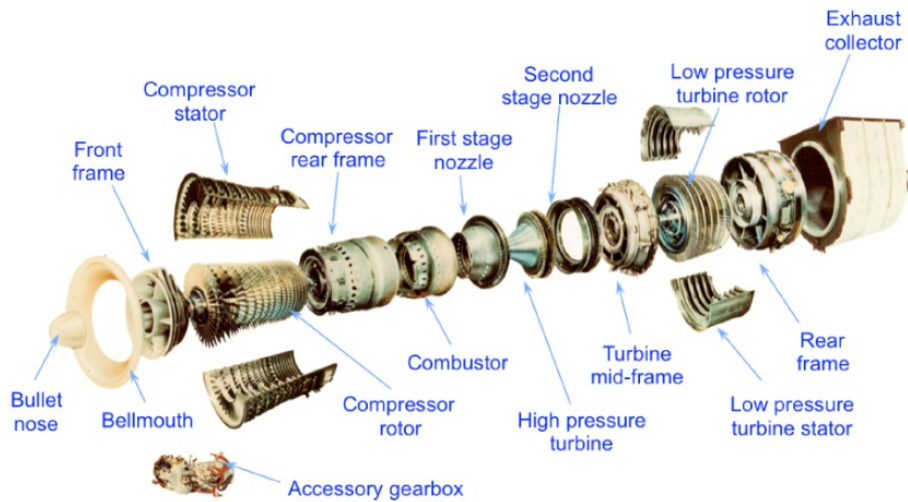
I figur 2.3.3.1 er vist utsnitt av en komplett gassturbin type LM 2500.



Figur 2.3.3.1 LM 2500 Gassturbin

LM2500 er en marin 2-akslet turbin med oppgitt ytelse på 25 000 kW og vekt 22 tonn. Den består av fire hovedkomponenter:

- En 16 trinns aksialkompressor med trykkforhold 18:1 og med 7 trinns regulerbare stator-hjul med ledeskovler.
- En luftkjølt høytrykksturbin som driver kompressor og nødvendige gir mv.
- En lavtrykks kraftturbin (3600 rpm)



Figur 2.3.3.2 Gassturbin, type LM2500

Figur 2.3.3.2 viser en oppdelt gassturbin av samme fabrikat.

# 3 Akselinstallasjoner

## 3.1 Akselinstallasjoner

Akselsystemet på skip har som oppgave å overføre den roterende kraften fra maskineriet til propellen som driver skipet gjennom vannet.

Dette kapitlet beskriver noen typiske eksempler på installasjoner og de forskjellige hoveddelene som inngår.

### 3.1.1 Aksel arrangement

Akselarrangement kan inndeles i direkte, indirekte eller kombinerte systemer. Direkte systemer er slik at drivmotoren overfører drivkraften med samme turtall som motoren.

De fleste større handelsskip har en saktegående dieselmotor som er direkte koblet til en propell.

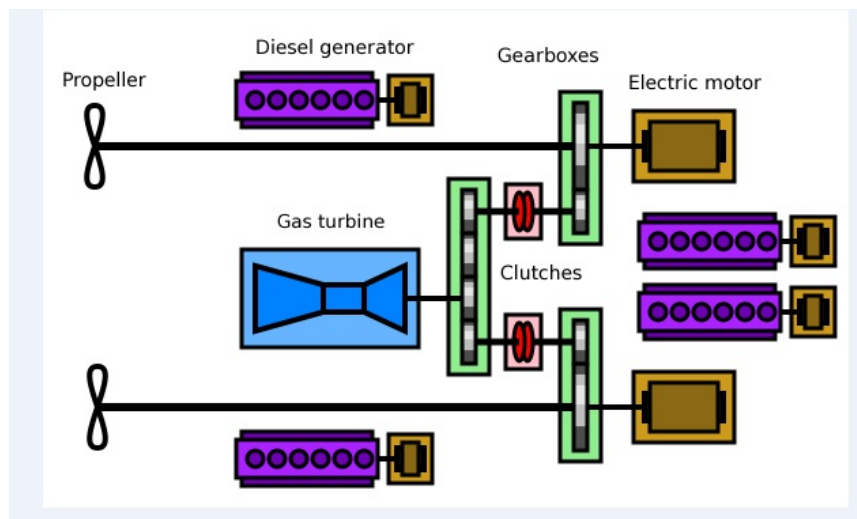
Indirekte systemer deles opp i mekaniske, hydrauliske og elektriske systemer. Ved bruk av medium – eller hurtiggående motorer er det ofte et reduksjons gir mellom motor og propell. Eller motoren kan drive en generator som produserer elektrisk strøm, som kan drive en elektrisk motor, som igjen driver propellen.

Kombinerte systemer dekker mange mulige løsninger. Tabellen under viser en oversikt over noen av de mest kjente:

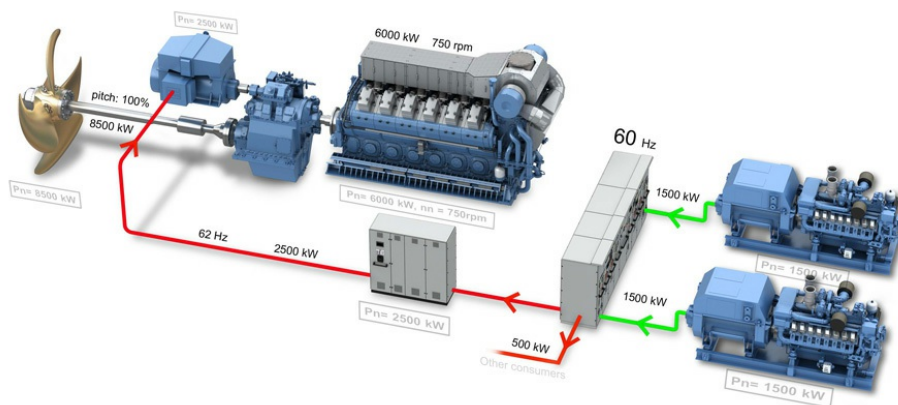
CODAG	Combined Diesel And Gas turbine
CODOG	Combined Diesel Or Gas turbine
COGAG	Combined Gas Turbine And Gas turbine
COGOG	Combined Gas Turbine Or Gas turbine
CODLAG	Combined Diesel-electric And Gas turbine
COGES	Combined Gas Turbine-electric and Steam
COSOG	Combined Steam Or Gas turbine
COSAG	Combined Steam Or Gas turbine

Figur 3.1.1.1 viser et CODLAG arrangement.





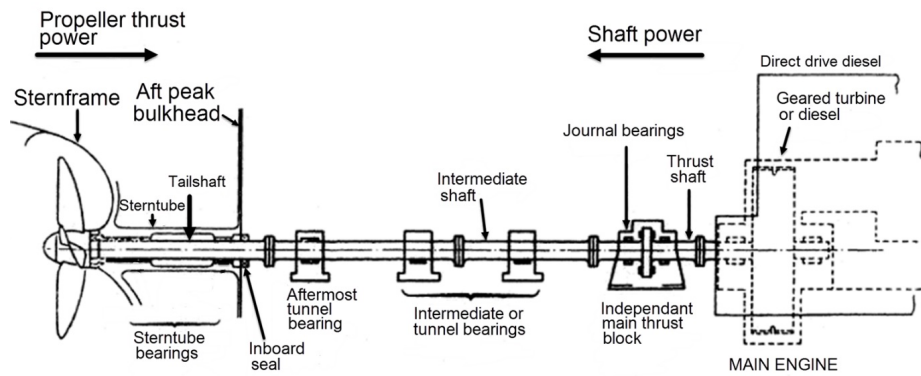
Figur 3.1.1.1 Akselarrangement - CODLAG



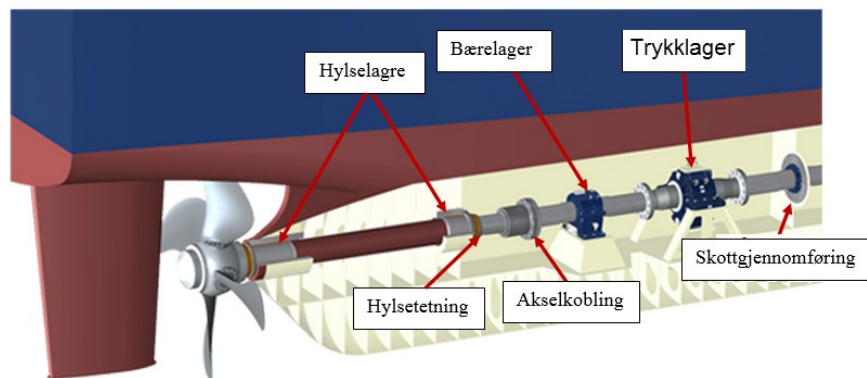
Figur 3.1.1.3 Diesel-elektrisk anlegg - Rolls Royce

Det viste anlegget leverer 8500 kW til propellakslingen og 500 kW til elektrisk forbruk. Dersom effektbehovet er lavere, kan en dieselgenerator levere 1000 kW til propellen og 500 kW til elektrisk forbruk. Hensikten er å utnytte motorene slik at vi oppnår størst mulig virkningsgrad for hele skipet.

Det vanligste akselarrangementet for handelsskip er likevel et system med en aksel, gjerne koblet sammen med en akselgenerator. Dette er et enkelt og effektivt system som passer godt i skip som tilbakelegger store distanser med mer eller mindre konstant effektbehov og der vi også kan utnytte energien i eksosgassen.



Figur 3.1.1.4 Typisk akselsystem med en aksling



Figur 3.1.1.5 Typisk akselsystem med en propell

Figur 3.1.1.5 viser et annet eksempel på akselsystem med en propell.

Avhengig av plasseringen til drivmotoren, kan akslingen ha få eller mange opplagringer.

På skip der stor effekt skal overføres til vannet eller der det er krav til redundans nyttes det to eller flere akslinger.

På skip med liten dypgående vil det også ofte bli brukt flere akslinger for å redusere propell diameteren mest mulig.

Med flere akslinger er det viktig at akslingen vinkles på en slik måte at den gir god nok plass til propellene uten at skyvet fra propellene blir redusert.

Plassering av motorene spiller også inn på hvor mange opplagringer som kreves.

## 3.1.2 Akselkomponenter

Akslinger blir ofte delt inn i forskjellige deler, for eksempel; Propellaksling, mellom- aksel, hylseaksel og trykkaksel.

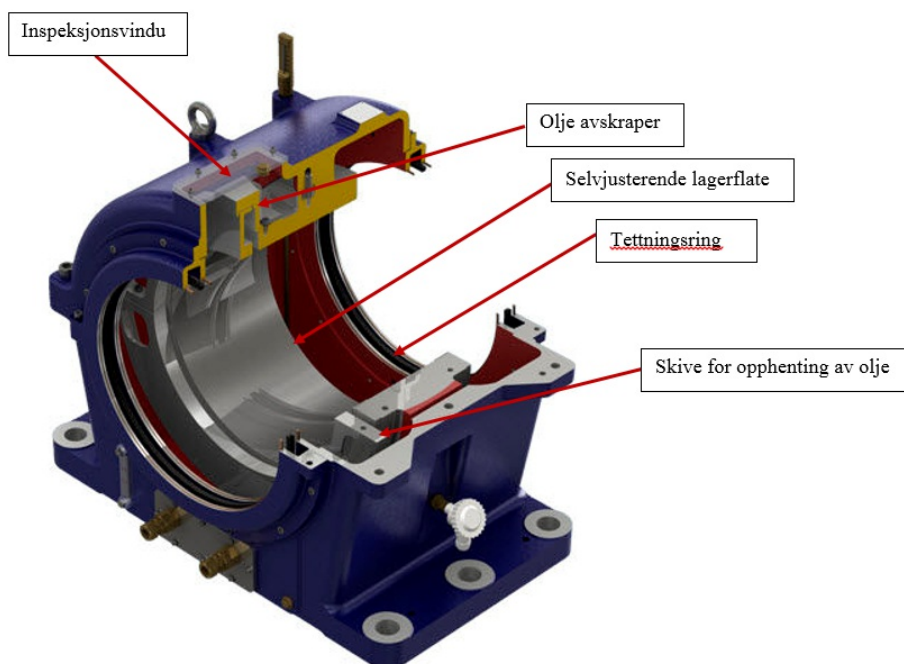
Akseldelene er satt sammen enten vha. bolter eller krympe-/klemkoblinger. Hensikten med delingen er å få håndterbare aksellengder og enklest mulig installasjon. Samtidig er det et ønske å ha så få deler som mulig.

Opplagring av akslingen er nødvendig for at den skal rotere uten kast. Det er mange forskjellige typer lagre som blir brukt, mest vanlig er bærelager, hylselager og trykklager.

### Bærelager

Bærelagrene er enten av en hydrodynamisk type eller av rullelager type, men hydro- dynamiske lagre er mest vanlig på større skip.

I figur 3.1.2.1 viser eksempel på et oljesmurt hydrodynamisk bærelager, fra svenske Cederwall. Det er olje-fylt og har en konstruksjon som gjør at senteraksen til lageret justerer seg etter senterlinjen til akslingen.



Figur 3.1.2.1 Bærelager - Cederwall

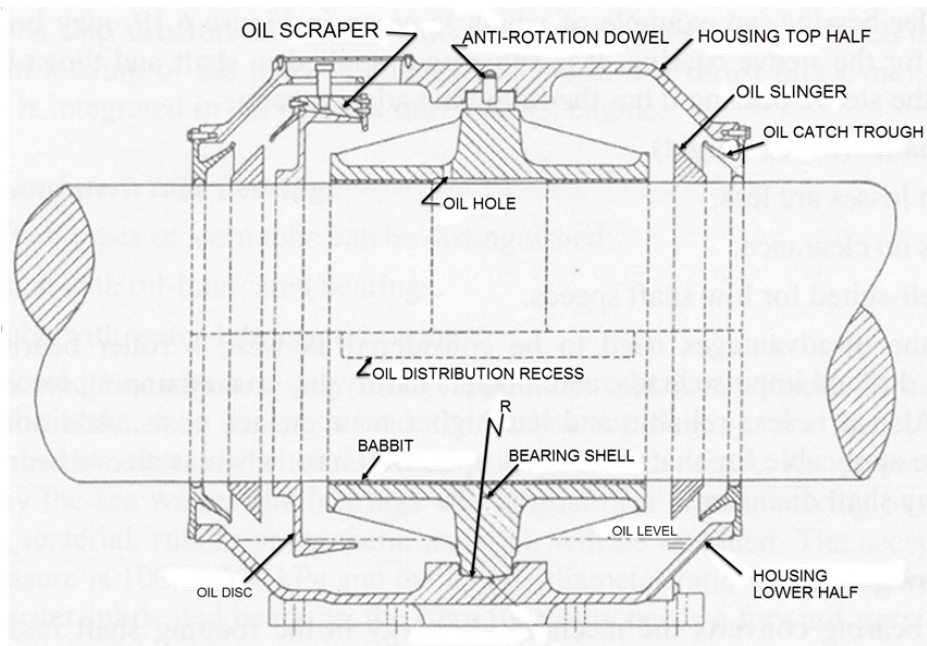
Lageret er også utstyrt med en skive som blir klemt fast på akslingen og som drar med seg olje til en skraper på toppen av lagerhuset. For å kunne observere at dette fungerer er det satt inn et inspeksjonsvindu, se figur.

Figur 3.1.2.2 viser eksempel på et selvjusterende oljesmurt lager.

Legg merke til skiven (oil disc) som går ned i oljebadet for å dra med seg olje. Olje skraperen (oil scraper) sørger for at oljen skrapes av skiven og renner inn på toppen av lagerflaten for å smøre selve anleggsflaten.

I tillegg er det oljeavkastningsringer i hver ende. Disse gjør at oljen som kommer ut av lagerflaten lettere slynges av. Hensikten er å få oljen til å sirkulere mest mulig i trauret og ikke bare henge med rundt.

Dette lageret er konstruert slik at det kan tilpasse seg etter akslingens bevegelser.

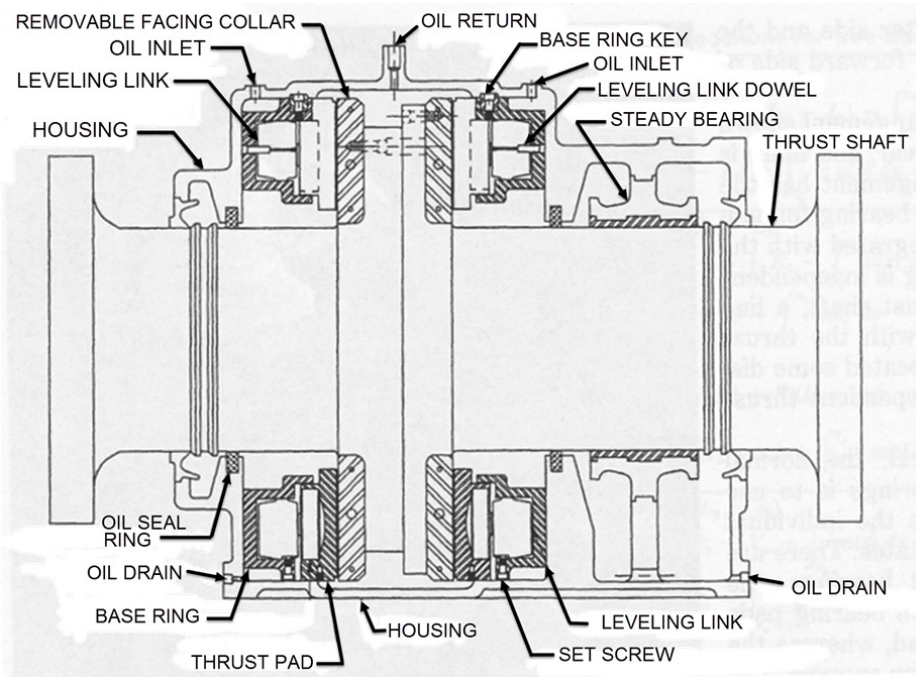


Figur 3.1.2.2 Selvjusterende oljesmurt bærelager

Denne type lager er meget driftssikre og kræver lite tilsyn. Det er likevel viktig å følge med oljenivået og at temperaturene er stabile.

## Tryklager

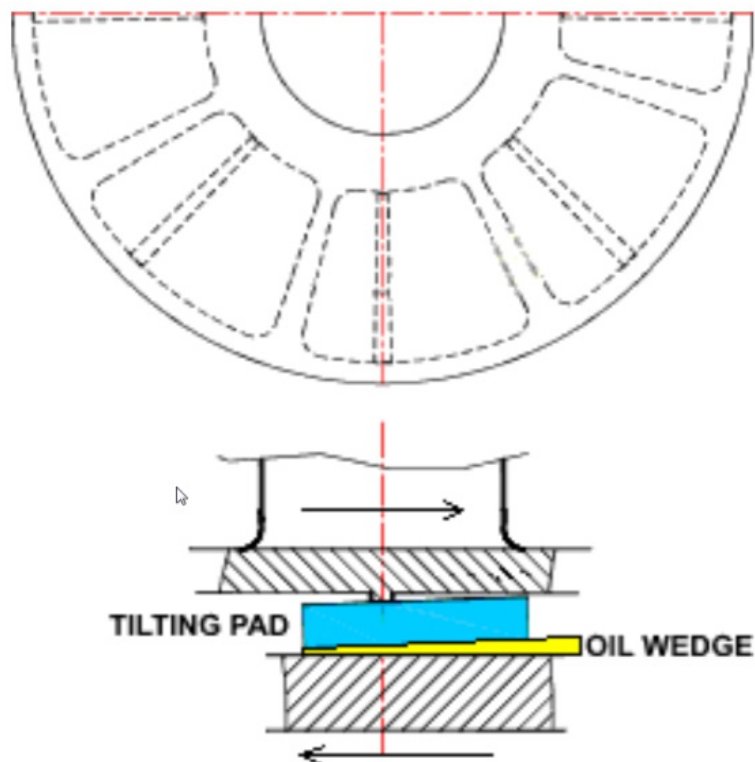
Tryklager (ofte kalt trustlager) er det viktigste og største lageret i fremdriftslinjen. Det skal overføre den aksielle trykk-kraften fra propellen til skroget. Tryklageret er derfor ofte inkludert i aktre del av motorbunrammen.



Figur 3.1.2.3 Tryklager med selvutlignende lager-flater

Figur 3.1.2.3 viser lengdesnitt av et typisk tryklager.

De fleste trykklagre er av typen, vist over, med lagersegmenter som ligger fordelt rundt en kraftig skive på akslingen, med segmenter på hver side for å ta opp kraften som virker når skipet bakker.



Lager segmentene er dreibare og opp- lagret eksentrisk, noe som bidrar til å bygge opp en hydrodynamisk olje film, som igjen gir god smøring og lav friksjon, selv om kraften er stor.

Figuren til høyre viser prinsippet.

På større skip vil lageret ha oljesmøring, med eller uten trykk, der oljen sirkulerer og blir kjølt av sjøvann, mens mindre lagre ofte bare er smurt av en viss mengde olje eller lagerfett.

### 3.1.3 Hylselager (Stern tube)

Åpningen der akslingen går ut gjennom skroget kalles akselhylse. Opplageringen, eller hylselagrene, er enten av vann- eller oljesmurt type.

Lagre som er smurt av sjøvann består ofte av mange staver som kan skiftes ut individuelt etter hvert som de slites.

Akseldelen som glir i lageret blir som regel utstyrt med en utvendig slitbar overflate som gir lav friksjon.

Lagermaterialer brukt i dag er ofte en bronsekvalitet eller en polymer med lav friksjon og høy slitestyrke. En fordel med lager av denne typen er at det er miljøvennlig. Ulempene er at lageret blir fortere slitt enn olje-fylte lagre pga. høyere friksjon.

Lageret er også mer romslig og kan gi større bøyepenninger i akslingen. Akslingen er også mer utsatt for korrosjon som kan gi groptæringer og sprekkdannelser.

Oljesmurte lagre gir lavest friksjon og beskytter akslingen godt. Selve lagerflaten kan også gjøres kortere fordi lagermaterialet tåler høyere trykkbelastning. Det blir ofte brukt hvitt-metall eller bronse på lager flatene.

Oljesmurte lagre vil som regel være utstyrt med temperaturmåling, som regel i akterste lager. Lagertemperaturen skal normalt ikke være høyere enn 20 °C over sjøvannets temperatur.

Den største ulempen med en oljesmurt hylse er nok faren for at det skal lekke ut olje. Det er også en mer kostbar løsning å anskaffe.

## Hylselager

Figur 3.1.3.1 viser eksempel på et hylselager. Lageret blir smurt ved hjelp av to smøreolje nivåtanker, en høy og en lav. Disse blir valgt ved hjelp av en tre-veis ventil i henhold til skipets dypgående, lav når skipet går i ballast og høy ved fullast. På figuren er høy tank valgt (High Grav. Tank).

Oljen blir pumpet fra lagertanken til valgt nivåtank, og renner derfra til hylselager og pakkboks ved hjelp av tyngdekraften (Gravity).

Nivåtanken blir automatisk fylt opp via smøreoljepumpen som er i drift og overskuddsolje blir kontinuerlig drenert til sumptanken via et overflodsørør.

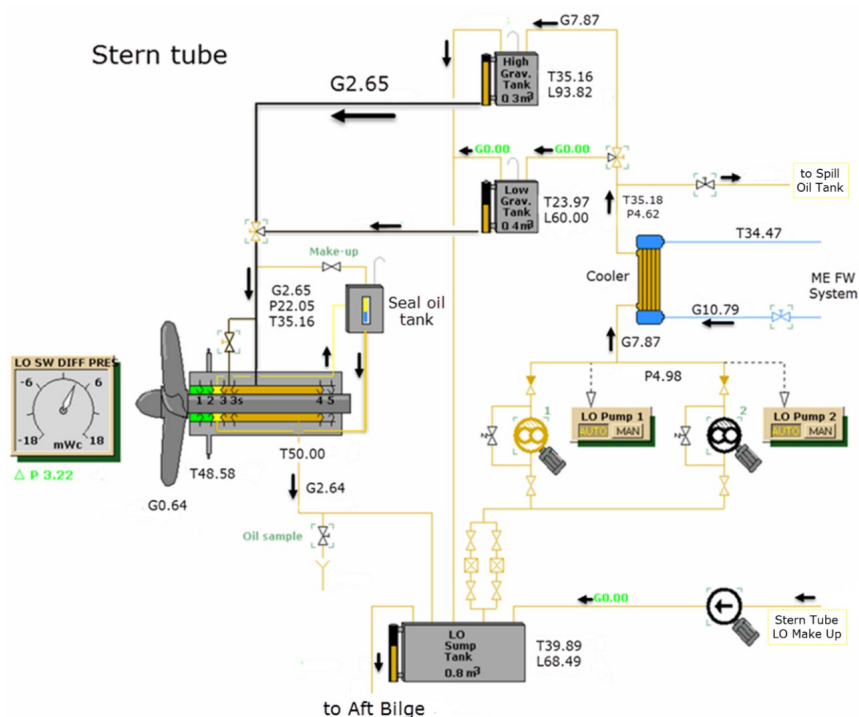
Olje fra pumpen til nivåtank blir ført gjennom en lavtemperatur ferskvannskjøler.

Dersom pumpen i drift ikke greier å opprettholde nivået i tanken, starter neste pumpe, forutsatt at den står i auto. Stopp av pumpene må gjøres manuelt.

Smøreolje sumptanken blir etterfylt ved å starte pumpen, se figur.

Oljen kan bli overført til spillolje tank, dersom den blir forurenset. Vanninnblanding kan dreneres via kran for prøvetaking (Oil sample).

Hylselageret har et tetteoljesystem i forkant, som kan etterfylles via nivåtank røret.



Figur 3.1.3.1 Hylse lager (Stern tube)

### Prosedyre - hylselager

- 1) Kontroller kjølevann til kjøler.
- 2) Etterfyll smøreolje sumptank om nødvendig.
- 3) Velg nivåtank (høy/lav) ved hjelp av treveis tilførsels ventil.
- 4) Velg korrekt tilførsels mengde til hylselager.
- 5) Kontroller at ventil for hylsetetning er åpen.
- 6) Start smøreoljepumpen manuelt.

- 7) Når en pumpe er startet, sett den andre i auto.
- 8) Dersom pumpen i drift ikke greier å opprettholde nivået i nivåtanken, starter stand by pumpen automatisk.
- 9) Kontroller nivå i tetteoljetank, og etterfyll om nødvendig, drener vann om nødvendig.
- 10) Stopp av pumpene skal foretas manuelt.

## Vripropell hydraulikkoljesystem

Vripropellens stigning blir operert ved hjelp av høytrykks hydraulikkolje, levert av to elektrisk drevne tannhjulspumper, se figur 3.1.3.2.

Normalt er en Pumpe i drift og den andre i stand by.

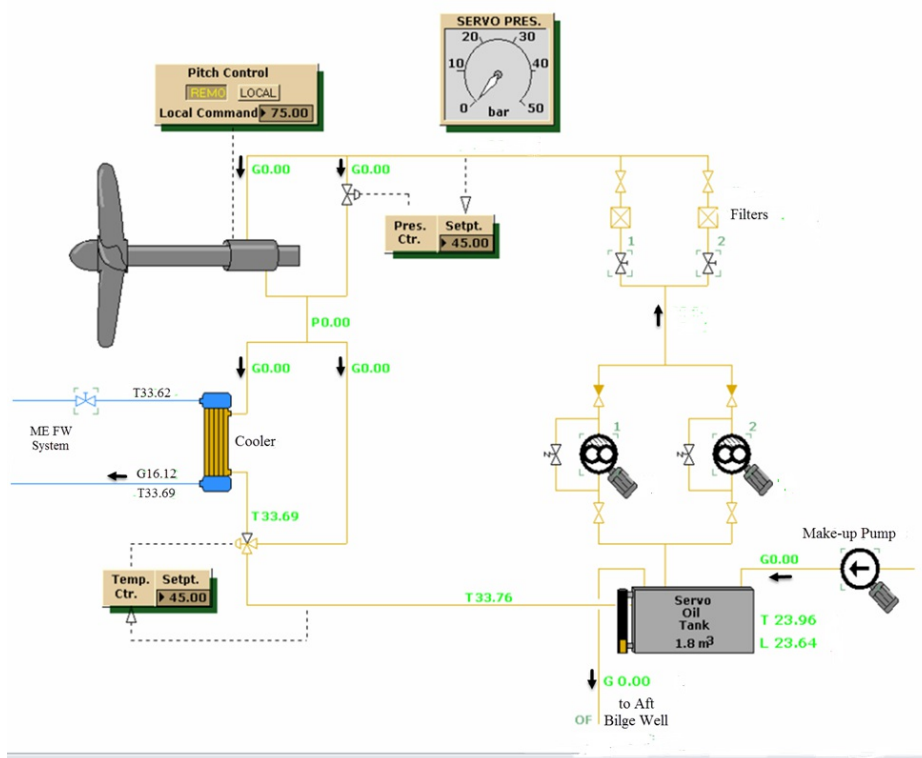
Regulering av propellstigningen er avhengig av oljetrykket, ved lavt oljetrykk blir endring av stigningen tregere. Dersom oljen er kald reagerer vripropell servoen senere.

Oljetrykk til vripropellssystemet er regulert av en P regulert trykk-kontrollventil, med normaltrykk (default) innstilt på 45 bar.

Returoiljen blir kjølt av en LT ferskvannskjøler, innstilt på 45 °C, som også er styrt av P kontroller. Oljen dreneres til servo oljetanken.

### Prosedyre (VP system)

- 1) Saltvann- og ferskvanns systemet må være i drift.
- 2) Åpne FW innløpsventil til servo oljekjøler.
- 3) Åpne ventil til valgt filter.
- 4) Kontroller nivå i servo oljetank.
- 5) Velg lokal eller fjernkontroll av propellstigning.
- 6) Start smøreoljepumpen lokalt eller fra kontrollpanel.
- 7) Sett smøreolje pumpene i auto.



Figur 3.1.3.2 Propell hydraulikkoljesystem (Propeller Servo Oil System)

## 3.2 Pumpetyper og væskestrømning

### 3.2.1 Pumpetyper

De vanligste pumpetyper om bord er såkalte fortreningspumper (tannhjuls- og skrue pumper) og sentrifugalpumper. I fortreningspumper er transportert væskemengde i prinsippet like stort for hver omdreining, dvs. tilnærmet uavhengig av mottrykket. Derfor må trykkventilen alltid være åpen for å unngå å sprengne ledningen på trykksiden.

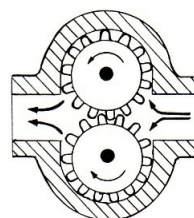
For sentrifugalpumper er leveringsmengden avhengig av turtall og mottrykk mv.

#### Tannhjuls-pumpa

Pumpen har to tannhjul med utvendig fortanning, der det ene hjulet driver det andre. Tannhjulene er altså i inngrep med hverandre.

Når hjulene roterer, trekker de væske med inn i mellomrommene mellom tennene og fører den frem langs innerveggen av pumpehuset fra suge- til trykkside.

Tannhjuls-pumpa er selvsugende, begrenset til ca. 7-8 meter sugehøyde, avhengig av væsketype og temperatur, idet økt temperatur gir synkende sugehøyde på grunn av koking (dampdannelse), kalt kavitasjon.



Figur 5 Tannhjuls-pumpe

#### Skrue-pumpa

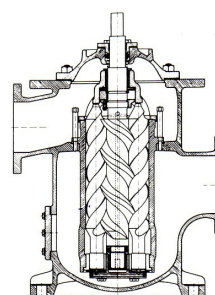
Figur 3.2.1.2 viser en 3-spindlet skrue-pumpe.

Pumpa er bygget opp med tre roterende skruer, en midt-skrue og to symmetriske sideskruer som roterer i et kammer.

Yttersiden av skruegjengene er utformet slik at de tetter mot kammeret og innbyrdes mot hverandre.

Ved rotasjon blir pumpemediet forflyttet aksielt med jevn hastighet, dvs. mediet roterer ikke, men beveger seg rettlinjert i en jevn og støt-fri strøm.

Drivskruen i midten og sideskrueene roterer i motsatt retning og sideskrueene utfører ikke noe pumpearbeid, de fungerer kun som tetnings-sleider



Figur 3.2.1.2 Skru-pumpe

#### Sentrifugal-pumpa

Figur 3.2.1.3 viser en sentrifugal-pumpe, skjematisk.

Når skovlene roterer blir det overført energi fra skovlene til væsken, samtidig oppstår det en sentrifugalkraft som driver væsken utover.

Det blir skapt et undertrykk ved den indre delen av pumpehjulet, slik at det strømmer ny væske inn gjennom sugeinntaket.



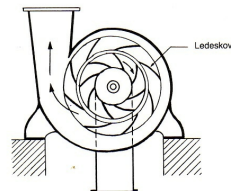
## 3.2.2 Pumpekurver og regulering

Fra termodynamikken følger at friksjonsmotstand og enkeltmotstander i et pumpesystem øker (tilnærmet) proporsjonalt med kvadratet av hastigheten.

Totalmotstanden eller leveringshøyden (H) kan derfor uttrykkes ved:

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

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



Leveringshøyden (H) er altså i prinsippet proporsjonal med annen potens av volumstrømmen.

I figur 3.2.2.1 er vist en typisk systemkurve for et kjølevannssystem på skip. I figuren er også vist en turtallskurve (pumpekurve) for en sentrifugalpumpe.

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

### Pumperegulering

Ved konstant omdreiningstall vil som nevnt, en stempelpumpe levere tilnærmet konstant væskemengde, uansett leveringstrykk. For sentrifugalpumpe vil derimot væskemengden øke når leveringstrykket blir redusert. 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

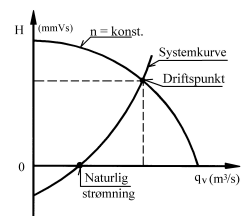
Ved struperegulering innfører vi et ekstra trykktap ( $\Delta H$ ) i systemet og dermed får vi en "ny" systemkurve.

I figur 3.2.2.2 er prinsippet for strupe-regulering vist, driftspunktet flyttes fra (1) til (2) langs turtallskurven.

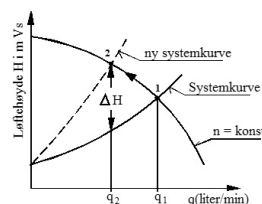
Strupetapet  $\Delta H$  må tilpasses slik at skjæring mellom ny systemkurve og pumpekurven er lik ønsket leveringsmengde.

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

Figur 3.2.1.3 Sentrifugalpumpe



Figur 3.2.2.1 Systemkurve

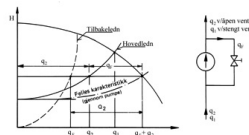


Figur 3.2.2.2 - Struperegulering

## Omløps regulering

Ved denne reguleringsformen blir en del av væskestrømmen ledet forbi hele eller deler av systemet i en egen omløps eller tilbake lednings-gren. På denne måten blir trykktapet i systemet redusert, samtidig som væskemengden gjennom systemet blir redusert, se figur 3.2.2.3.

Ved å åpne omløpsventilen flytter vi driftspunktet langs systemkurven som vist i figuren. Denne reguleringsformen gir også et "unyttig" energitap ved struping i tilbakeledningen.



Figur 3.2.2.3 Tilbakelednings-regulering

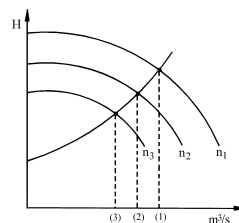
## Turtallsregulering

Ved å endre pumpeturtallet, endrer vi pumpekurven.

I figur 3.2.2.4 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 reguleringsformen og mindre enn for strupe- og tilbake-lednings regulering.

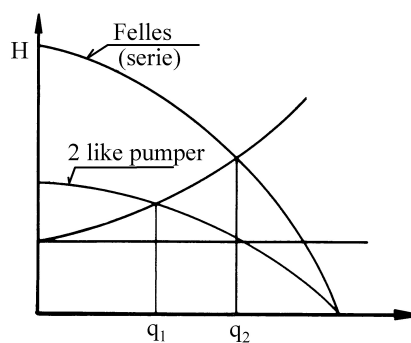
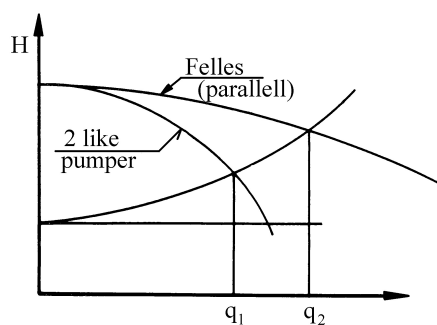


Figur 3.2.2.4 Turtallsregulering

## Parallell- og seriekoping av pumper

En annen måte å endre leveringsmengde og leveringshøyde på er å kople 2 pumper i henholdsvis parallell eller serie. I figur 3.2.2.5 er vist pumpekarakteristikken for 2 like pumper koplet i parallell. Av figuren ser vi at ved uforandret rørdimensjon, får vi bare en liten økning av volumstrømmen ved parallellkopling.

Figur 3.2.2.6 viser prinsippet for seriekoping av 2 like pumper. Som vi ser av figuren gir seriekoping omtrent samme leveringsmengde og trykkhøyde som ved parallellkopling, men dette vil variere med den aktuelle pumpe- og systemkarakteristikken.



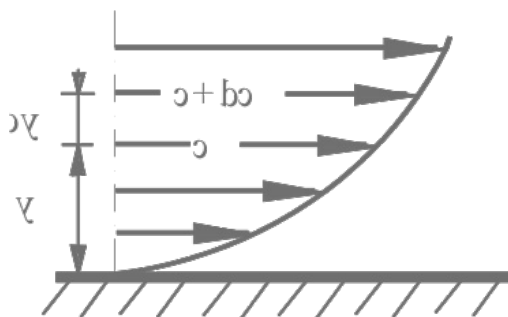
Figur 3.2.2.5 To like pumper i parallell Figur 3.2.2.6 - To like pumper i serie

## 3.2.3 Viskositet og pump-barhet

### Viskositet

Viskositet er uttrykk for seighet. Fluidet motsetter seg at forskjellige lag i mediet strømmer med forskjellig hastighet. Motstanden ytrer seg som en skjærspenning langs sjiktene orientert i strømningsretningen.

Når et fluid strømmer langs en fast vegg, vil strømningshastigheten nær overflaten kunne variere som vist i figur 3.2.3.1. Inne ved veggen, dvs. for  $y = 0$  er  $c = 0$ . Mellom to vilkårlige sjikt i avstanden ( $dy$ ) er hastighetsforskjellen ( $dc$ ).



Figur 3.2.3.1 - Strømningshastighet nær en veggflate

Ifølge Newton er den indre friksjonen eller skjærspenningen mellom sjiktene bestemt av følgende ligning:

$$\tau = \mu \frac{dc}{dy} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Faktoren ( $\mu$ ) kalles *dynamisk viskositet* eller *absolutt viskositet*, med dimensjon  $\text{Ns/m}^2$ .

I strømningslæren innfører vi begrepet *kinematisk viskositet*, definert ved:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

Kinematisk viskositet får dermed dimensjonen  $\text{m}^2\text{/s}$ .

Viskositeten oppgis ofte i centi Stoke (cSt) ved 50 °C eller 100 °C. ( $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2\text{/s}$ ).

Kinematisk viskositet ( $\nu$ ) er en stoffkonstant som avhenger av trykk og temperatur, men i de fleste praktiske anvendelser kan vi se bort fra trykkets innvirkning. Et unntak er viskositeten av brennolje ved innsprøyting i dieselmotorer, der trykket kan bli svært høyt, opptil 1000 bar eller mer. Viskositeten vil da øke med opptil 30 %, fra f.eks. 15 cSt etter forvarmer til ca. 20 cSt ved innsprøyting.

### Laminær/turbulent strømning - pump-barhet

Strømningsforholdene for flytende og gassformige medier i rørledninger er vanligvis enten laminær eller turbulent.

Ved laminær strømning er partiklenes bevegelsesbaner eller strømlinjer stort sett innbyrdes parallelle. De forskjellige sjiktene blander seg ikke med hverandre. Hastigheten i sjiktene er forskjellig, noe som gir opphav til friksjonskrefter som igjen kan beregnes når viskositeten er kjent.

I figur 3.2.3.2 er vist hastighetsfordelingen ved laminær strømning i et sirkulært tverrsnitt.

Hastigheten er størst i sentrum og tilnærmet null ved kanten.

Maksimalhastigheten blir omtrent det doble av middelhastigheten på grunn av den parabel- formede hastighetskurven.

Laminær strømning inntreer når hastig heten er svært lav, eller viskositeten høy.

Turbulent strømning inntreer når hastigheten øker over en viss grense eller ved annen påvirkning. Strømlinjene blir da ikke lenger regelmessige og parallelle, og sjiktene blander seg med hverandre. Dermed får vi en utjevning av hastighetsfordelingen over tverrsnittet, se figur 3.2.3.3.

Hastigheten ved kanten er også her tilnærmet lik null, men den stiger raskt til en verdi nær den maksimale i sentrum.

Middelhastigheten blir omkring 85 % av den maksimale.

Omslaget fra laminær til turbulent strømning skjer for Reynolds tall omkring 2300.

### Reynolds tall

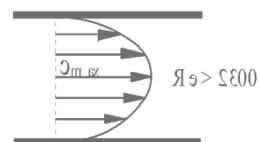
Reynolds tall,  $Re$ , er en dimensjons løs størrelse som er karakteristisk for all strømning, definert ved:

$$Re = \frac{c \cdot d_h}{\nu}$$

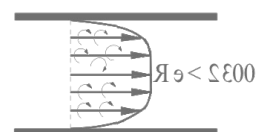
$c$  = middelhastigheten (m/s)

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

$\nu$  = kinematisk viskositet ( $m^2/s$ )



Figur 3.2.3.2 Laminær strømning i rør



Figur 3.2.3.3 Turbulent strømning

### Pump-bar-het

Forsøk har vist at for rørstrømning skjer omslaget fra laminær strømning til turbulent strømning ved  $Re \approx 2300$ . Grenseverdien kan imidlertid variere noe, avhengig av de ytre betingelser.

$Re = 2300$  kalles kritisk Reynolds tall.

For strømning av væske eller gass med kjent viskositet og rørdiameter kan vi herav beregne kritisk hastighet eller grensehastigheten for omslag til laminær eller turbulent strømning. Vi ser på noen eksempel.

### Eksempel - Grensehastighet for vann

Bestem grensehastigheten for vann av  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  som strømmer i et rør med  $d = 2,5\text{ cm}$ .

For vann er  $\nu = 1,0 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/s$ .

$$\text{Grense hastighet } c_{gr} = \frac{\nu \cdot Re}{d} = \frac{10^{-6} \cdot 2300}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 0,09\text{ m/s}$$



### VANNSTRØM

En vannstrøm er altså normalt turbulent da hastigheten sjelden er så lav som 0,1 m/s.

### Eksempel - Grensehastighet for smøreolje

Bestem grensehastigheten for smøreolje som har viskositet ( $\nu$ ) =  $0,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  ved strømming gjennom en rørledning med diameter  $d = 2,5 \text{ cm}$ .

$$\text{Grense hastighet } c_g = \frac{\nu \cdot \text{Re}}{d} = \frac{10^{-6} \cdot 2300}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 0,09$$

!

#### OLJE

For olje og andre seigtflytende medier er altså strømmingen som regel laminær, da hastigheten sjelden er så høy som  $5,5 \text{ m/s}$ .\*

### Eksempel - Grensehastighet for luft

Bestem grensehastigheten for luft med viskositet  $0,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  ved strømming gjennom en rørledning med diameter  $d = 10 \text{ cm}$ .

$$\text{Grense hastighet } c_g = \frac{0,15 \cdot 10^{-4} \cdot 2300}{0,1} = 0,3 \text{ m/s}$$

!

#### LUFTSTRØM

En luftstrøm i et rørsystem er altså normalt turbulent, da hastigheten som regel er større enn  $0,3 \text{ m/s}$ .\*

## 3.3 Hjelpesystemer og utstyr

Vi skal her beskrive oppbygning og virkemåte for typiske hjelpesystemer og utstyr.

### 3.3.1 Kjølevannssystemet

#### Formål

Formålet med kjølevannssystemet er kjøling av hovedmotor, der vi må bortføre omkring 20 - 30 % av tilført energi med brennoljen. I tillegg må vi også kjøle hjelpemotorer, kompressorer, varmevekslere og aksellagre mv.

Som kjølemedium bruker vi både sjøvann og ferskvann, og indirekte også smøreolje og brennolje for henholdsvis stempler og brennstoffdyser.

Kjøling av dieselmotorer er viktig av flere årsaker. Den mekaniske styrken av materialer avtar med høyere temperatur. Videre er smøreoljens viskositet (seighet) følsom for temperaturer, og ved høy temperatur vil dessuten oljen miste sin smøreevne.

I tillegg til selve temperaturnivået er også temperaturforskjellen i motordeler viktig, da store temperaturforskjeller kan føre til deformasjoner og termiske spenninger.

I nedre temperaturnivået kan det dannes svovelsyre på grunn av kondensering av forbrenningsprodukter. I sjøvann vil vi få kalkavleiringer ved temperatur omkring 45 °C, samtidig som temperaturnivå på omkring 60 °C er nødvendig for å unngå syredannelse mv. Det er derfor nødvendig å benytte ferskvann som kjølemedium i dieselmotorer der temperaturnivået er høyt.

#### Sjøkjølevanns-systemet

I figur 3.3.1.1 er vist hoved sjøkjølevanns-systemet for simulatormotoren, påført temperaturer og strømningsmengder ved normal drift av HM.

Systemet består av to hovedsjøkjølevannspumper (SW Pumps), med normalt en pumpe i drift og en i reserve, samt en hjelpe-sjøkjølevannspumpe (Aux).

Kjølevannspumpene tar vann fra sjøkassene gjennom filtre. Øvre sjøvannsinntak (High Suction) på skipssiden blir brukt på grunt vann for å hindre at slam og sand kommer inn i systemet, mens bunninntaket (Low Suction) skal hindre at luft kommer inn i systemet under slingring.

Hoved sjøkjølevannspumpene leverer til:

- Ferskvannskjøler 1 (FW Cooler 1)
- Ferskvannskjøler 2 (FW Cooler 2)
- Damp kondenser (Steam Condenser)
- Ferskvannskjøler DG1
- Ferskvannskjøler DG2
- Ferskvannsgenerator (Fresh Water Generator), ofte kalt EVA
- "Air Conditioning"

Under lasteoperasjoner vil det bli økt belastning på damp-kondenser. For å opprettholde tilstrekkelig kjølevannstilførsel under slike forhold er det installert en hjelpepumpe (Aux.) i systemet.

For å unngå for lav sjøvannstemperatur inn på kjølerne er det installert en resirkulasjons- ventil, som resirkulerer vann fra overbordledningen tilbake til sugesiden av sjøvannspumpen, se figur 3.3.1.1.

Resirkulasjonsventilen er pneumatisk operert og styrt av en PID kontroller, som på figuren er innstilt på 20 °C. Dersom temperaturen etter sjøvannspumpen kommer under 20 °C, vil altså noe vann bli resirkulert.

Resirkulasjonsrøret er tynnere enn overbordledningen, noe som gjør at strømnings- motstanden er større og begrenser derfor strømningsmengden i returledningen.

De to brann- og servicepumpene (Fire & G.S.) har til formål å levere sjøvann til brannledning og ballastsystemet. De tar fra hovedsjøkjølevannsledningen.

Hoved sjøkjølevannspumpe nr. 2 kan bli brukt som nødløsepumpe, via en egen rør-forbindelse.

Nød-brannpumpen tar fra en separat sjøkiste, se figur 3.3.1.1.

## Ferskvannskjølesystem

I figur 3.3.1.2 er vist eksempel på et ferskvannskjølesystem, påført temperaturer og strømningsmengder ved normal drift av hovedmotoren.

Ferskvannskjølesystemet er delt inn i to system:

- Lavtemperatursystem (LTFW)
- Høytemperatursystem (HTFW)

### Lavtemperatursystemet (LTFW)

Ferskvann i lavtemperatursystemet sirkulerer gjennom kjølere for:

- Startluft kompressorer
- Arbeidsluft kompressorer
- Smøreolje system for turbogenerator, lasteturbiner, hylse, propeller og hydraulikkolje
- Spyleluft kjølere for hovedmotor
- Kjøling av kamakselsmøreolje

Lavtemperatur ferskvannspumpen (LTFW, normalt er 1 i drift) leverer vann gjennom ovennevnte kjølere, se figur 3.3.1.2.

Ferskvannet blir kjølt av sjøvann (SW). Hjelpepumpen (Aux) blir brukt under landligge.

Temperaturen i LTFW systemet blir regulert av en PID kontroller, som aktiverer en treveis blandeventil, plassert etter de to ferskvannskjølerne. Kontrolleren kan opereres manuelt eller automatisk. Inn signal til kontrolleren er vanntemperaturen før LTFW pumpene, se figur 3.3.1.2.

I LT/HT forbindelsen, blir noe vann fordelt til FW kjøler, mens noe blir ledet til HTFW systemet. På figuren blir 652 t/h ført til FW kjøler, mens 36 t/h blir ført til HTFW systemet.

### Høytemperatursystemet (HTFW)

Høytemperatursystemet kjøler (ME) sylindreforinger. Noe overskuddsvarme blir dessuten brukt i ferskvannsgeneratoren (Eva).

Ferskvannet blir sirkulert av to hoved pumper (HTFW Pumps, normalt en i drift) og en hjelpepumpe (Aux).

Hjelpepumpen (Aux) blir brukt under landligge.

Dersom HTFW pumpene stopper, vil fortsatt noe vann strømme gjennom systemet, så lenge en av LTFW pumpene er i drift.

Dersom hovedmotoren har vært stoppet over lengre tid, er det nødvendig å forvarme HTFW systemet ved hjelp av forvarmeren, som får tilført damp.

Utluftingsventilen i HTFW systemet bør alltid være åpen, dette for at litt vann skal strømme fra sylindrene til ekspansjonstanken og trekke med seg eventuelle luftbobler i systemet.

HTFW systemet blir regulert av en PID regulator, ved hjelp av en treveis blandeventil, som blander varmt vann fra hovedmotor og kaldt vann fra LT/HT forbindelsen.

Temperaturføleren i utløpet fra motoren kan flyttes til innløpet.





## 3.3.2 Smøreoljesystem

I et smøreoljesystem har oljen normalt en dobbel oppgave, nemlig smøring og kjøling. Fordi hoved- og hjelpemotorer vanligvis skiller seg fra hverandre konstruksjons- og driftsmessig, har de ulike krav til smøreoljetype, og smøreoljesystemene holdes derfor vanligvis atskilt.

I forbrenningsmotorens forskjellige lagre skal oljen i tillegg til å smøre glideflatene også føre bort den friksjonsvarmen som dannes i lagrene. I enkelte motortyper blir system-oljen også brukt til kjøling av stemplene, mens andre typer benytter vann til dette formål.

For smøring av hovedmotorens sylindre benyttes et eget system med basisk spesialolje, som tilføres smørestedet ved hjelp av en såkalt lubrikator drevet av motoren selv. Denne sylindroljens funksjon er å redusere friksjon, å nøytralisere syredannelse (svovel) i størst mulig grad og å løse opp og fjerne forbrenningsrester i ringsporene.

### Hovedsmøreoljesystem

I figur 3.3.2.1 er vist eksempel på et smøreoljesystem, påført temperaturer, trykk og strømningsmengder for normal drift (Normal Continuous Rating, NCR) av hovedmotoren.

Smøreoljesystemet er delt inn i 3 separate system:

- Hovedmotorens smøreoljesystem (Main Engine Lub. Oil System).
- Kamaksel smøreoljesystem (Cam Shaft Lub. Oil System).
- Sylindrer smøreoljesystem (Cylinder Lub. Oil System).

Hovedmotorens smøreoljesystem (ofte kalt systemolje) omfatter foruten nødvendige ventiler og filtre etc., følgende utstyr:

- 1 stk. smøreolje systemtank på 58 m<sup>3</sup>, plassert under hovedmotoren.
- 2 stk. hoved smøreoljepumper (Main Pumps), hvorav 1 normalt er i reserve «stand by».
- 2 stk. plate kjølere, hvorav 1 normalt er i reserve (stand by).

Ved normal drift er kun en hoved smøreoljepumpe i drift. Pumpen tar olje fra sumptanken og leverer hovedmengden olje til den av kjølerne som er åpen, mens resterende oljemengde ledes utenom kjøleren, se figur 3.3.2.1

Mengde olje som føres gjennom eller utenom kjøleren blir regulert av en PI temperatur- kontroller ved hjelp av en treveis reguleringsventil, se figur 3.3.2.1. På figuren ser vi at 391 t/h blir ført gjennom kjøleren, mens 52 t/h blir ført utenom.

Hoved smøreoljepumpene er av såkalt fortrenningstype og er derfor utstyrt med en omløps ledning «by pass» og sikkerhetsventil som åpner og slipper olje forbi pumpen dersom trykket overstiger innstilt trykk.

Fra kjøleren føres oljen via et automatisk «Back Flush» filter eller et «by pass» filter inn på motoren, gjennom denne og deretter tilbake til systemoljetanken.

Av figur 3.3.2.1 ser vi videre at hovedmengden av sirkulert smøreolje (391 t/h) blir (via teleskopprør) ført til en manifold, der oljen blir fordelt til stempelkjøling og lagersmøring (krysslager og veivlager). Fra krysslagerne ledes oljen gjennom boringer i veivstenger til veivlagerne.

Resterende mengde sirkulert smøreolje (52 t/h) går til smøring av rammelager, registerkjede og trustlager.

Systemoljetanken etterfylles med ny olje fra lagertank via en spe-pumpe (Make Up Pump).

Oljen i systemoljetanken kan også rund-separeres.

Smøreolje filtrene må kontrolleres regelmessig for å unngå for stort trykkfall og redusert gjennomstrømning.

Oljenivå i systemoljetanken er overvåket og må etterfylles ved behov. Men merk at i dårlig vær er nivået ofte ustabil og det kan da oppstå falske alarmer og auto stopp, særlig når nivået i tanken er lavt.

Ved varmgang i veiv- eller rammelager oppstår det fare for dannelse av såkalt oljetåke (Oil mist) i veivrommet, noe som i verste fall kan føre til veivroms eksplosjon. For mer om dette vises til avsnitt om veivroms eksplosjon.

## Sylinder- og kamakselsmøring

Sylinderoljesystemet består av en dagtank (Day Tank), plassert over motoren. Oljen renner fra dagtanken til lubrikatorene ved hjelp av statisk trykkehøyde.

Forbruk av sylinderolje med konvensjonelle lubrikatorer er i praksis omkring 1- 1,2 g/kWh, dvs. forbruket er avhengig av motorbelastningen.

Dagtanken blir etterfylt regelmessig ved å pumpe olje fra en lagertank. Lavt nivå i sylinder- oljetanken utløser «slow down/shut down» av hovedmotoren.

### Anmerkning!

B&W har utviklet en type lubrikator, kalt «Alpha Lubricator», der sylinderolje blir sprøytet inn i sylinderen under trykk (ca. 40 bar). Innsprøytingen skjer under kompresjonsslaget og starter like før øverste kompresjons ring passerer smørehullene. Mengde olje som blir tilført er bestemt av 2 parametere, brennoljens svovelinnhold og motorbelastning.

Avhengig av innstilt mengde blir sylinder-oljen sprøytet inn hver 2., 3. eller 4. omdreining. Med denne metoden kan mengde sylinderolje reduseres betydelig, ifølge B&W til omtrent halvparten, dvs. til omkring 0,6 – 0,8 g/kWh.

(Alpha Lubrikatoren er nærmere beskrevet i avsnitt 1.1)

Tilsvarende lubrikator system er også utviklet av Sulzer.

### Kamakselsmøring

Smøreoljesystemet for kamaksel er adskilt fra hovedmotorens smøreoljesystem, dette først og fremst for å unngå innblanding av brennolje i system-oljen, se figur 3.3.2.1.

Kamakselsystemet omfatter følgende utstyr:

- 2 stk. smøreoljepumper, hvorav en normalt er reserve (“stand by”).
- 1 stk. kamaksel smøreoljetank.
- 2 stk. filter, hvorav ett normalt er reserve.
- 1 stk. trykkregulator med returlinje til smøreoljetank.
- 1 stk. lavtemperatur ferskvannskjøler med temperaturkontroller etc.

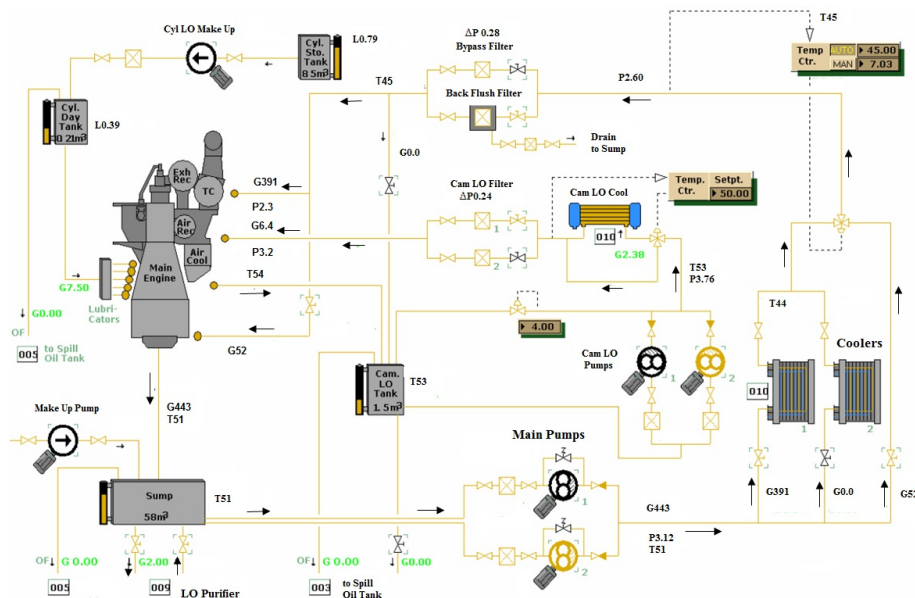
Etterfylling av kamaksel smøreoljetanken tas fra hoved smøreoljesystemet (etter smøreolje filteret).

Kamaksel smøreoljen samles i en separat smøreoljetank.

Trykket i systemet opprettholdes ved hjelp av 2 kamaksel LO pumper med trykkregulering og returløp til kamaksel smøreoljetanken.

Smøreoljetemperaturen blir regulert av en P kontroller, som ved hjelp av en tre-veis ventil regulerer oljemengden som føres gjennom eller utenom kjøleren. På figur 3.3.2.1 er temperaturen satt til 50 °C.

Filtrene må rengjøres regelmessig for å unngå for stort trykkfall og redusert gjennom- strømning.



Figur 3.3.2.1 - Hoved smøreljesystem

## Smørelje egenskaper og krav til oljen

I det etterfølgende gis en kort innføring om smøreljeegenskaper, med betydning for bruk om bord i skip.

### Hovedkrav til smørelje

- Redusere friksjon.
- Kjøle  $\Rightarrow$  transportere varme (til kjøler).
- Rense  $\Rightarrow$  fjerne forurensninger (separator).
- Tette mellom stempelringer og foring.
- Beskytte maskineriet mot syreangrep, korrosjon og beleggdannelse.

### Smøreljeadditiver - formål:

- Hindre oksidasjon,  $t < 82$  °C ubetydelig oksidasjon.
- Korrosjon - alkalitet (TBN = mg KOH per g olje).
- Nøytralisere syre: (Tilsetn.:  $\text{CaCO}_3 + \text{H}_2\text{SO}_4 \Rightarrow \text{CaSO}_4$  (kalsiumsulfat) +  $\text{H}_2\text{O}$  og  $\text{CO}_2$ ).
- Slitasjereduksjon - EP- tilsetninger  $\Rightarrow$  forbedrede grensesmøreegenskaper.
- Bakteriedrepende  $\Rightarrow 30 - 40$  °C  $\Rightarrow$  sterk vekst. Motvirkes v/tilsetning av biocider.
- Viskositetsindeks (VI) - typisk 60 - 160. (Høy VI  $\Rightarrow$  lite temperaturavhengig).
- Antiemulgering - (bil-olje emulgerer vann, dvs. utseparering av vann vanskelig).
- Termisk stabilitet - Stempel kjøleolje  $\Rightarrow$  temp. problem  $\Rightarrow$  "cracker" v/300 °C.
- Hindre skumdannelse  $\Rightarrow$  mellomtunge silikoner ("antiskum" tilsetning).

### Smøring av sylindere

Krysshode - motorer har 2 separate systemer, og forskjellig oljetyper i hvert av disse, mens trunkmotorer normalt har samme oljetype i begge systemer.

### Sylinderolje

For sylinderolje i krysshodemotorer gjelder følgende generelle krav:

- Skal gi lav friksjon, tåle grensesmøring (stort flate-trykk)
- Ha god hefteevne
- Gi god tetning
- Være termisk stabil og forbrenne uten å danne aske (abrasiver)
- Skal rense ringsonen
- Ha passende TBN i forhold til svovelinhold i brennoljen

Typisk forbruk er 0,8 - 1,2 g/kWh og typisk viskositet er SAE 50.



ANM.

Med moderne elektronisk styrte lubrikatorer kan vi redusere forbruket med ca. 30-40 %.

### 3.3.3 Brennolesystem

De fleste skip er i dag utstyrt for kontinuerlig drift på tungolje, mens hjelpemotoren ofte er mulig å kjøre på diesel.

#### Systembeskrivelse

I figur 3.3.3.1 er vist eksempel på et brennolesystem og figur 3.3.3.2 viser servicetank systemet.

To transferpumper (Supply Pumps), hvorav normalt en er drift, tar fra tungolje dagtanker (Heavy Fuel Oil Service Tanks) eller fra dieseloilje dagtanken (Diesel Oil Service Tank) via en regulerbar, 3-veis blandeventil. Pumpen leverer til avlufter-tanken med trykk ca. 4 bar, via en strømningsmåler (Meter).

Tilførselsrørene fra hver dagtank er utstyrt med tilbakeslagsventiler (Non Return Valves).

Mellom strømningsmåler og avlufter er det plassert et blandeapparat (Fuel-Water Emulsion Control Unit) for innblanding (emulgering) av vann i brennolesystemet med formål å redusere NOx utslippene fra motoren.

Brennolesirkulasjonspumpene tar fra avlufter tanken og leverer brennolesystemet til innsprøytings-systemet for hoved- og hjelpemotorer.

Sirkulasjonslinjen er utstyrt med 2 damp-varmevekslere, 1 tilbakeslagsfilter og 1 omløps (by-pass) filter. Kapasiteten til hver varme-veksler er tilstrekkelig til å dekke maksimalt forbruk til hoved- og hjelpemotorer.

Overskuddsolje føres normalt i retur til avlufter tanken, men det er også mulig å føre returoiljen til dagtanker via en 3-veis ventil.

En regulerbar (5-10 bar) trykkventil opprettholder et konstant trykk i sirkulasjonssystemet.

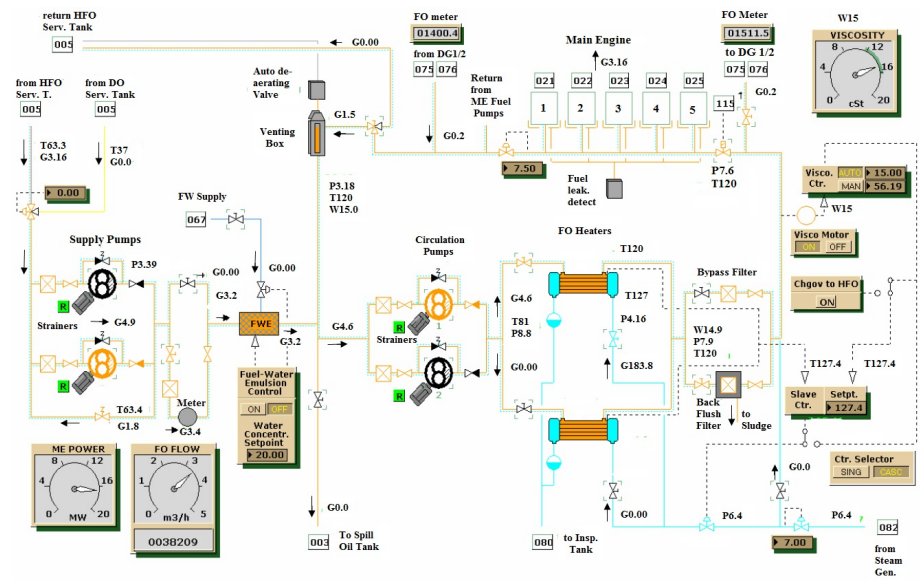
Brennoleledningen til hovedmotor er utstyrt med en fjernoperert nød-avstengningsventil, plassert utenom maskinrommet (sikkerhetskrav).

Damp til oppvarming av avlufter-tanken og alle brennolesystemer blir tilført via en justerbar dampproduksjonsventil.

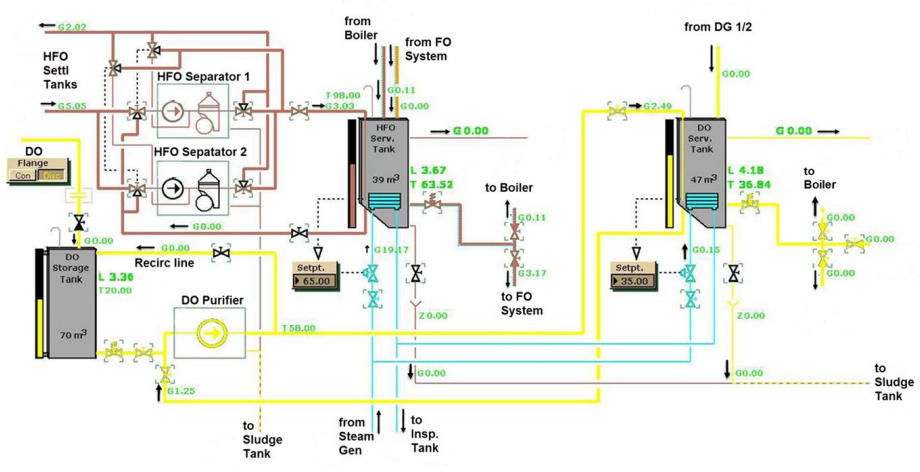
#### Viskositetskontroller

Viskositetskontrolleren regulerer damptilførselen til forvarmeren direkte ved en PID sløyfe eller indirekte ved å justere settpunktet på en separat slave kontroller (kaskadekontroll).

Retur-signalet til slavekontrolleren er midlere metalltemperatur i varmevekslerrørene.



Figur 3.3.3.1 Brenoljesystem



Figur 3.3.3.2 Brenolje servicetanker

## 3.3.4 Brennolje separering

### Konvensjonell separering (purifikator/klarifikator)

Konvensjonell separering skjer etter to ulike prinsipper, purifikator eller klarifikator.

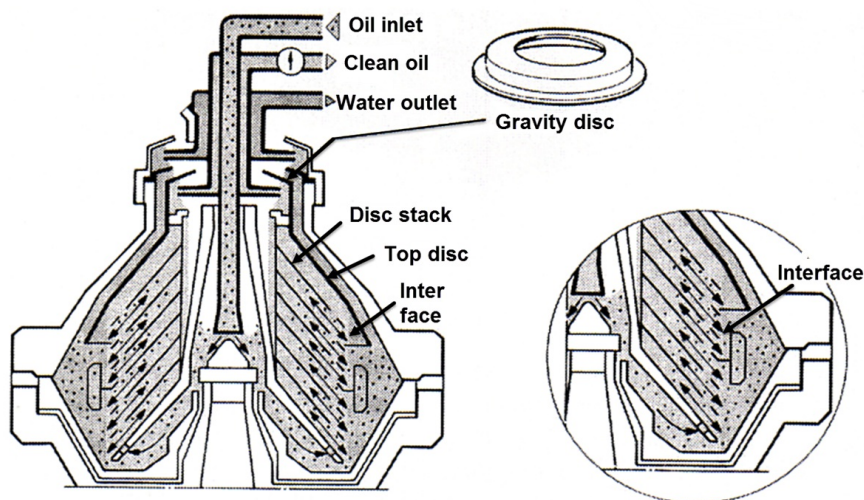
En separator med purifikator-kule har et sentralt innløp ovenfra og to utløp, ett for rensset olje og ett for vann og lettere forurensninger, se figur 3.3.4.1. Tyngre forurensninger samler seg ytterst i separatorkulen og må fjernes fra til annen, ved såkalt slam-tømming.

Konvensjonelle separatorsystem er ofte basert på purifikator prinsippet. Erfaring har vist at grensen for tetthet med purifikator prinsippet er  $991 \text{ kg/m}^3$  ved  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

I figur 3.3.4.1 er vist purifikator prinsippet. Ren olje og utskilt vann strømmer kontinuerlig ut under drift. En skilleflate(Interface) mellom olje og vann dannes i separatorkulen. Posisjonen til denne skille-flaten påvirkes av flere faktorer, som tetthet, viskositet, temperatur og gjennomstrømnings mengde

For å oppnå best mulig separering, må skille-flaten lokaliseres mellom den ytre kanten til topp-tallerken (Top disc) og skålstakken (Disc stack), slik figuren viser.

Med riktig posisjon på skille-flaten kan den "skitne" oljen strømme inn mellom de smale kanalene i skålstakken i hele dens høyde. Dette er viktig fordi separasjonen skjer i disse kanalene.



Figur 3.3.4.1 Purifikatordrift av separator

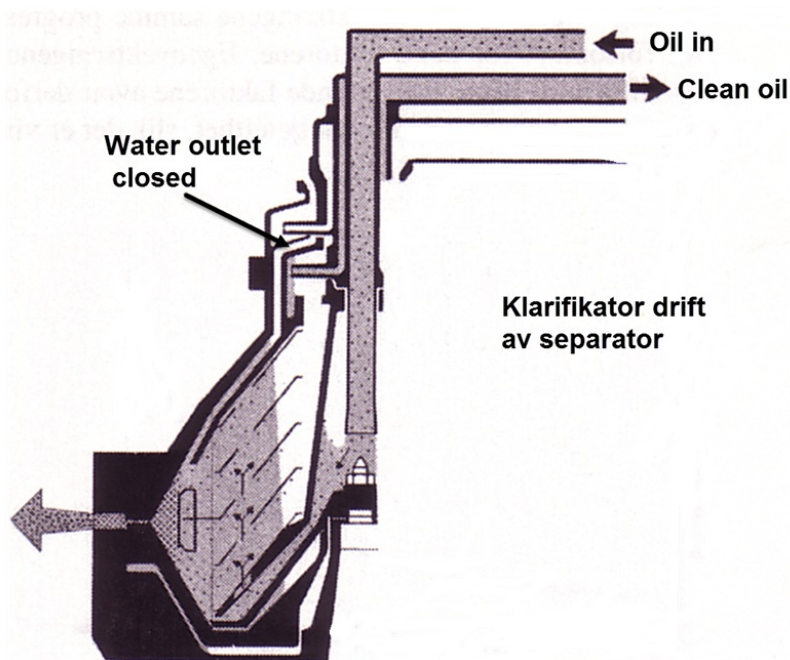
Hvis skille-flaten ikke har korrekt posisjon, vil oljen som skal renses, bare passere gjennom nedre delen av skålstakken, da den øvre delen er blokkert av vann. Separeringen er derfor ikke effektiv, både med hensyn til å skille ut vann og å skille ut forurensninger.

For å oppnå optimal separeringseffekt er det derfor viktig at vann fra tilført vannlås eller utskilt vann aldri når skålstakken. Dette gjelder både separatorer av purifikator- og klarifikator typen.

### Klarifikator separering

Klarifikator-kula har bare ett utløp. Den har ikke vannlås og mangler dermed muligheten for kontinuerlig avløp av vann og lettere forurensninger.

Alle forurensninger samler seg ytterst i kula og må fjernes ved slamtømming med jevne mellomrom.



Figur 3.3.4.2 Klarifikator-drift av separator

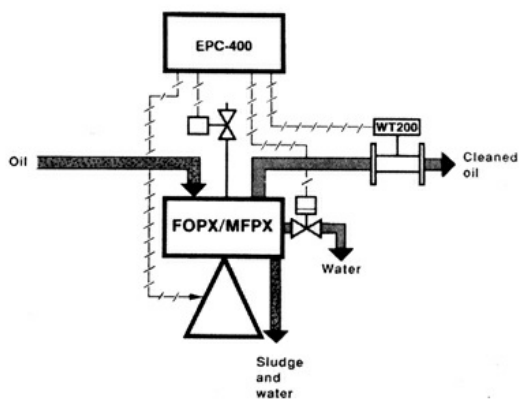
Hovedproblemene ved klarifikator drift er tap av olje ved slamtømming og begrenset vannbehandlingsevne.

For å oppnå optimal separeringseffekt kan ikke utskilt vann komme inn i skålstakken.

Det separerte vannet kan tømmes sammen med slammet gjennom slamportene i separator- kulens ytterkant, se figur 3.3.4.2. Dette betyr at intervall mellom slamtømminger må være korte.

### ALCAP separator

ALCAP separeringssystem er konstruert for rensing av HFO for dieselmotorer. Systemet kan renses brennoljer med maksimal tetthet  $1010 \text{ kg/m}^3$  ved  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  og maksimal viskositet  $700 \text{ cSt}$  ved  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Separatorene blir betegnet FOPX eller MFPX.



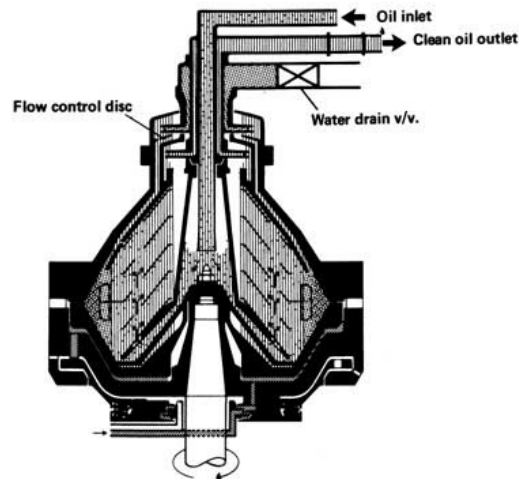
Figur 3.3.4.3 ALCAP prinsippet

Figur 3.3.4.3 viser ALCAP separator systemet, skjematisk. Det inkluderer følgende komponenter:

- En FOPX/MFPX separator
- En EPC 400 kontrollenhet
- En WT 200 vann transduser
- Hjelpeutstyr

Figur 1.14.4.4 viser oppbygningen av FOPX separatoren, skjematisk. Den fungerer i prinsippet som en klarifikator.

Ren olje strømmer kontinuerlig ut fra oljeutløpet for ren olje (Clean oil outlet), mens separert slam og vann akkumuleres i separatorkulens periferi.



Figur 3.3.4.4 FOPX separator

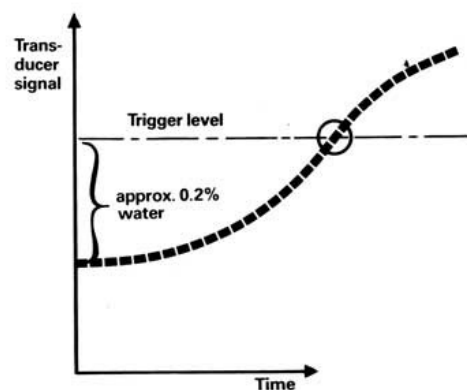
Spesielt for FOPX separatoren er:

- Den har ikke egenvekts ring, men har isteden en «Flow control disc», se figur.
- Utskilt vann dreneres periodevis via en «Water drain» ventil, som er stengt under tømning av slam og vann.
- Mengde slam/vann som tømmes er det samme ved hver «skyting».

Signal fra vanntransduseren blir kontinuerlig overført til og «tolket» av kontrollenheten.

Når signalet fra vanntransduseren har nådd maksimalt tillatt avvik fra en satt referanseverdi, vil EPC 400 kontrollenheten initiere automatisk tømning av akkumulert vann.

Dette skjer når avviket i forhold til satt referanse er ca. 0,2 %, se figur 3.3.4.5.



Figur 3.3.4.5 Vann har nådd skålstakken



Intervall mellom hver slamtømming (skyting) innstilles på forhånd. Vanligvis settes en minimumstid på 10 minutter og en valgt maksimumstid.

Hvis ut-separert vann når skålstakken før minimumstiden, vil et signal fra vanntransduseren trigge kontrollenheten til å åpne ventilen for drenering av akkumulert vann. Dette kan skje flere ganger innenfor minimumstiden for slamtømming.

Dersom separert vann når skålstakken etter at den fastsatte minimumstiden er utløpt, vil signal fra vanntransduseren initiere en slamtømmingssekvens (Sludge discharge sequence).

### 3.3.5 Starteluftsytstem

Starteluftsytstemets hovedoppgave er å forsyne hoved- og hjelpemotorer med nødvendig luft for å starte motorene. Trykket er i området 25 – 30 bar (2,5 – 3 MPa).

I tillegg er det luftbehov i maskinrom og på dekk til ulike formål, med krav om luft av forskjellig trykk og renhet. Her kan nevnes luftverktøy og kranutstyr, tyfon, reinblåsing og instrumentluft til pneumatisk regulerings- og fjernmanøvreringsutstyr. Lufttrykket her er i området 7 – 8 bar, bortsett fra sistnevnte formål der trykket gjerne er omkring 3-4 bar.

#### Beskrivelse

Figur 3.3.5.1 viser eksempel på et starteluftsytstem.

Starteluftsytstemet består av:

- 2 stk. elektrisk drevne starteluft kompressorer, nr. 1 og 2
- 1 stk. elektrisk drevet nød kompressor
- 2 stk. ferskvanns mellomluftkjølere
- 2 stk. ferskvanns luftkjølere
- 2 stk. starteluft beholdere, nr. 1 og 2
- 1 stk. reserve starteluft beholder

Starteluftkompressorene er av typen 2-trinns turbokompressorer med mellom- og etter-kjøling av luft i ferskvannskjøler.

Kompressorene leverer komprimert luft til starteluftbeholderne via luftkjølerne.

Med kompressorene i AUTO modus er start og stopp av hoved kompressorene styrt etter behov (grenseverdier) satt i «Power Chief» systemet.

Hver kompressor er overvåket av et uavhengig sikkerhetssystem.

Kompressorene tripper:

- Når utløpstemperaturen overstiger 110 °C.
- Når smøreoljetrykket er under 0,75 bar.

Alle kompressorene er kjølt av lavtemperatur ferskvannssystemet (LTFW). Varsel om tripp-tilstand blir indikert med rødt alarmlys på kompressorpanelet.

Starteluftkompressorene blir normalt operert med en kompressor valgt som «Master» på «Power Chief» panelet.

Starteluftbeholderne kan opereres i parallell, eller med en beholder trykk-satt og avstengt som reserve.

Hoved- og hjelpemotorer blir tilført luft fra separate rørsystem og avstengningsventiler fra en eller begge luftbeholderne.

Mellom hoved- og nød- starteluft beholderne er det installert en 1-veis (Non Return) ventil for å sikre at nød starteluftbeholderen kun kan levere starteluft til hjelpemotorene.

Sikkerhetsventilen på starteluft beholderne åpner ved cirka 32 bar.

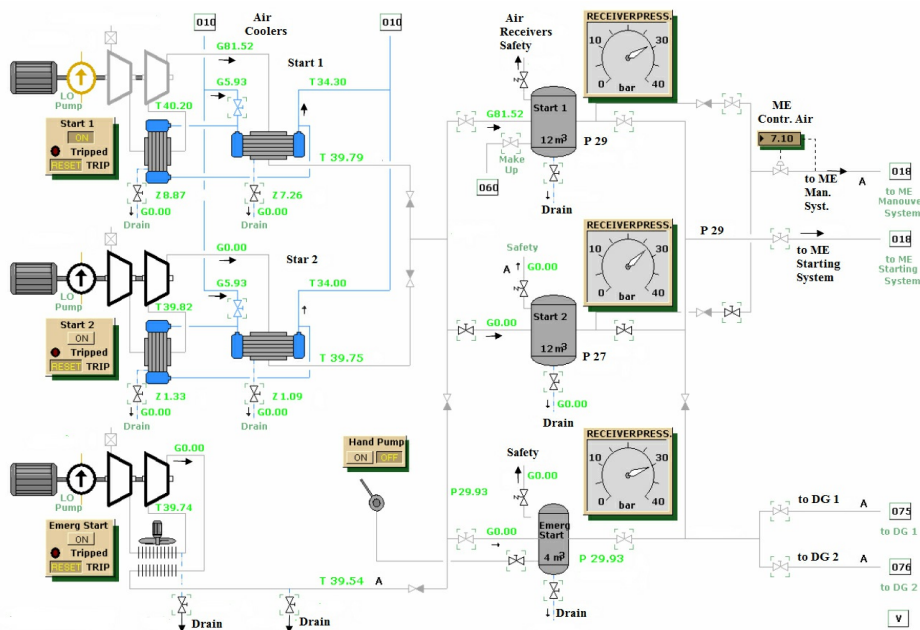
Luftbeholdere og kjølere vil gradvis fylles med vann, avhengig av levert luftmengde og luftfuktighet. Luftbeholdere og kjølere må derfor dreneres regelmessig.

Mye vann i beholderne kan føre til redusert startkapasitet.

Dersom det oppstår feil på arbeidsluft-kompressoren, kan luft tas fra startluftbeholder nr.1. Påfyllingsventilen står normalt åpen av sikkerhetsmessige årsaker.

Dersom arbeidsluft kompressoren tripper har vi altså fortsatt kontroll- og arbeidsluft tilgjengelig, men da levert fra startluftbeholderne. Dette kan forhindre en alvorlig situasjon som stopp av HM i trange farvann.

Vi bør derfor nøye vurdere om og når vi skal stenge luftpåfyllingsventilen.



Figur 3.3.5.1 - Startluftsystem

### 3.3.6 Elektrisk kraftforsyning

Figur 3.3.6.1 viser eksempel på et elektriske kraftforsyningsanlegg.

Anlegget består av:

- 2 stk. dieseldrevne synkrogeneratorer, hver på 850 kW
- 1 stk. akseldrevet synkrogenerator på 1200 kW (med mulighet for PTI drift)
- 1 stk. dampdrevne turbogenerator på 850 kW
- 1 stk. dieseldrevet nød generator på 180 kW

Strømforsyningsystem

- Hoved-tavle, inndelt i to 440 volt hovedkurser
- En 220 volt kurs
- En nødkurs (Emergency Bus Bar)
- En 220 volt nød-kurs

Hovedkurs 1 (Main Bus Bar 1) forsyner alle hoved forbrukere og nødkurs.

Hovedkurs 2 forsyner baugtruster og tyngre dekkmaskineri.

220 V kursen forsynt fra hovedkurs 1 via en skillebryter og omformer.

Nødtavlen forsyner 220 V nødkurs via en nett-bryter og omformer. Nød batteriene blir forsynt av to batteriladere, en for startbatteri og en for nødstrøm. Kursen kan også tilkoples til landstrøm via en forbindelse med mulighet for å endre fase for å sikre riktig rotasjonsretning av elektromotorer.

## Systembeskrivelse

Status til kraftkildene er indikert på hovedtavlen, med mulighet for å fjern-starte diesel- generatorene.

Nød generatoren kan settes i AUTO eller MAN, men står normalt i AUTO.

Akselgeneratoren kan koples til hovedmotor ved hjelp av en clutch. Den vil ikke koples inn ved PTI hastighet under 300 rpm.

Hver generator er magnetisert av en AVR basert på en PI kontroller. Endring av magnetiserings- setting endrer kontrollerens referansesetting.

Hver generator har indikasjon for fasevinkel (spenning og strøm), gjeldende vinkel, effektfaktor og reaktiv effekt.

Hoved- og akselgeneratorenes belastning blir regulert av en PI - kontroller med «droop setting».

Akselgeneratoren kan bli brukt som PTI motor ved feil på hovedmotor, slik at noe fremdrift kan opprettholdes.

Alle generatorer er beskyttet av en skillebryter, som beskytter mot:

- Fast Overload
- Slow Overload
- Reverse Power
- Low Voltage

Ovennevnte innstillinger er lett tilgjengelig på selve skillebryteren, der det også settes nivå for prioritert tripp.

Enhver tripp blir indikert og kan resettes fra skillebryteren.

Hovedkursen er forbundet med nødkurs, en kurs for dekkmaskineri og landtilkopling.

### Normal drift av generatorene:

(Nød generatoren står normalt alltid i AUTO).

#### I havn:

- Diesलगenerator leverer elektrisk kraft som nødvendig, normalt er en tilstrekkelig.

#### Under manøvrering (Fast propell):

- Begge diesलगeneratorer er i gang

#### Under manøvrering (Vripropell):

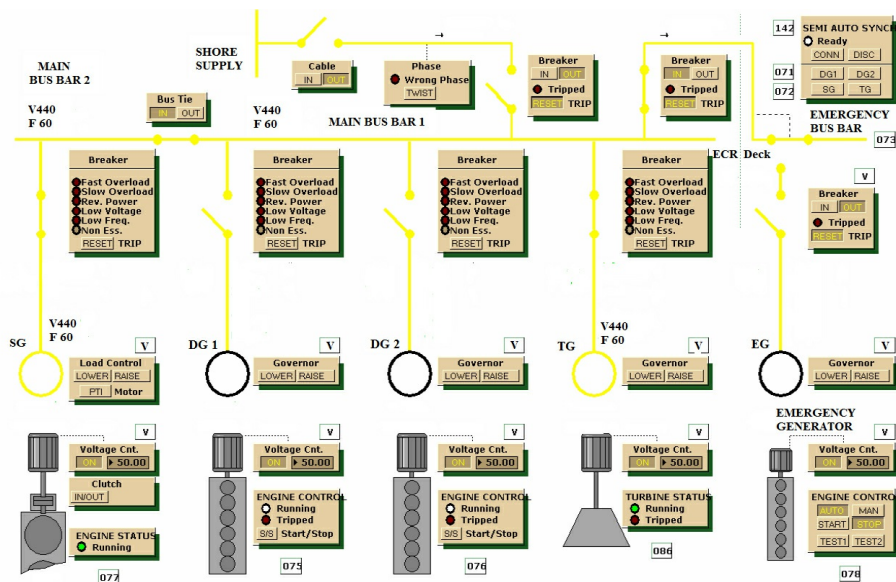
- Begge diesलगeneratorer leverer strøm til hovedkurs.

- Akselgenerator leverer strøm til baugtruster.

#### I sjøen:

- Turbogenerator leverer all elektrisk kraft.

- Akselgenerator kan gå i PTI modus.



Figur 3.3.6.1 - Elektrisk kraftforsyningssystem

### 3.3.7 Ferskvannsproduksjon (EVA)

Evaporatoren (EVA) produserer ferskvann fra sjøvann ved å fordampe sjøvann under vakuum ved hjelp av varme fra hovedmotorens kjølevann.

Normalt vakuum er i området 90 - 94 %, som tilsvarer en fordampningstemperatur på omkring 45-35 °C.

I figur 3.3.7.1 er vist eksempel på et evaporator system.

- Evaporatoren består av en platevarmeveksler, der saltvann blir varmet opp og fordampet ved hjelp av varme fra motorens høytemperatur ferskvannskjølevann (HTFW system).
- Ejektorpumpen tar fra hoved sjøvannssystemet og leverer vann til ejektorene.
- Ejektorene suger undertrykk (vakuum) i evaporatoren.
- Maksimal kapasitet er ca. 30 tonn per døgn ved sjøvannstemperatur på 32 °C.
- Destillert vann blir ført til ferskvannstanken via en steriliseringsenhet.

Systemet omfatter videre følgende funksjoner:

- Det er montert en automatisk omløps «by-pass» ventil i tilførselsrøret fra høytemperatur ferskkjølevannssystemet (HTFW) til Eva.

Ventilen er normalt stengt, men ved lav utløpstemperatur fra motor blir den åpnet. Dette hindrer at eva «over-kjøler» motoren ved lav belastning, dvs. når kjølevanns- varmen er for liten for full ferskvannsproduksjon.

- Sjøvann blir tilført eva, der det blir oppvarmet og fordampet. Vakuumet og dermed fordampningstemperaturen må reguleres for å begrense dannelsen av kjelstein på sjøvannssiden.
- Vakuumet i evaporatoren gjør at varmekilden kan ha lav temperatur. Fra evaporatoren blir dampen ledet gjennom et finmasket gitter for å hindre at salt følger med damp- strømmen.
- I kondenseren blir dampen kjølt av sjøvann og kondenserer til ferskvann. Kondensert vann synker til bunnen av kondenser og renner videre til sugesiden av ferskvanns- pumpen.



### 3.3.8 Kuldeanlegg

#### Introduksjon

Kulde- og varmepumpeprosesser innebærer i prinsippet at varme «tas» fra et medium med lav temperatur og overføres til et medium med høyere temperatur.

De vanligste kuldeprosesser er:

- Kompresjonskuldeprosesser (fordampningsprosesser).
- Kuldeblandinger (f.eks. saltoppløsninger).
- Ekspansjonsprosesser (f.eks. kaldluftmaskiner).

#### Ideell kulde-, varmepumpeprosess

Figur 3.3.8.1 viser en ideell kulde-, eller varmepumpeprosess i et Ts-diagram. Dette er en Carnotprosess som går moturs og består av 2 isotermer og to isentroper.

For en kuldeprosess blir  $Q_2$  ført bort fra det kjølte mediet, og utgjør det vi kaller kuldeytelse, mens tilført energi er arbeidet  $W$ .

I en varmepumpe utnyttes energimengden  $Q_1 = Q_2 + W$ , der  $Q_2$  er bortført varme fra mediet som kjøles og  $W$  er tilført kompresjonsarbeid.

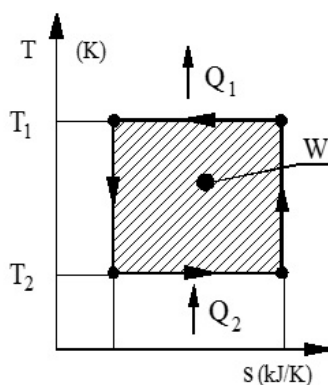


Fig.3.3.8.1 - Carnotprosess

Carnot kuldefaktor:

$$\epsilon_c = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{Q_2}{W} \quad [1]$$

Carnot varmfaktor:

$$\epsilon_v = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad [2]$$

$$\epsilon_v = \epsilon_c + 1 \quad [3]$$

Av [1, 2 og 3] ser vi at varmfaktoren er en enhet større enn kuldefaktoren ( $\epsilon_v = \epsilon_c + 1$ ). Dette fordi varme pumpe prosessen utnytter både tilført arbeid  $W$  og varmemengden  $Q_2$ , mens kuldeprosessen kun utnytter varmemengden  $Q_2$ .

Merk at kulde- og varmepumpeprosessene går "moturs", dvs. mot urviserens dreieretning, i motsetning til varmekraftprosesser der prosessen som kjent går medurs.

## Kompresjonskuldeprosessen

I kompresjonskuldeprosessen foregår kjølingen i prinsippet ved fordampning av en passende væske. Væsken trenger varme for å fordampe og denne varmen tas fra omgivelsene, som derved blir kaldere.

Ved studie av slike kuldeprosesser er det praktisk å anvende ferdigtrykte kuldemedie- diagram, såkalte log p-h diagram. Vi skal derfor innledningsvis se på oppbygningen av slike log p-h diagram.

### Log p-h diagram

Fig.3.3.8.2 viser oppbygningen av et log p-h diagram for kuldemedier. Diagrammet har trykk (p) i bar (abs) langs den vertikale aksen i logaritmisk skala og entalpi (h) i kJ/kg langs den horisontale aksen.

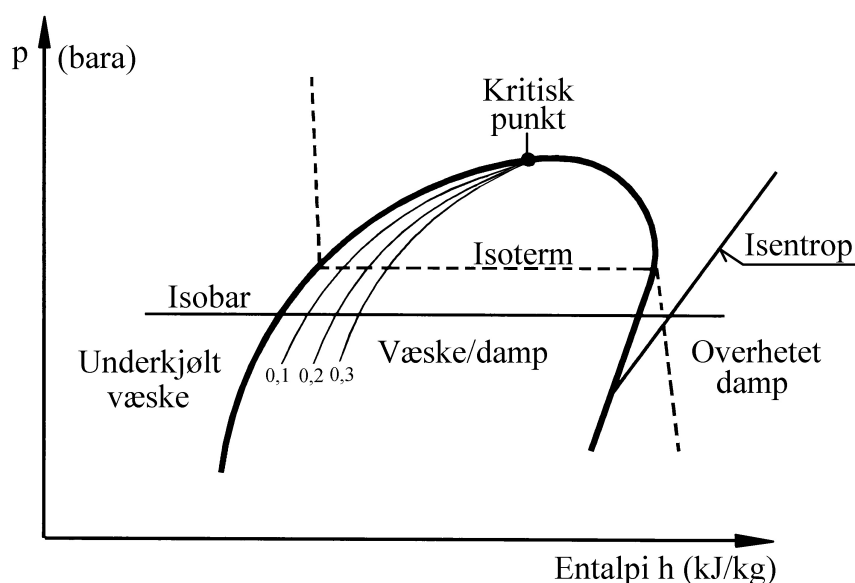


Fig.3.3.8.2 - log p-h diagram for kuldemedier

Av fig.3.3.8.2 ser vi at diagrammet er delt i tre områder, adskilt av kurven for henholdsvis mettet væske (venstre grensekurve) og mettet damp (høyre grensekurve).

I området til venstre for mettet væske-kurven, er væsketemperaturen lavere enn metnings-temperaturen ved det aktuelle trykket, væsken er da underkjølt.

I området til høyre for mettet damp-kurven er temperaturen høyere enn kuldemediets metningstemperatur ved dette trykket, dampen er da overhettet.

I området mellom mettet væske- og mettet damp-kurven har vi en blanding av væske og damp.

Av figuren ser vi videre at isotermer er tilnærmet vertikale i det underkjølte området (dvs. entalpien h er tilnærmet konstant). I mellomfeltet der kuldemediet forandrer aggregattilstand ved konstant trykk og temperatur, faller isotermer og isobarer sammen. Til høyre for metningslinjen går isotermer i en bratt kurve nedover, som vist i figuren. Kurven for konstant entropi (isentrop) tilsvarer ideelt kompresjonsforløp.

## Kuldemedier

Som kuldemedium må vi velge et stoff med passende fordampnings- og kondenserings- temperatur ved de trykk som vi kan nytte. Trykket i fordamperen bør f.eks. ikke være lavere enn atmosfæretrykket for at det ikke skal lekke inn luft.

Vi stiller også andre krav til kuldemediet. Det må for eksempel ikke angripe vanlige konstruksjonsmaterialer, det må ikke bryte sammen ved det trykk og den temperatur som brukes, og det må ikke være eksplosivt.

De vanligste kuldemedier i dag er ammoniakk  $\text{NH}_3$ , R134a (erstatte Freon 12) og (R22). Av disse er ammoniakk giftig, men da den er mye billigere enn de andre, brukes den vanligvis i store anlegg.

Freonene, (R12) og (R22) er karbohydrater der hydrogenatomer er byttet ut med klor og fluor atomer. Problemet med disse er i hovedsak at de er dyre og at de dessuten medvirker til å bryte ned ozonlaget i de øvre luftlagene.

Ozon ( $\text{O}_3$ ) blir dannet når ultrafiolette stråler fra solen treffer oksygenmolekyler ( $\text{O}_2$ ). Under denne påvirkningen spaltes oksygenmolekylet ( $\text{O}_2$ ) og danner oksygenatom ( $\text{O}$ ). De frie oksygenatomene binder seg igjen til oksygenmolekyler og danner  $\text{O}_3$ .

Når klorfluorkarboner slippes ut og stiger opp i atmosfæren spaltes de ved ultrafiolett bestråling og danner et fritt kloratom. Det frie kloratomet binder seg til ozonmolekylet og dermed dannes clormonoksid ( $\text{ClO}$ ) og oksygen ( $\text{O}_2$ ). Når  $\text{ClO}$  molekylet igjen møter et oksygenatom binder de to oksygenatomene seg sammen til et nytt oksygenmolekyl. Slik fortsetter prosessen. Kloratomet kan altså gjenta denne prosessen og svekker dermed ozon- laget inntil det til slutt går inn i en varig forbindelse med et annet stoff.

Når ozonlaget svekkes slippes mer ultrafiolett stråling gjennom til jorden. Dette gir blant annet økt risiko for hudkreft og skade på planter og arvestoffer mm.

I september 1987 undertegnet Norge sammen med 24 andre land samt EF, den såkalte Montreal-protokollen. Protokollen, som trådte i kraft 1. januar 1989, omfatter blant annet reduksjonsplaner for utslipp av  $\text{CO}_2$  og freongasser.

De Nordiske land har forøvrig vedtatt raskere reduksjonsplaner enn det protokollen legger opp til.

For å redusere de skadelige KFK-utslipp til atmosfæren arbeides det blant annet med å utvikle og teste ut nye, miljøvennlige arbeidsmedier, deriblant er R134a som altså erstatter R12. Andre eksempel på nye miljøvennlige kuldemedier er R- 404A og R 507.

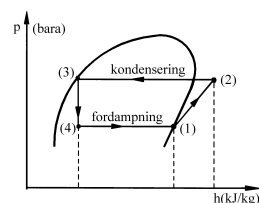
Ved å utelukke arbeidsmedier som er skadelige for jordens globale miljø, må en imidlertid ta den utfordringen det er å benytte medier som kan ha stor lokal miljøeffekt, for eksempel bruk av brennbare medier som propan, R152a, eller giftige/illeluktende medier som ammoniakk.

### Ideell kuldeprosess

I figuren er vist en ideell kretsprosess for et kompresjons kuldeanlegg i log p-h diagram.

Idealprosessen består av følgende delprosesser:

- 1 - 2: Isentrop kompresjon i kompressor.
- 2 - 3: Kondensering i kondenser ved konstant trykk. Her avgis varme til omgivelsene.
- 3 - 4: Ekspansjon (strupeventil) til fordamperttrykk. Struping ved konstant entalpi og synkende temperatur.
- 4 - 1: Kuldemediet fordampes. Fordampningen krever varme. Denne varmen tas fra omgivelsene og gir kjølingen.



I log p-h diagrammet kan vi altså avlese aktuelle data for beregning av prosessen.



Energioverføringen blir:

Kondenser varme:  $(h_2 - h_3)$  (kJ/kg)

Fordamper varme:  $(h_1 - h_4)$  (kJ/kg)

Kompresjons arbeid:  $(h_2 - h_1)$  (kJ/kg)

Ved å multiplisere med sirkulert kuldemediemengde  $\dot{m}$  (kg/s) får vi effekten:

Kondensereffekt:  $P_1 = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$  (kW)

Fordampereffekt:  $P_2 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$  (kW)

Kompressor-effekt:  $P_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$  (kW)

Kuldefaktoren for prosessen er definert ved:

$$\epsilon_k = \frac{Q_2}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

I figur 3.3.8.3 er vist oppbygningen av et kompresjonskuldeanlegg, skjematisk, og i figur 3.3.8.4 er vist skisse av en tilsvarende kuldeprosess i et log p-h diagram.

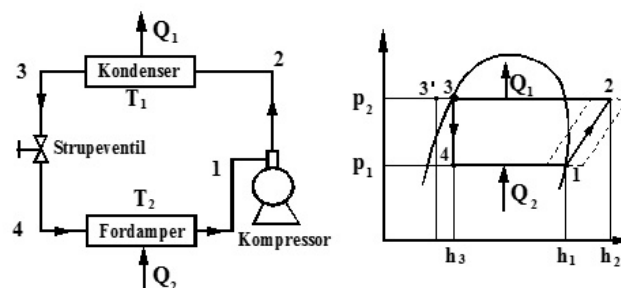


Fig.3.3.8.3 - Kuldeanlegg Fig.3.3.8.4 - log p-h diagram

Fordampning i fordamperen skjer til pkt. (1) i log p-h diagrammet. På grensekurven er dampen tørrmettet. Er dampen våt eller overhettet, sier vi at kompressoren har henholdsvis fuktig gange eller overhettet gange. Fuktig gange medfører at væskepartikler fordampes i kompressoren, dette foregår svært hurtig og under stor volumøkning, og gir seg til kjenne som kraftige smell, *væskeslag*, som kan skade kompressoren. Normalt foretrekker vi derfor noe over-heting.

Ved å underkjøle kondensatet, øker kuldeytelsen pr kg sirkulert kuldemedie. I vårt tilfelle øker kuldeytelsen pr kg kuldemedium med differansen:  $(h_3 - h_3')$ .

### Eksempel - Kuldeprosess

En ideell kuldeprosess har R134a som arbeidsmedium. Fordampertemperatur på  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  og kondenser temperatur på  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Kuldeytelsen er 8 kW. Isentrop virkningsgrad = 0,8.

I R134a diagrammet er avlest:  $h_1 = 400\text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 430\text{ kJ/kg}$  og  $h_3 = 200\text{ kJ/kg}$ .

Bestem kompresjonseffekt og kuldefaktor.

$$Q = \dot{m} \cdot (h_1 - h_3) \Rightarrow \dot{m} = \frac{\text{kW}}{(400 - 200)(\text{kJ/kg})} = 0,04\text{ kg/s}$$

$$\text{Kompresjonseffekt } P_k = \dot{m} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 0,04(\text{kg/s}) \cdot \frac{(430 - 400)(\text{kJ/kg})}{0,8} = 1,5\text{ kW}$$

$$\text{Kuldefaktor } \epsilon_k = \frac{q}{P_k} = \frac{8(\text{kW})}{1,5(\text{kW})} \approx 5,3$$

## Refrigeration System (Proviantanlegg)

Vi skal her beskrive et proviantanlegg, med engelsk tekst.

### General

Figure 3.3.8.5 shows a typical Refrigeration System. The plant is based on R22 and consists of the following main components:

- Electric driven screw compressor
- Compressor lubrication oil recovery system
- Sea water cooled condenser
- Refrigeration liquid receiver

Nominal capacities are as follows:

Cooling capacity: 110 kW at  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}/30\text{ }^{\circ}\text{C}$   
Screw compressor motor: 50 kW  
Refrigerant flow: 0.6 kg/s  
Sea water flow: 20 t/h

The plant comprises the following compartments:

One Meat/Fish compartment ( $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) including:

- One 4 kW air fan for cooling down
- One 1.5 kW air fan for normal operation
- One evaporator with dry expansion
- Evaporator electrical defrost device

One Provision store compartment for perishable goods ( $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) including:

- One air fan
- One evaporator with dry expansion
- One evaporator pressure controller

### Description

The compressor is lubricated and cooled by oil and refrigerant gases. The lubrication oil is separated from the compressed refrigerant gas in the oil separator. The bottom part of the separator serves as an oil reservoir.

If the oil level is less than 20% of full, new oil must be added.

A substantial part of the compressor heat is transferred to the cooling oil in the compressor screw, and the oil must be cooled. This is done by sea water in the lubricating oil cooler.

The electric compressor motor load varies according to compressor condition, suction pressure and discharge pressure gas flow.

Electric overload will occur if the load is higher than a pre-set adjustable limit.

The effective (internal) compression ratio and thus the compressor capacity of the screw compressor is adjusted by means of a suction slide valve. It is positioned by a PID controller, controlled by the Meat/Fish store temperature.

The sea water flow to the condenser is supplied by two sea water pumps. Normally just one is in operation, while the other is stand-by.

The sea water flow can be adjusted by a throttle valve at the condenser inlet. Normally 50% valve setting is used, giving a flow of approx. 20 ton/h.

The condensed refrigerant flows by gravity to the liquid receiver. The valve called "vapour valve" is for pressure equalising between condenser and the liquid receiver vessel. If it is closed, the draining of the condenser will be obstructed.

The temperature of the Meat/Fish store is regulated by the compressor load while the

Provision store temperature is set by the position of the evaporator pressure regulator valve.

### Starting procedure:

1. Open the liquid valves from receiver to evaporators.
2. Start forced draft fans in compartments.
3. Reset the trip functions if any present and start the compressor.
4. Set temperature control into MAN and adjust capacity control slide valve to 10%, (otherwise compressor will trip on overload).
5. Gradually increase compressor capacity manually checking the compressor electric power consumption during cooling down.
6. Set temperature controller in AUTO when temperature in Meat/Fish store is below -10°C.
7. Normal temperature in Meat/Fish store is - 18 °C.
8. When Meat/Fish store temperature approaches - 18 °C change to 1.5 kW fan.
9. Adjust Provision store evaporator capacity to maintain Provision store temperature at +5°C.

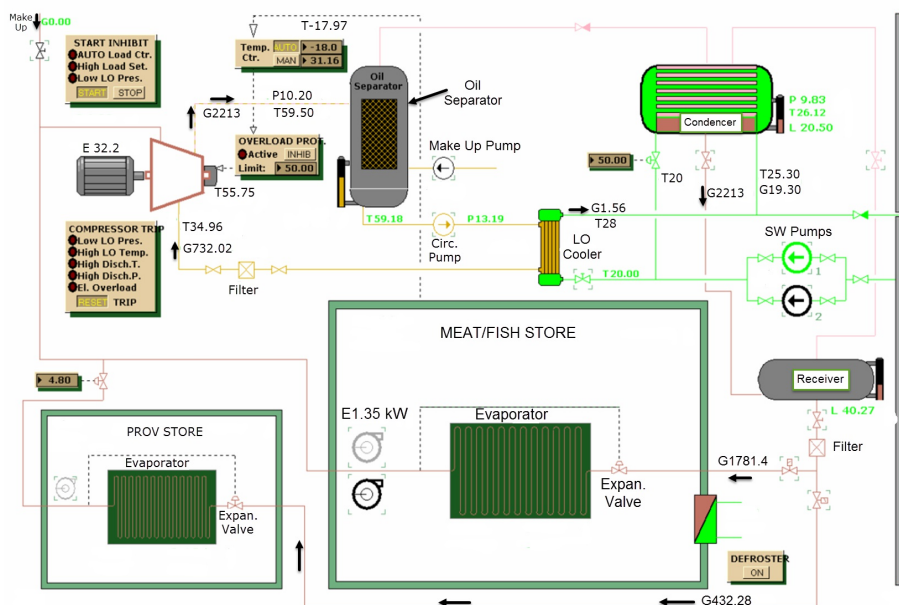


Figure 3.3.8.5 Refrigeration System (Proviantanlegg)

## 3.3.9 Air Condition Plant

Vi skal her beskrive et anlegg for luftbehandling, med engelsk tekst.

### Introduction

Figure 3.3.9.1 shows a typical Air Condition Plant.

The air is supplied to the accommodation and engine control room by an air handling unit (AHU) located in the air conditioning unit room situated in the accommodation block on the starboard side of the upper deck (accessed from the engine room).

The AHU consists of an electrically driven fan drawing air through the following sections from inlet to outlet:

- One air filter
- One steam preheating unit
- A humidifier section
- One steam final heat section
- One air cooler evaporator coil
- A water eliminator section
- A fan section
- A discharge section

Humidification of the air is arranged with automatic control and this is fitted at the outlet part of the AHU. The air is forced into the distribution ducting, which supplies the accommodation and the engine control room. The system is designed for fresh air with heat recovery by means of two bypass dampers using a part of the heat in the outgoing stale air.

Cooling is provided by a direct expansion R134a system. The plant is automatic and consists of one compressor/condenser units supplying the evaporators contained in the accommodation air handling unit. The expansion valve for the coil is fed with liquid refrigerant from the air conditioning compressor, the refrigerant having been compressed in the compressor then cooled in the condenser where it is condensed to liquid. The liquid R134a is then fed, via dryer units, to the evaporator coils where it expands under the control of the expansion valves, before being returned to the compressor as gas. In the evaporator coil, it extracts heat from the air passing over the coils.

Air is circulated through ducting to outlets in cabins and public rooms.

The plant is controlled by a master controller where it is possible to set point for humidity and temperature before the inlet to accommodation and ECR.

Summer or winter operation may be selected on the air conditioning panel in the engine room.

The bypass dampers allow recirculation of the air if the ship is in poor ambient conditions i.e. in harbour with sandstorm.

Normally the bypass dampers must only be opened 30% to reduce the recirculation of bad air spreading such things as colds etc. through the vessels personnel.

## Operating procedures

### 1. Winter operation

2. Prepare and start the steam supply for the pre- and final heating section in AUTO mode.
3. Prepare and start the water supply for the humidifier section in AUTO mode.
4. Set the bypass damper at 10%.
5. Start the plant in winter mode with low fan speed.
6. Set the master controllers set points at the wanted values.

7. Control the plant with appropriate intervals and adjust the plant if necessary

### 8. Summer operation

1. Prepare and start the steam supply for final heating section in AUTO mode.
2. Prepare and start the water supply for the condenser.
3. Set the bypass damper at 10%.
4. Start the plant in summer mode with low fan speed.
5. Set the master controllers set points at wanted values.
6. Control the plant with appropriate intervals and adjust the plant if necessary.



## NOTE:

It is possible to adjust the capacity of the plant by opening/closing the bypass damper and/or low/high speed of the fan.

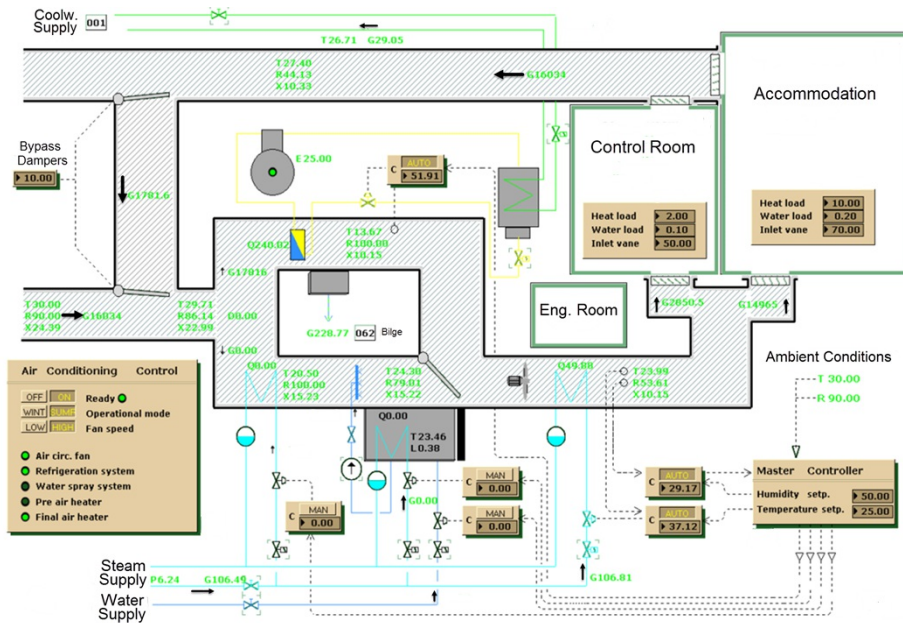


Figure 3.3.9.1 Air Conditioning Plant

## 3.3.10 Air Ventilation System

The Air Ventilation System, figure 3.3.10.1, consists of four supply fans and four extractor fans for main the engine room. The Control room and Cargo Control room all have supply fans.

The Purifier room and Sewage room have exhaust fans.

Accommodation fans are also started from panel.

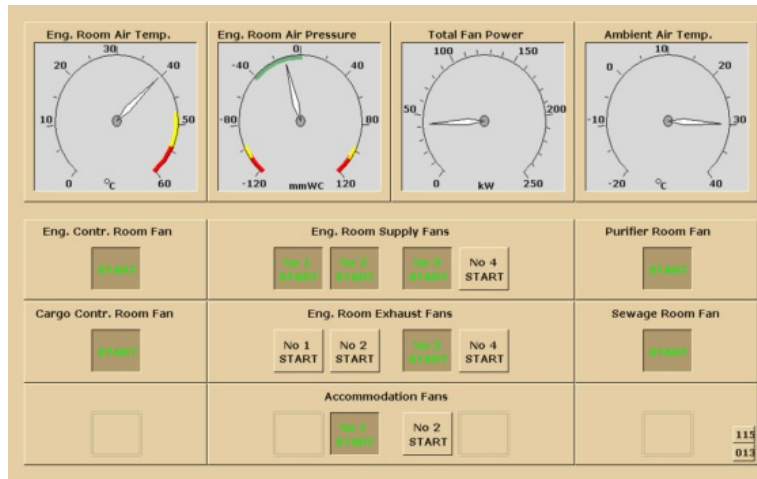
The panel gives indication of Engine Room and ambient temperature as well as air pressure within the Engine room.

The air pressure in the engine room space will vary depending on which fans are running and also on whether the main engine and generators are running.

Insufficient air supply will lead to the engine room temperature rising.

Indication is also given of fire detection in the Engine room and Deck areas.

Should the Emergency Shut Off be operated or the CO2 cabinet door be opened then the Engine room supply and exhaust fans will be stopped.



### 3.3.11 FW Hydrophore System

Fresh Water Hydrophore System, figure 3.3.11.1, consists of a pressurised Hydrophore tank with necessary pumps and valves, a drinking water tank and a hot water tank.

The hot water tank is heated by electric immersion heater or steam. The drinking water is supplied via a potabiliser to sterilise before use.

The capacity of the system is approx. 10 t/h of cold water, hot water and drinking water supplied to different users.

The Hydrophore tank volume is 3.0 m<sup>3</sup>, pressure is kept between 3 and 4 bar.

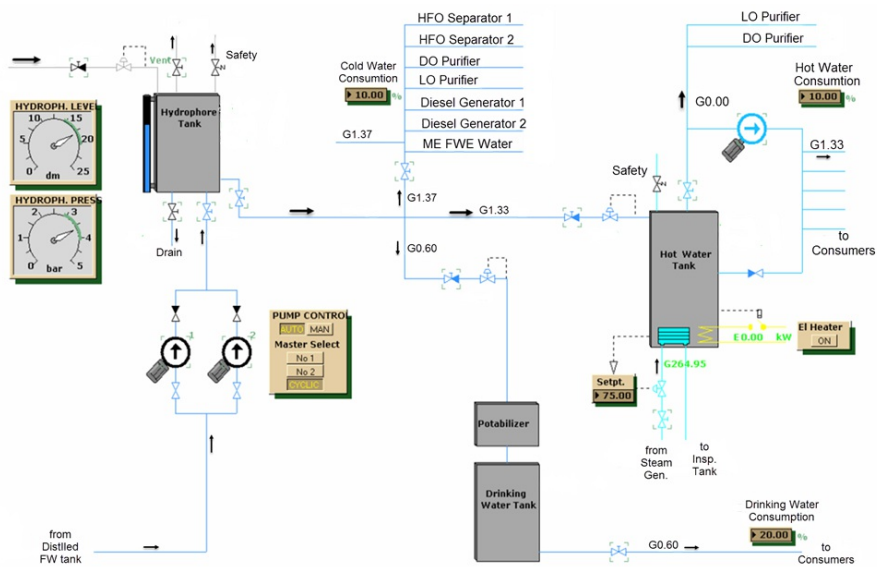


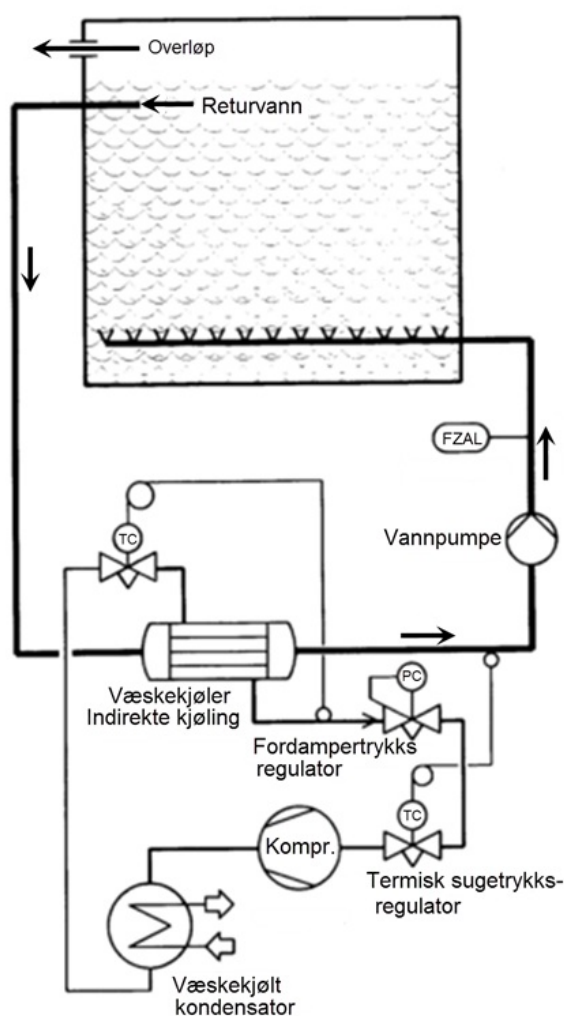
Figure 3.3.11.1 Hydrophore System

## 3.4 RSW tank-kjøling

### 3.4.1 Innføring om RSW anlegg

RSW-anlegg (Refrigerated Sea Water) blir i hovedsak brukt på fiskefartøy til å kjøle ned og lagre fisk i tanker, fylt med sjøvann.

Anlegget er i prinsippet bygd opp på samme måte som et vanlig kuldeanlegg med indirekte kjøling, se figur 3.4.1.1.



Figur 3.4.1.1 RSW-anlegg, skjematisk

Anlegget består av en kompressor, kondensator, strupeorgan og væske kjøler (fordamper).

Før start av anlegget blir RSW-tanken fylt med rent sjøvann (tatt inn i åpen sjø).

En pumpe tar vann fra et uttak i toppen av tanken, pumper det gjennom væskekjøleren i en lukket krets og fører det tilbake til bunnen av tanken i nedkjølt tilstand.

Etter hvert som fangst blir tatt om bord, blir fisken fylt i RSW- tanken.

Pumpen for RSW-anlegget må gå kontinuerlig.

Videre må strømningsvakten i røret gi signal om at vann til væske- kjølere sirkulerer før kompressoren kan starte.

I tillegg til termostat for start og stopp, er det installert en hoved-ventil med to pilot-ventiler i sugerøret mellom væskekjøler og kompressor.

Den ene pilotventilen (TC) er en termisk sugetrykksregulator med en føler i vannkretsen og blir brukt til å tilpasse kompressorkapasiteten til belastningen. Den gir signal til hoved ventilen om å strupe gassen gjennom sugerøret og reduserer dermed kuldeytelsen.

Den andre pilotventilen (PC) gir signal til hoved-ventilen om trykket i fordampere.

Fordampertrykkregulatoren er satt inn for å sikre væskekjøleren mot for lav temperatur, slik at rørsatsen ikke blir frostsprengt

På grunn av saltinnholdet i sjøvann er frysepunktet på  $-2,2^{\circ}\text{C}$  og en grense for nedkjøling av sjøvann er normalt  $-1,7^{\circ}\text{C}$ . Med så små temperatur marginer i forhold til frysepunktet for sjøvann, er det viktig å hindre at det oppstår fare for frostsprengning av rørsatsen i væskekjøleren. Derfor er det viktig å ha en strømningsvakt i vannkretsen til tanken.

Dersom RSW-anlegget skal startes opp etter lengre tids stillstand, må oljevarmeren stå innkoplet i et døgn for å drive gassen ut av kompressoroljen.

Viktige fordeler med bruk av RSW-anlegg til nedkjøling av fisk er:

- Vann gir raskere nedkjøling enn luft, da vann har bedre varmeovergangs- og varmekapasitets egenskaper enn luft.
- Oppdriften i vann gjør videre at vi unngår trykkskader på fisk i bunn av lastetanken.

Et RSW-anlegg gir derfor bedre kvalitet på fisken enn luftkjøling.



## 3.5 LPG kondenseringsanlegg

### 3.5.1 Innføring om LPG kondenseringsanlegg

Vi skal her gi en kort beskrivelse av et LPG (Liquefied Petroleum Gas) kondenserings anlegg for skip som frakter kondenserte petroleum gasser.

Nedkjøling av kondensert gassen er nødvendig for å holde kontroll med og begrense trykket i lastetankene.

En metode som blir brukt for å kondensere gassen på går ut på å bruke lastetanken som væskeutskiller, lasten som kuldemedium og så føre væsken fra kondensatoren tilbake til lastetanken.

Figur 3.5.1.1 viser et LPG kondenseringsanlegg, skjematisk.

Kompressoren suger gass fra toppen av lastetanken. Når væsken fordamper vil temperaturen i tanken falle og dermed faller trykket.

For å hindre at et plutselig trykkfall i tanken skal føre væske inn i sugerøret til kompressoren, er det montert inn en sugegass akkumulator, se figur 3.5.1.

Når anlegget startes opp med varm tank og væske, er det fare for overbelastning av kompressoren.

Sugetrykks regulatoren struper gassen helt til manometrene (PIH) og (PIL) gir et likt utslag. Omløpsventilen kan da åpnes for full gjennomstrømning.

Kompressoren suger inn damp og komprimerer den. For å skille ut olje som følger med gassen, blir den ført gjennom en oljeutskiller.

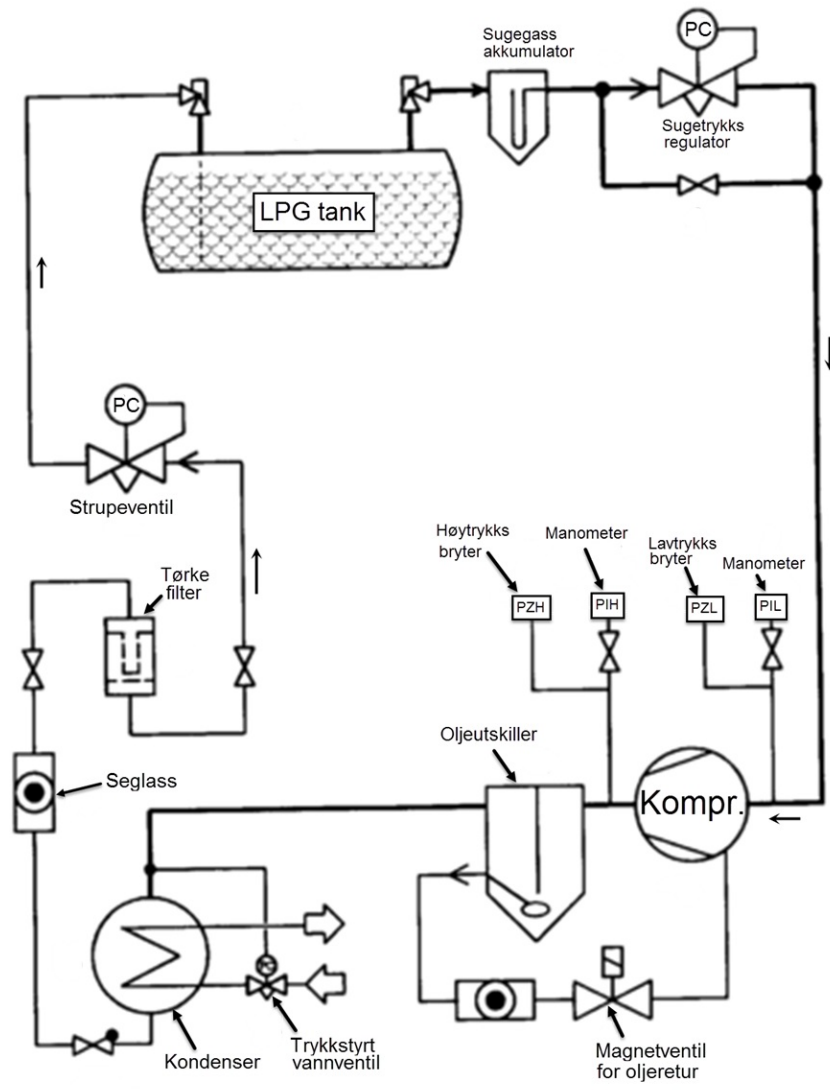
I den vannkjølte kondenseren blir gassen kondensert til væske som så blir ført gjennom en tilbakeslagsventil, et se-glass og et filter fram til en reduksjonsventil (den er i dette tilfelle en kondensatortrykk regulator som åpner ved stigende trykk i tilførsels røret).

Kondensatortrykket kan justeres ved hjelp av vannventilen. Etter hvert som trykket i kondenseren øker vil ventilen åpne og slippe væske inn på tanken. Dersom kondensatortrykker synker, stenger ventilen.

Reduksjonsventilen kan nå reguleres til å åpne ved kondenseringstrykket.

Den varme væsken som strømmer inn i tanken og varmelekkasjen gjennom isolasjonen er varmekildene til væsken som fordamper og som blir ført inn i kretsløpet.

For å unngå problemer med skumming av oljen i kompressoren når anlegget starter, er det satt inn en oljevvarmer som må stå på noen timer for å drive gass ut av oljen.



Figur 3.5.1.1 - Gass kondenseringsanlegg LPG, skjematisk

Figur 3.5.1.1 viser et gass kondenseringsanlegg, skjematisk.

## 3.6 Styremaskineri

### Innledning

For styring av skip blir det brukt flere forskjellige metoder, for eksempel:

- Schottel-propell
- Voiht-Schneider propell
- Ror-styring drevet av en styremaskin

Skip med flere propeller har som regel en styremaskin for hvert ror, mens mindre skip kan være utstyrt med to ror styrt av en styremaskin via lenkeforbindelser

Styremaskinen kan være elektrisk eller hydraulisk drevet og forbindes med roret gjennom rorstammen.

### 3.6.1 Krav til styremaskineri (SOLAS)

Internasjonale krav (SOLAS) og regler fra klasseselskapene krever bl.a. at alle skip skal være utstyrt med et hoved-styregir og et hjelpe-styregir, arrangert slik at feil på det ene ikke innvirker på det andre.

Hovedstyregir og rorstammen skal være av tilstrekkelig styrke og i stand til:

- å styre skipet ved maksimal fart forover og maksimalt dypgående,
- å kunne dreie roret fra 35° i den ene siden til 35° til den andre siden på under 30 sek.

Hjelpestyregiret skal være av tilstrekkelig styrke og i stand til å dreie roret fra 15° i den ene siden til 15° til den andre siden på under 60 sekund ved maksimalt dypgående og halv fart forover.

For tankskip, gass-skip og kjemikalieskip på over 10 000 brt og andre typer skip over 70 000 brt skal skipet være utstyrt med to eller flere kraftenheter for styremaskinen. Ved strømbrydd skal styremaskinen ha automatisk re-start fra nød-generator.

Ved «Black Out» starter nød-generatoren automatisk og kopler seg inn på styremaskinen, slik at vi ikke mister styring av skipet.

Hydrauliske styremaskiner blir i prinsippet styrt av et hydraulisk anlegg og kan være konstruert som:

- Vingemotor, med to eller flere vinger festet til rorstammen, der oljetrykket dreier vingene den vinkelen roret skal dreie.
- To eller flere hydrauliske sylindere med stempler som dreier et åk festet til rorstammen.

Det er ellers krav til at styremaskinen skal være plassert over vannlinjen for å unngå lekkasjer langs rorstammen, samt at det monteres inn et bærelager med tilstrekkelig styrke dersom dette ikke er innebygget i selve styremaskinen.

Internasjonale krav til styremaskineri er nedfelt i SOLAS – Steering Gear, se vedlegg 2.

### 3.6.2 Steering Gear System

The steering gear system comprises:

- One hydraulic steering gear of the rotary vane type
- Two identical hydraulic systems. Each system includes:
  - one steering gear pump
  - one control valve block assembly
  - necessary measuring, indication and alarm facilities for pressure, temperature, level and flow
  - necessary control and safety equipment

- one expansion tank common to both hydraulic systems
- emergency steering control equipment
- rudder angle indication

The steering gear is able to change the rudder position from 35 deg. to - 30 deg. within 48 sec. with one pump and within 24 sec. with two pumps, independent of ship speed. The increased demand of thrust on the rudder at higher ship speed is taken care of by increased pump pressure.

The steering gear system is of the "IMO model" with the functionality required according to Classification Societies for gas carriers and oil tankers above 100000 tons.

### Hydraulic system description

The steering gear itself is operated by two open type, low pressure hydraulic systems.

Each system is provided with the following functions:

- LOW LEVEL - STEERING GEAR UNIT TANK
- LOW LEVEL STOP - STEERING GEAR PUMP
- OIL FILTER HIGH DIFFERENTIAL PRESSURE
- HIGH OIL TEMPERATURE

The steering gear pump no 1 and the belonging controls are supplied from bus bar 1.

Steering gear pump 2 and belonging controls are supplied from Emergency bus bar

Emergency steering may be carried out, in case of system communication failure with the bridge.

### Control system description

The steering gear control system is of the on-off type (3-point control). The electrical controlled directional-control valve integrated in each of the control valve blocks controls the rudder angle. The control valve block also includes over centre and flow control valves, necessary for mechanical and hydraulic safety control.

#### Normal control (Follow up control)

The directional-control valve receive its control signal from the automatic rudder control system, having its set point either from the auto pilot or from the manual rudder control located both locally and at the bridge steering console.

Each hydraulic system is supplied from a steering gear pump Unit (Power Pack) comprising:

- Oil tank with a bottom drain valve.
- Steering gear pump of the fixed displacement type.
- Return line filter.
- Level indication.
- Equipment for monitoring of temperature, pressure and level.

Additionally each system is equipped with:

- One adjustable system pressure-relief control valve controlling the maximum discharge pressure from the steering gear pump. Default setting 75 bar. Above this pressure, the hydraulic oil will be by-passed back to the oil suction tank.
- One shock-relief control valve block with two adjustable relief control valves protecting the steering gear and the hydraulic system against pressure shocks when braking the rudder movement.
- Stop valves for manual isolating of the system
- One manual operated stop valve for by-pass of the pressure relief shock valves.

The oil tank is connected to the bottom of the expansion tank, common to both hydraulic systems and normally the oil tank is full (100% level).

At deviation between the actual rudder position and the desired rudder position, a port or starboard signal is given to the electrical directional-control valve. The control valve changes its position and hydraulic oil is lead in and out of the respective chambers at the steering gear, shifting the rudder angle towards the desired position as long as the deviation exists.

## Emergency control

The directional-control valve can be manually controlled by means of the emergency control buttons fitted both at the bridge steering console and locally at the control valve.

## Automatic separation control system (Safematic system)

According to international regulations, the steering gear system of larger ships must be provided with automatic separation of the two hydraulic systems, in case of a large oil leakage at one of the systems.

Both steering gear systems are connected to the common expansion tank.

A major oil leak at one of the systems will lead to a decrease of oil level in the expansion tank and a "LOW LEVEL ALARM-EXPANSION TANK" is activated.

If the oil level continues to decrease both steering gear pumps receives START command resulting in a start of the stand by steering gear pump and shifts the Safematic control valve block into a position where the two systems are separated from each other.

## Operation procedure

### 1. Preparation

- Check content in hydraulic oil tanks, refill if necessary.
- Check that steering gear and expansion tank shut off valves are open.
- Check that Safematic valve block valve is open.
- Start steering gear pump(s) locally or remotely from control room or bridge.

Testing of the steering gear should be carried out before leaving port. This is normally carried out from the bridge.

### 1. Pumps

- During normal operation at sea only one pump is in operation.
- During manoeuvre and in congested waters two pumps must be in operation.
- Starting and stopping of the pumps can be carried out locally or remote via the Power Chief - Pump Control system or from the bridge steering consoles.

### 2. Drain and oil filling

3.1 Oil and water draining from the steering system can take place from:

- The bottom of each chamber in the common expansion tank.
- The bottom of each steering gear pump unit tank.

3.2 Oil filling is done via the filling valve fitted at the expansion tank.

### 3. Rudder commands

- 4.1 Rudder command can be set manually on the autopilot.
- 4.2 To set specific rudder commands, select MAN and enter numeric values in %.
- 4.3 Autopilot can be set to specified course commands at the bridge steering console.
- 4.4 Select ON and enter course.
- 4.5 Servo speed is dependent on servo oil pressure.
- 4.6 In bad weather, two pumps can be run to obtain quicker servo response to auto pilot.
- 4.7 To use the emergency steering select OFF on the autopilot.
- 4.8 Emergency control can be operated locally or from the bridge console.

Note that the emergency control is non-follow up and the steering gear will turn as long as the button is depressed.

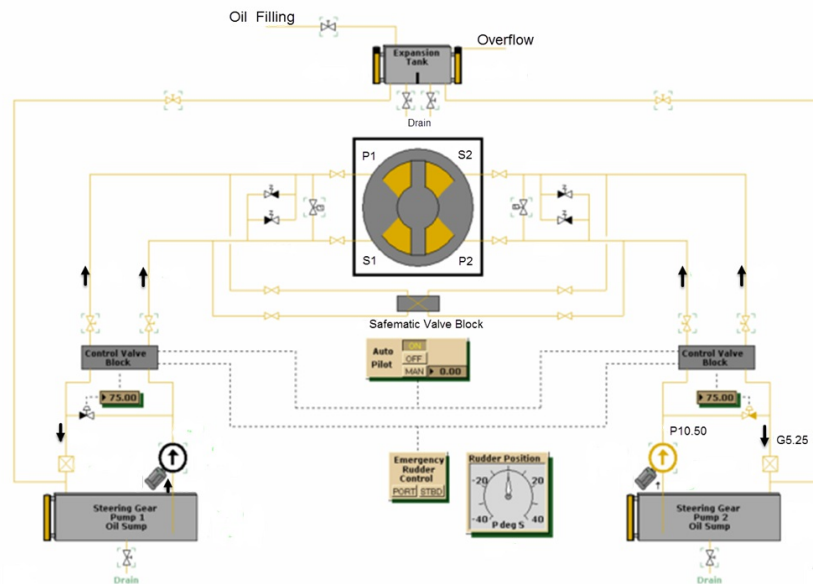


Figure 3.6.2.1 Steering Gear System

### 3.6.3 Ulike styremaskiner

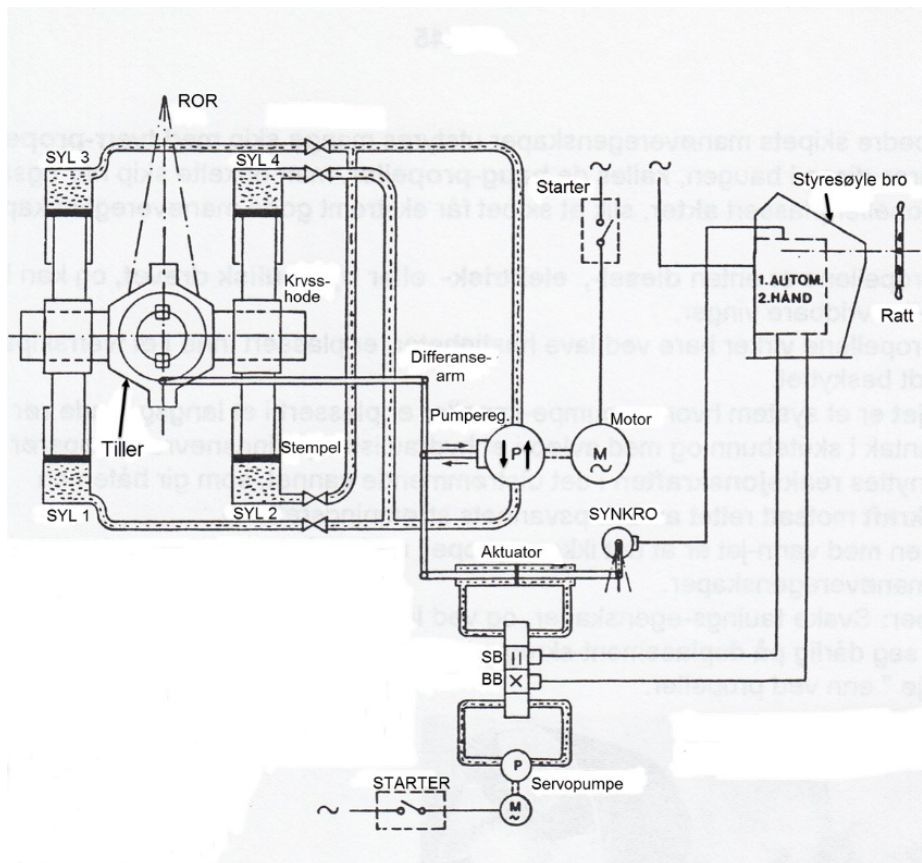
#### Ram-type styremaskin

Figur 3.6.3.1 viser prinsippet for styremaskiner av Ram typen, med 4 hydrauliske sylindre.

Ved bevegelse av differansearmen vil pumpa levere olje til en bestemt retning, og oljen pumpes til to sylindre som står diagonalt motsatt hverandre. Roret dreies da tilpumpe-reguleringen er utlignet av tillerens bevegelse.

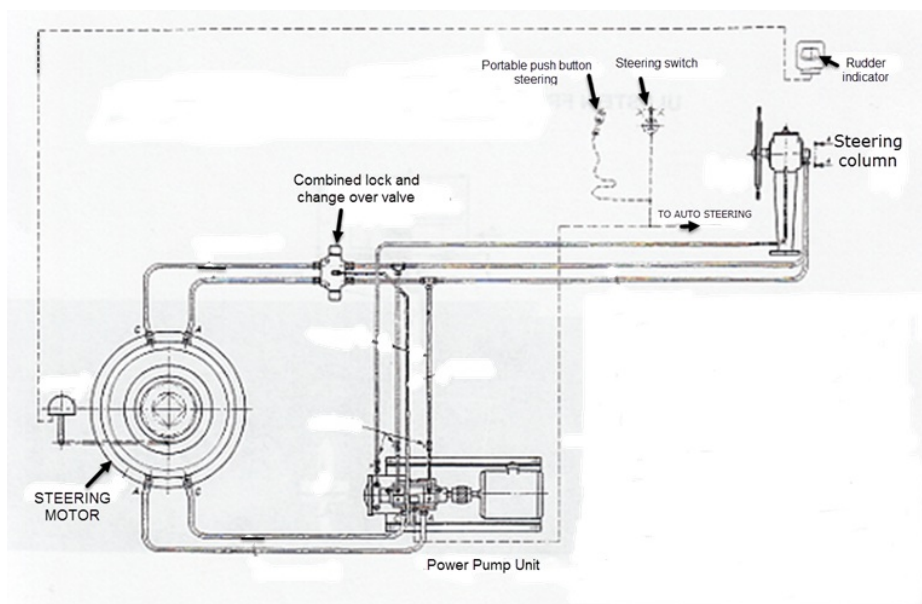
En aktuator, som her er hydraulisk, styrer differansearmens bevegelser.

Et separat servosystem sørger for oljetrykk for å bevege aktuatoren og elektriske signal fra styresøylen opererer magnetventilene som bestemmer aktuatorens posisjon



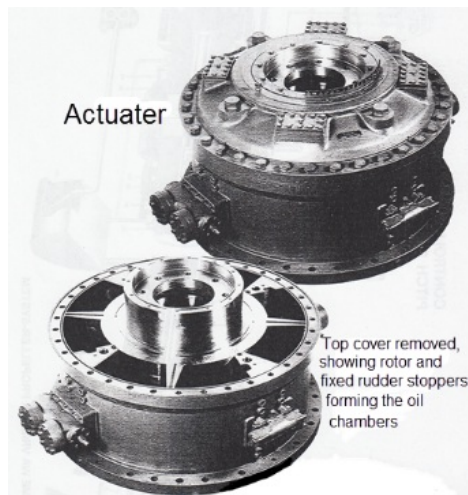
Figur 3.6.3.1 Ram type styremaskin, skjematisk

## Hydraulisk styremaskin - Ullstein Frydenbø



Figur 3.6.3.2 Hydraulisk styremaskin - Ullstein Frydenbø

Figur 3.6.3.2 viser det hydraulisk systemet for Ullstein Frydenbø styremaskin og figur 3.6.3.3 viser bilde av tilhørende hydraulisk vingemotor.



*Figur 3.6.3.3 Hydraulisk vingemotor*



## 3.7 Dekksmaskineri

Dekksmaskineri er et samlebegrep som favner alt maskineri utenom fremdrift av skipet. Tradisjonelt tenker man maskineri som brukes til fortøyning, ankring og lasthåndtering.

Men på fartøyer bygget i nyere tid er det mye mer. Dagens fartøyer som brukes i offshore operasjoner kan tjene som eksempel. De kan være utstyrt med store kran og vinsjssystemer som brukes til helt andre ting enn fortøyning. Mange skip er veldig spesialiserte for oppgaven og maskineriet utfører ofte sin funksjon enten hel- eller delautomatisk.

Vi skal her se litt på oppbygging og virkemåte til de mest brukte dekk-maskineri til bruk på skip.

### 3.7.1 Anker- og fortøyningsvinsjer

Alt maskineri som skal ombord på et fartøy må kunne opereres under forskjellige forhold. Skipet kan ha en stor krenge- eller trimvinkel eller det kan rulle/stampe fram og tilbake. Maskineri som står på utvendige dekk vil være utsatt for påkjenninger fra vind og vær og ikke minst sjøvann. Det bør derfor være av robust konstruksjon som også er vedlikeholds-vennlig.

Dekksmaskineri blir ofte laget for å hale inn eller flytte på tunge gjenstander. Det må derfor være godt fundamentert i bærende konstruksjon i selve skroget.

Når det gjelder hvordan dekkmaskineri drives er det som regel en elektro-hydraulisk løsning eller en ren elektrisk variant. På skip hvor det er strenge krav til at dekkmaskineriet ikke skal kunne lage gnister vil det fortsatt være et tradisjonelt damp-anlegg som vil bli brukt for å drive vinsjer, kraner og annet.

Ankrings-, fortøyningsutstyr og kraner er viet spesiell oppmerksomhet i regelverket til classeselskapene. Krav til dimensjonering av utsatte deler, viktige ytelser og dokumentasjon er forhold verftene og rederne må forholde seg til.

#### **Fortøyning og ankringsutstyr**

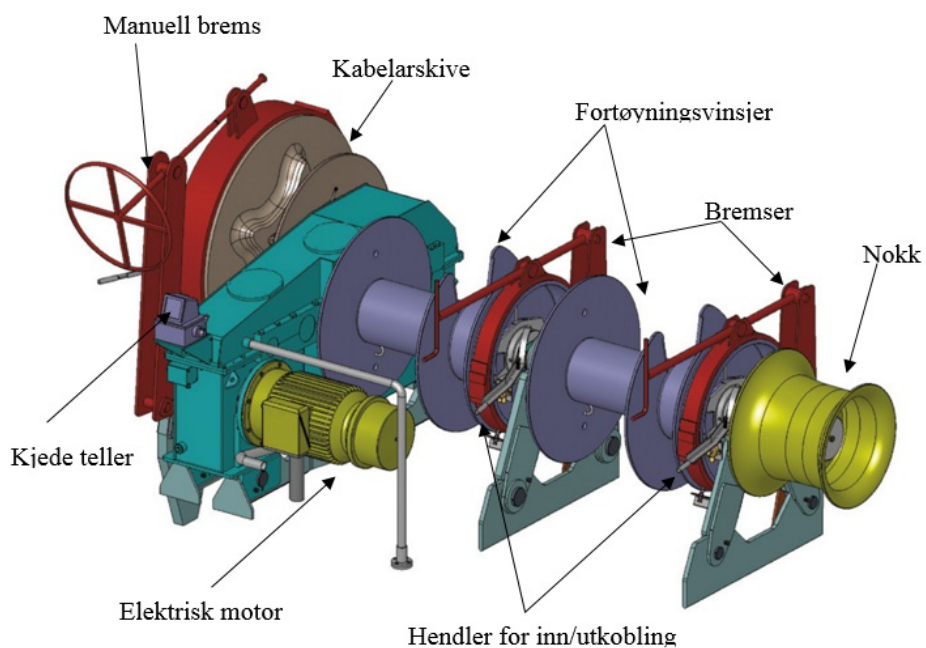
Fortøyningsvinsjer (Mooring windlass) og ankervinsj (Anchor windlass) kan være selvstendige enheter, men er også ofte en og samme konstruksjon. Generelt er de bygd opp rundt et rammeverk som omfatter motor, girkasse, kabelarskive, trossespill, endenokk, bremsesko, clutch og manøvreringsspaker/brytere.

Bremseanordningen er viktig. Den skal kunne stanse ett løpsk anker i løpet av et par sekunder.

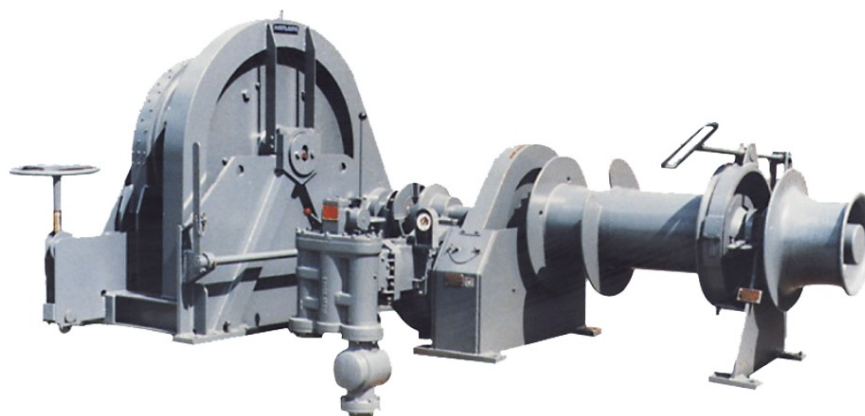
Selve bremsemekanismen kan bli utløst av en fjæranordning eller en akkumulator som driver et hydraulisk stempel som trekker til bremsen. Disse anordningene vil alltid overstyre de håndopererte mekanismene.

Ankervinsjer har også, ofte, en kjetting-teller for å holde orden på hvor mye kjetting som er ute.

Figuren under viser et eksempel på en kombinert anker/fortøyningsvinsj – elektrisk direkte drevet. Denne kan trekke med ca. 500 kN (ca. 50 tonn).



Eller de kan være drevet av en hydraulisk motor, slik bildet under viser. Da er selve hydraulikkanlegget, den elektriske drivmotoren, hydraulikkpumpen og tanken, gjerne montert under dekket.



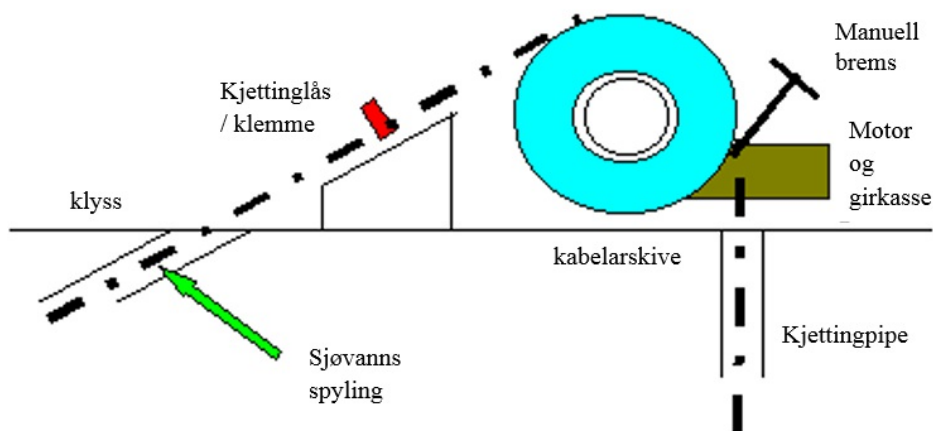
*Anker /fortøyningsvinsj med hydraulisk drift*

Vanlig konstruksjon for ankervinsjer er liggende aksel. Det finnes også vertikale stående ankervinsjer (Anchor Capstans), se figur under. En fordel med disse er at motor og girkasse/overføring er plassert under dekk og dermed mindre utsatt for vær og sjø. En ulempe er at en som regel bare har en nokk i tillegg til kabelarskiven.



Vertikal stående ankervinsj (Fra RY Britannica)

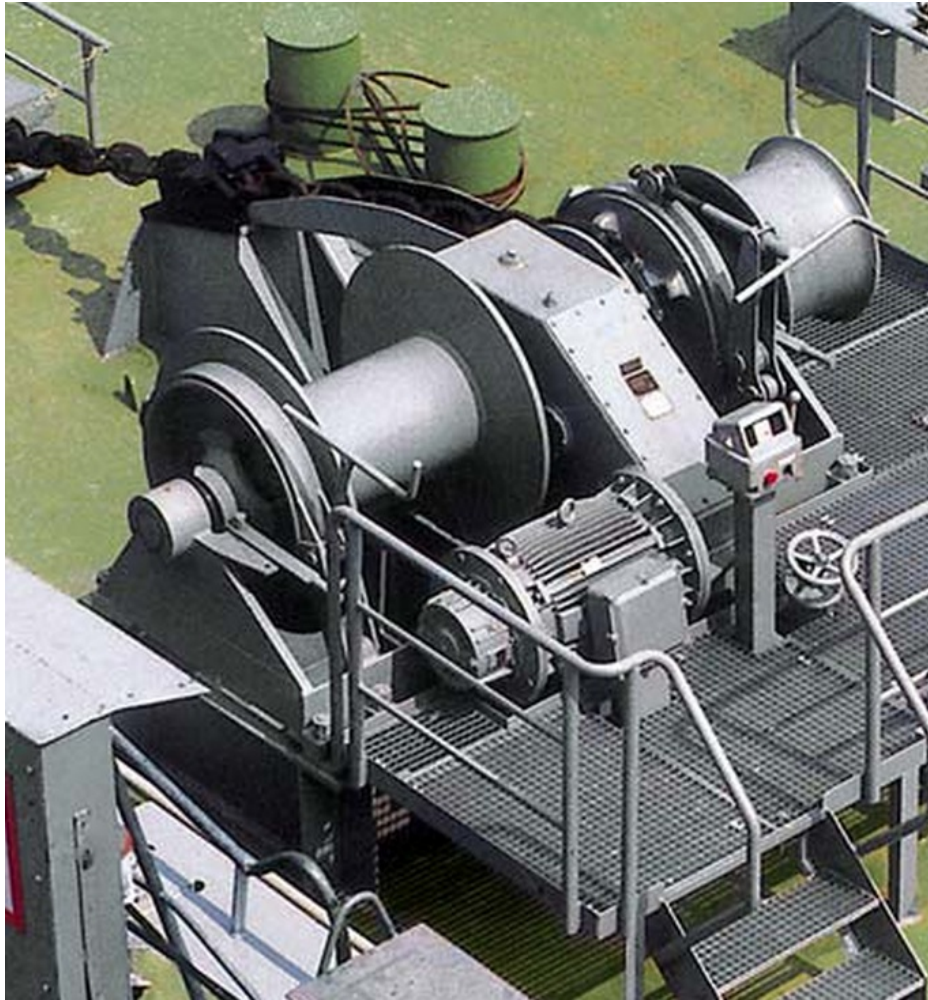
Figuren under viser hvordan arrangementet til en horisontal ankervinsj kan se ut og hvordan ankerkjettingen hales inn via ankerklysset over kabelaret og ledes gjennom et rør, kjetting-pipen ned i kjetting-kassen.



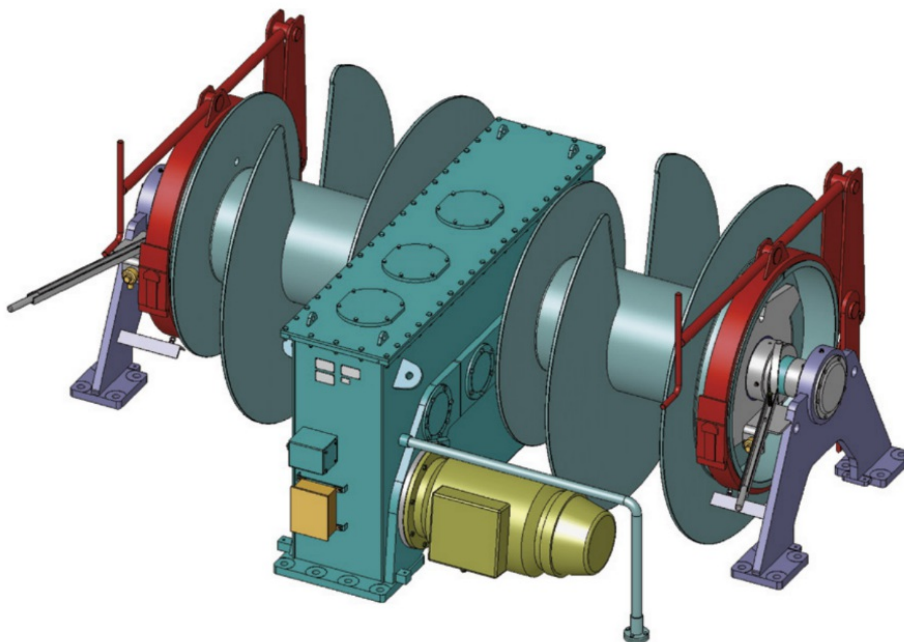
Arrangement for ankervinsj

Merk at ankeret ofte blir spylt rent i klysset, mens det hales inn, og at det er installert et låse-system for å sikre ankeret når det er på plass. Låse-systemet er laget slik at vi raskt kan slå det løs for nød-slipp av ankeret.

Under er ett bilde av et slikt anlegg på et skip. Det har en kabelarskive for ankerkjettingen, en trommel for fortøyningsvaier på venstre side og en nokk på høyre side, for en trosse.



De rene fortøyningsvinsjene kan se ut som figuren under. Den er drevet av en hydraulisk motor. Det vil være enten et lavtrykk- eller et høytrykkssystem på drivside. Lavtrykkssystemene er mer robuste, men krever større oljemengde per tidsenhet for å gjøre samme arbeid og tar større plass.



*Fortøyningsvinsj med hydraulisk motordrift*

## Klassekrav til vinsjer

Krav til ytelse fra classeselskapene gjelder typisk for vinsjer som skal trekke mer enn 50 kN eller hvor den er utsatt for momenter over 100 kNm.

Dersom en vinsj eller fortøyningsutstyr er boltet fast til fordekket er det gitt detaljerte beskrivelser i regelverket om dette.

Ett ytelseskrav, for eksempel, er at bremsen skal kunne kontrollere utløpshastigheten til en kabel/kjetting til 5 – 7 m/s. Bremsen skal kunne tåle minimum 45% av minste bruddstyrken til kabelen /kjettingen. Kjetting-låsen skal tåle 80%.

Hiv kapasiteten til vinsjen skal typisk være 4-6 ganger vekten til ett anker ved en hastighet mellom 9 – 15 m/min. Et anker kan typisk veie mellom 20 – 70 tonn.

Vinsjen skal videre kunne trekke opp et anker fra en dybde tilsvarende 50% av total kjetting-lengde som er ute på en side.

Kravene indikerer at en ankervinsj blir en avansert mekanisk konstruksjon hvor det er regulering av hastighet, automatisk bremsing og tilbakemelding til kontrollsystemet/operatøren.

Husk at en ankervinsj er et sikkerhetssystem og må vies ekstra oppmerksomhet i forhold til drift og vedlikehold.

Vertikalt stående nokker eller capstans er ofte dimensjonert til å ta 3 – 30 tonn ved 0.3 – 0.6 m/s hastighet inn/ut. Større skip nytter ståltau. De kan ha diameter opptil 140 mm. Dersom lette liner brukes kan hastigheten økes.

Fortøyningsvinsjene strammer wiren opp til vinsjen ikke greier mer, ca. 1,5 ganger full last. Deretter holdes strammingen av motorbremsen.

Ved automatiske fortøyningsystemer vil vinsjene slakke og stramme etter en forhåndsinnstilt verdi.

For å unngå ekstra belastninger på vinsjen dersom det blir plutselig stopp, er anleggene som regel også utstyrt med clutchkobling på akselsystemet/girkassen. Denne vil den gi litt etter, slippe, for å beskytte utsatte deler.

Ankervinsjer er tradisjonelt operert lokalt ved vinsjen. Trenden i mange år har vært å bruke fjernkontroll, men de skal alltid kunne opereres manuelt.

Anker/fortøyningsvinsjer drives som sagt enten med ren elektrisk drift eller en elektro-hydraulisk løsning. Blant de rene elektriske løsningene vil både likestrøms- eller vekselstrømsmotorer finnes. Det nyttes mer og mer vekselstrømsmotorer som blir hastighetsstyrt av en frekvensomformer. Kostnader ved anskaffelse og vedlikehold er som regel styrende faktorer ved valg av løsning.

Elektrohydrauliske løsninger bruker ofte en motor med konstant turtall. Som regel nyttes en enkel, billig og robust vekselstrømsmotor. Denne driver en pumpe som, for enkle anlegg, har konstant volumstrøm. Pumpen driver igjen en hydraulisk motor som er koblet enten direkte til akslingen eller via en overføring.

Dersom turtallet på vinsjen skal senkes må noe av oljestrømmen styres utenom og tilbake til oljetanken. Mer energieffektivt er det å ha pumper og motorer med variabel volumstrøm. Pumpen kan i tillegg være turtallsstyrt. Da kan virkningsgraden til systemet opprettholdes selv når belastningen varierer.

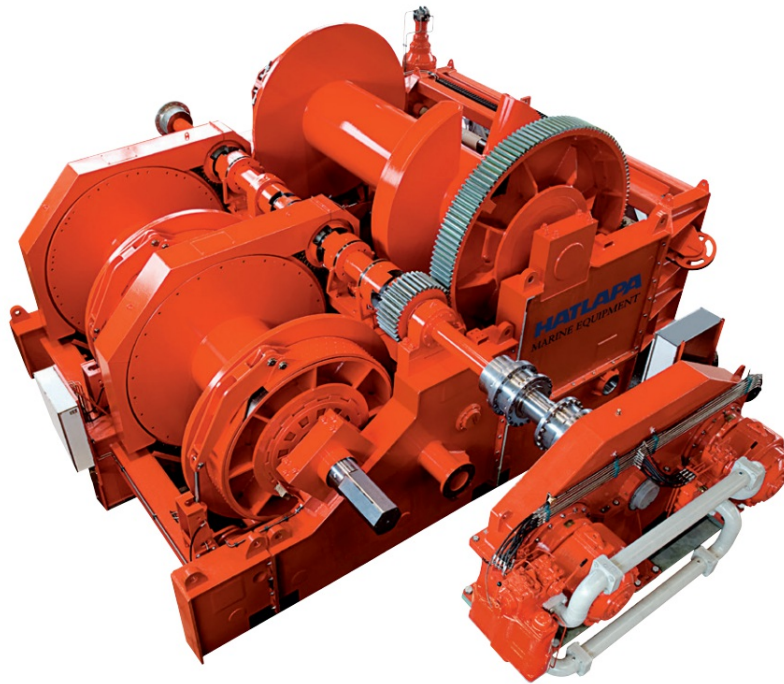
## Vinsjer for andre formål

På slepebåter eller fartøyer som brukes i offshore operasjoner er det ofte store og kraftige vinsjer. De er avanserte med automatisk stramming for å holde et ønsket strekk i slepet.

Under vises to vinsjer for sleping. De er begge hydraulisk drevet. Typisk ytelse kan være: opptil 3200 kN statisk last (holdelast), 1000 -2000 kN dynamisk last, avhengig av antall wiretromler i vannfall



*Vinsj fra norske TTS (Store dimensjoner)*



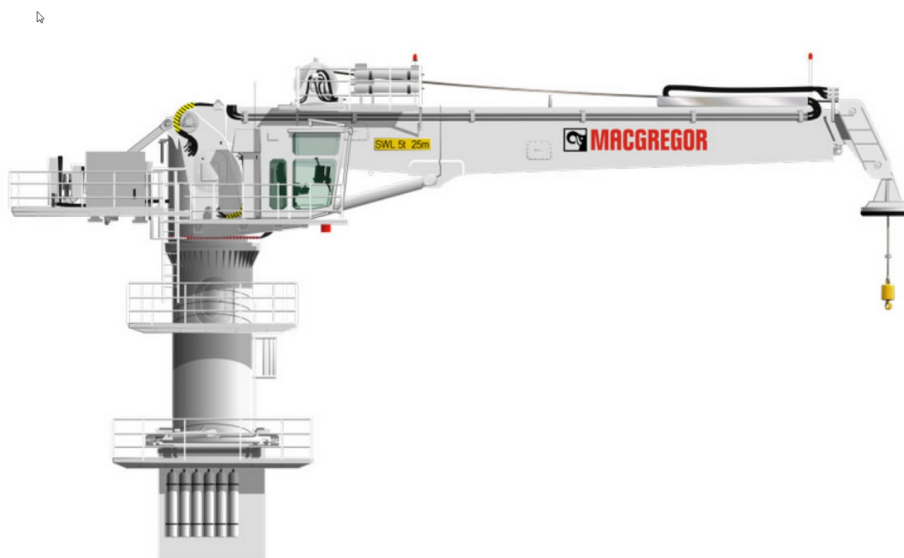
Vinsj med tromler fra tyske Hatalapa

### 3.7.2 Kraner

All lasthåndtering må skje kontrollert. Det innebærer at lasten kan hives eller senkes med en kontrollert hastighet og at lasten blir hengende ved uønsket stopp, for eksempel ved strømbrytning. Vanlig lastehåndteringsutstyr på skip er kraner, daviter og heiser. Kraner finnes i et utall varianter.

De aller fleste skip i dag har egne kraner for rask lasting/lossing. Disse vil klassifiseres som dekkskraner. De vil som regel være av elektro - hydraulisk type. De er som regel utstyrt med målesystem for tilbakemelding av hvor tung lasten er, hvor lang arm den har og hvilken vinkel kranen har.

Figuren under viser et eksempel på en avansert kran fra firmaet MacGregor.



Den er spesiallaget for et fartøy som skal drive installasjon og vedlikehold på vindmøller plassert i sjøen. For å løfte av eller på utstyr må skipet og kranen oppføre seg slik at kroken holdes stabil over et lite areal selv om skipet har en sammensatt bevegelse.

Kranen er utstyrt med et bevegelig fundament og en hiv-kompenserende vinsj. Dette gir muligheten for å holde selve krankroppen loddrett i forhold til havbunnen og at kroken holder en ønsket posisjon med små avvik.

## Krav til kraner

For kraner er det, på samme måte som for ankervinsjer, gitt mange krav fra myndigheter og klasseselskap.

Stort sett gjelder slike krav for kraner med SWL (Safe Working Load) over 30kN eller hvor momentet er større enn 100kNm. Arbeidslasten (W) er SWL pluss vekten av løftkroken/åket.

Lasten for å dimensjonere kranstrukturen er definert som arbeidslasten ganget med en faktor som representerer et dynamisk tillegg (vanligvis 1.3 for skipskraner) pluss egenvekten til selve kranen. En kran bør være fundamentert gjennom minst to dekk.

Når det gjelder kraftforsyningen er det elektrohydrauliske anlegg som brukes mest på grunn av lav vekt og høy krafttetthet. Maskineriet må være godt beskyttet. Ofte er det plassert inne i selve kranfundamentet

Valg av krantype er avhengig av type last, løftekapasitet, løftehøyde, rekkevidde, vekt, tyngdepunkt, hvor godt operatøren ser lasten og omgivelsene og drivsystemet.

De aller fleste kraner har tre hydraulikkretser for selve driften. Det er heisefunksjonen (drevet av vinsj), heving /forlenging av bommen (vinsj eller hydrauliske stempler) og dreining av hele kranen (hydraulisk motor).

Det kan være et pumpeaggregat for hele kranen, men også en pumpe/motor enhet for hver av hovedfunksjonene. Hver av funksjonene har en overtrykksventil for å hindre skader og overlast.

Det er også flere bremse/holde løsninger for å sikre skader ved bortfall av kraft og ved sikring av kranen. Når vinsjen er full eller tom og når bommen er helt ute er det også sikkerhetsventiler som trer i kraft for at kranen ikke skal ødelegges.

Generelt på kraner og annet dekksutstyr er det viktig å ha et forvarme-system slik at hydraulikkoljen, eller annen olje/smørefett flyter lett og at vi unngår kondens.

### 3.7.3 Lasteluker

Lasteluker er tradisjonelt ikke nevnt under dekkmaskineri. Men det finnes flere og flere løsninger som helt klart har eget maskineri for åpning, stuing og lukking. Vi skal her kort nevne noen forhold og se på noen typer.

Generelle krav til dekksluker kan være at de skal være værtette, gi størst mulig åpning til lasten, holdbare, lette i forhold til styrken og enkle å demontere eller flytte.

Et annet ønske kan være at lukene også skal kunne ta last på oversiden, for eksempel containere. Kanskje er behovet enkle, rene flater på undersiden. Dekksluker kan også ha forskjellige innretninger avhengig av type last.

Noen laster skal ha god ventilasjon, andre skal kunne overrisles med vann og noen laster må ha egne fyllesystemer. Det er et stort antall varianter.

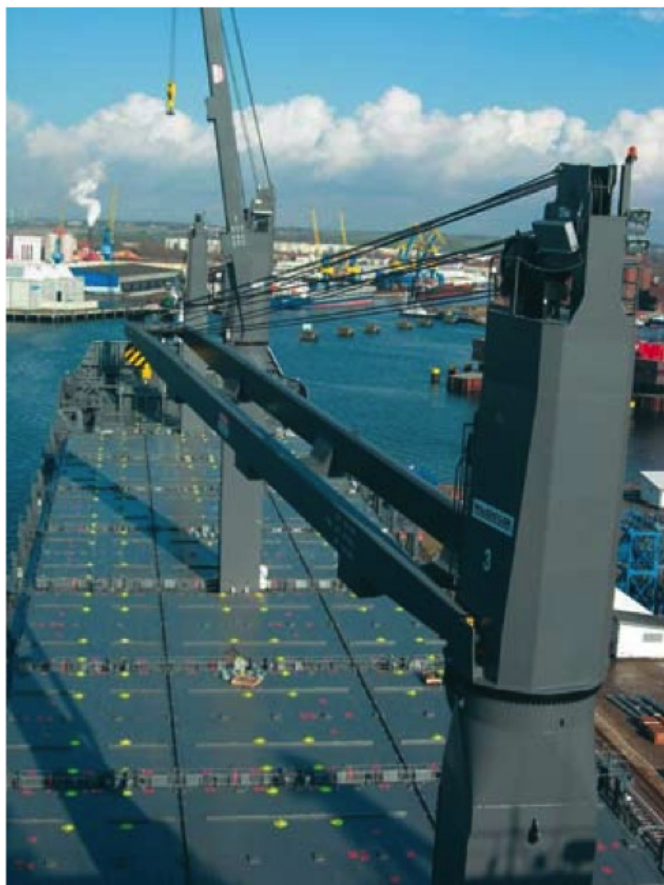
Ved valg av luker må vi ta hensyn til hvor mye luken skal tåle av ytre påvirkninger. For eksempel hvor mye torsjon fra skipets vridning skal tas opp av luken og hvor mye varme tåler den uten at det blir for store deformasjoner. Luke konstruksjoner med åpen struktur er ofte bedre enn lukkede strukturer. Hvor mye en luke deformeres seg under laster legger føringer på valg av tetningsløsning og også type lukesikringer. Vi skal her se på de mest vanlige typene.

#### Luker som løftes vekk

Lukene flyttes av egne kraner eller vha. kraner fra kai. Systemet gir stor fleksibilitet i utformingen av lasterommene, men kan kreve noe tid for flytting og stabling.



Bildet under viser et tradisjonelt system med 3stk. luker i skipets bredde. De dekker et helt lasterom. Kranene er av svingkran typen (slewing type) og hvor bommens vinkel bestemmer løfteradien.



*MacGregor - "lift away hatches"*

En annen løsning er dette eksempelet fra Grieg Star Shipping.



*M/S Star Kirkenes, Grieg Star Shipping*

Skipstypen kalles «Box Shaped Open Hatch Carrier». Lasterommene har form som en eske og fyller nesten hele skipets bredde.

I noen av lasterommene kan det også settes inn mellomdekk. En dekksluke løftes opp og flyttes ovenpå en av de andre lukene ved hjelp av de store portal kranene. Løsningen gir stor fleksibilitet i type last og relativt rask håndtering.

De to store kranene kan enkelt utstyres med løfteinnretninger tilpasset lasten. Typisk kan en kran løfte 70 tonn. Skipstypen kan også utstyres med svingkraner. Store konstruksjoner kan dermed håndteres ved bruk av flere kraner samtidig.

### Luker som rulles vekk



Tradisjonelt har bulk og tørrlastskip nyttet siderullende luker. Styrken i skipets konstruksjon er enklere å opprettholde jo mindre lukene er.

Vanlig løsning er å bruke to luker som får plass på hver sin side av lasteåpningen. Bildet til høyre, fra et kombinasjonsskip (Ore/Bulk/Oil, OBO) er ett eksempel.

På større skip, som VLOC (Very Large Ore Carrier – store malmskip) nyttes ofte bare en luke. Disse skipene er så brede at det fint er plass til hele luken på siden av åpningen.

Det er også mulig å ha en løsning hvor lukene rulles langsids. Da løftes en luke opp av, for eksempel, hydrauliske stempler, mens neste luke rulles under. Løsningen kalles "Piggy-back hatch covers". Mange Open Hatch Bulk Carriers (OHBC's) bruker dette for å utnytte skipets bredde mest mulig til lasteåpning.

Lukene flyttes ofte ved hjelp av kjede trekk eller en tannstangsmekanisme. Selv lukesikringen kan gjøres ved bruk av hydraulikk og fjernopereres.

## Foldeluker



*Bildet (fra Cargotec) viser et eksempel på hydraulisk opererte foldeluker.*

Hydrauliske stempler skyver direkte på den ene enden. Skyvet får endeluken til å bevege seg oppover og de andre lukene følger med.

Det hele foldes fint sammen og glir på skinner til stue-posisjonen.

# 4. Operasjon og drift av maskineri

## LÆREMÅL

Vi skal her se på operasjon og drift av MAN B&W 5L90MC.

## 4.1 Prosedyrer for start og drift av maskineriet

### 4.1.1 Oppstart fra kaldt skip til egen strømforsyning

- a) Klargjør nød-generator.
- b) Kople inn brytere på nød-tavle.
- c) Klargjør og start nød-sjøkjølevanns system.
- d) Klargjør og start nød-ferskvanns kjølesystem.
- e) Start nød – startluftkompressor.
- f) Klargjør og start brennoljesystem (se start av dieselgenerator nr. 1).
- g) Klargjør og start nr. 1 og nr. 2 dieselgenerator og koble inn på 440 V tavle.
- h) Koble inn brytere på hoved-tavle.
- i) Kontroller alle brytere på 220 V hoved- og nødkurs tavle.
- j) Start vifter.

Egen strømforsyning er nå klar.

### 4.1.2 Oppstart med egen strømforsyning

#### Sjøvannsystem

- a) Åpne ventiler for lav-sugsjon, sjøvanns-sil og inn/ut av sjøvannspumper.
- b) Åpne inn/ut av ferskvannskjøler nr. 1, damp-kondenser, air condition.
- c) Åpne over bord ventil.
- d) Temperaturkontroll 3-veis ventil settes i auto.
- e) Åpne lav-sugsjon for nød-brannpumpe.

## Ferskvannskjølesystem

- a) Åpne inn/ut ferskvannskjøler nr.1.
- b) Åpne bypass ventiler for LT system.
- c) Åpne inn/ut på alle kjølere (Servo/Stern tube, TG/CT, Air Comp, ME Cam, ME LO 1/2, ME Air 1 og 2).
- d) Åpne inn/ut på pumpene og starte hjelpe kjølevann pumpen (Aux Pump).
- e) Temperatur kontroll 3-veis ventil settes i auto.

## Starteluft og luftkompressor

- a) Åpne ventiler for luftkjølere (Air Coolers).
- b) Åpne drenering på startluftflasker og kjølere.
- c) Åpne inn/ut ventiler på startluft flaske nr. 1.
- d) Start kompressor 2 og klargjør nr. 1.
- e) Steng drenerings ventiler når ferdig drenert på flasker og kjølere.
- f) Åpne ventil fra startluftflaske 1 til service tank.
- g) Åpne ventil for starteluft til dieselgenerator 1 og 2.
- h) Åpne ventil fra service tank til filter, dyser.

## Dieselgenerator 1

- a) Åpne ventil fra dieselolje dagtank til dieselgenerator 1 og 2.
- b) Åpne ventil inn på brennoljepumpe.
- c) Åpne ventil før dieselolje filter.
- d) Åpne ventil etter kjøler (over bord).
- e) Åpne ventil etter smøreolje filter 1.
- f) Start smøreoljepumpe, pumpekontroll i manuell.
- g) Reset generator på Engine Control.
- h) Sjekk startlufttrykk.
- i) Sett pumpekontroll smøreolje i auto.
- j) Sett Engine Control i Remote.

## Oppstart - Oljefyrt kjele

- a) Åpne ventil for diesel fra dieselolje dagtank. Velg "Burner Type" DO (dieselolje).
- b) Åpne for ventiler og drenering på oljefyrt kjele, samt "Steam Generator".
- c) Sett Level Controller" for Steam Generator i manuell og steng den helt.
- d) Start fødevann pumpen, og sett deretter Level Controller i auto.
- e) Åpne ventiler for kondenser.
- f) Sett Master, Air, Oil, Oxygen Controller i manuell.
- g) Start kjelevifter.
- h) Resett «Boiler», og start «Purge» (utlufting).
- i) Sett Air Flow Lever i 100 %.
- j) Purge ferdig og sett luftstrøm på 6 % og oljestrøm på 15 %.
- k) Start brenner 1.
- l) Juster gradvis oppover luftstrøm 15 % og oljestrøm 15 %.
- m) Når oksygen er under 5 %, sett alle kontrollere i auto.
- n) Når trykk og temperatur begynner å stige, steng dren og vent på TG og oljefyrt kjel (ca. 3 – 4 bar).
- o) Når trykk og temperatur er OK, kan vi skifte til tungolje drift på brenner (ca. 8 bar).
- p) Steng brenner.
- q) Sett Master Air, Oil, Oxygen Controller i manuell.
- r) Åpne ventil fra tungoljetank til kjel og skift over til tungoljebrenner.
- s) Resett Boiler, og start Purge (Utlufting).
- t) Sett Air Flow Lever til 100 %.
- u) Purge ferdig, sett Air Flow på 30 % og Oil Flow på 15 %.
- v) Start brenner 1.
- w) Juster Flow Controller manuelt til oksygen nivået er under 5 %.
- x) Sett alle kontrollere i auto.

## **Turbogenerator (TG)**

- a) Åpne ventiler for smøreolje og start pumpe.
- b) Åpne for ferskvann til kjøler og åpne drenering.
- c) Resett på turbogenerator kontrollpanel om nødvendig.
- d) Åpne Emergency Stop ventil 5 %.
- e) Turbogenerator begynner å rotere.
- f) Åpne Emergency Stop ventil ca. 5 % om gangen for å få en rolig start.
- g) Steng drenering.
- h) Når TG har nådd 6000 rpm åpner vi Emergency Valve 100%.

## **4.1.3 Start av HM etter havneopphold**

### **Ferskvannkjølesystem**

- a) Åpne ventiler inn/ut for alle kjølere.
- b) Åpne inn/ut på pumpene og start Aux pumpe.
- c) Sett 3-veis ventil i auto til 80 %.
- d) Start HTFW pumpe 1 sett pumpe 2 i auto.
- e) Åpne ventiler inn/ut HM.

### **Smøreoljesystem HM**

- a) Kontroller at nivå i smøreolje systemtank er ok.
- b) Sett temperaturkontroller i AUTO og 45 °C.
- c) Kontroller at inn- og utløpsventiler for begge hoved smøreoljepumper er åpne.
- d) Kontroller at inn- og utløpsventiler på en kjøler er åpne.
- e) Kontroller at inn- og utløpsventiler til «back flush» filter er åpne.
- f) Kontroller at ventil for olje til lagrene er åpen.
- g) Start en av hoved smøreoljepumpene manuelt og vent til trykket har steget til 3 bar.
- h) Sett pumpekontrolleren i auto.

Kontroller til slutt oljestrøm og temperatur for stempeloljekjøling og smøreolje til hovedlager.

### **Kamaksiel smøreolje HM**

- a) Sett temperaturkontroller i auto til temperatur 45 °C.
- b) Kontroller at nivå i oljetank er ca. 1,5 m<sup>3</sup>.
- c) Sett kamaksiel smøreoljetrykk til 4 bar.
- d) Åpne ventil inn/ut til smøreoljefilter og filter.
- e) Start pumpe nr.1 manuelt og skift til auto når trykket er ca. 3,7 bar.

### **Brennoljesystem (start på diesel)**

#### **Brennolje tilførselssystem**

- a. Sett 3-veis ventil i posisjon diesel olje (100 % for ren dieselolje).
- b. Kontroller at nivå i dieselolje dagtank er ok og drener tanken.
- c. Klargjør systemet fra dieselolje dagtank til avlufter tank – omløpsventil for oljeur skal normalt være stengt.
- d. Steng dreneringsventil på avlufter tanken.
- e. Start en av for pumpene manuelt og kontroller utløpsstrykk og oljestrøm.

#### **Sirkulasjonssystem**

- a) Åpne ventiler til en av brennoljevvarmerne og til «back flush» filteret.
- b) Kontroller at nød avstengningsventilen for hovedmotor er åpen.
- c) Åpne avstengningsventiler til både hovedmotor og tilførselsventil til dieselgeneratorene.
- d) Sett trykkregulator i returledning til 7-8 bar.
- e) Kontroller at 3-veis ventil i returledning er stilt slik at den gir retur til avlufter tanken.
- f) Sett brennolje viskositetskontroller i manuell.
- g) Kontroller at ventil for damptilførsel til forvarmere mv. er stengt.

- h) Start en brennolje for pumpe manuelt og kontroller trykk og oljestrøm.
- i) Velg auto og klar for transferpumpe i Power Chief – Pump Control Panel.

### Anmerkning

Dersom dampsystemet ikke er stengt (ved å stenge stopp- og kontroller-ventiler i damp- systemet), kan diesellojen bli oppvarmet.

For høy temperatur på diesellojen kan føre til dårlig smøring av plunger i brennolje høytrykkspumper og dysenål ventiler på grunn av lav viskositet, noe som igjen kan føre til rivning mv.

Når det ikke er forbruk av brennolje, må pumpene stoppes for å unngå skader på grunn av for høyt trykk.

## 4.1.4 Fuel change over

Ref. MAN B&W Manual 46 – 108 MC Engines (Operation)

The engine is equipped with uncooled “all symmetrical”, light weight fuel valves with built-in fuel circulation. This automatic circulation of the preheated fuel (through the high- pressure pipes and the fuel valves) during engine standstill, is the background for our recommended constant operation on heavy fuel.

However, change-over to diesel oil can become necessary if, for instance:

- The vessel is expected to have a prolonged inactive period with cold engine, e.g. due to:
- a major repair of the fuel oil system etc.
- a docking
- more than 5 days` stop (incl. laying-up)
- environmental legislation requiring the use of low-sulphur fuels

Change-over can be performed at any time:

- during engine running
- during engine standstill

In order to prevent:

- fuel pump and injector sticking/scuffing,
- poor combustion,
- fouling of gas-ways,

It is very important to carefully follow the temperature/load requirements of the change-over procedures.

### A. Change-over from diesel oil to Heavy Fuel during Running

To protect the injection equipment against rapid temperature changes, which may cause sticking/scuffing of the fuel valves and of the fuel pump plungers and suction valves, the change-over is carried out as follows (manually):

First, ensure that the heavy oil in the service tank is at normal temperature level.

Reduce the engine load to  $\frac{3}{4}$  of normal. Then, by means of the thermostatic valve in the steam system, or by manual control of the viscosity regulator, the diesel oil is heated to maximum 60-80°C. Regulate the preheating so as to give a temperature rise of about 2°C per minute.

The diesel oil viscosity should not drop below 2 cST, as this might cause fuel pump and fuel valve scuffing, with the risk of sticking, due to failing lubrication ability of the diesel oil.

For some light diesel oils (gas oil), this will limit the upper temperature to somewhat below 80°C.

Due to the above mentioned risk of sticking/scuffing of the fuel injection equipment, the temperature of the heavy fuel oil in the service tank must not be more than 25°C higher than the heated diesel oils in the system at the time of change-over.

When the temperature requirements have been fulfilled, the change to heavy oil is performed by turning the change-over cock. The temperature rise is then continued at a rate of about 2°C per minute, until reaching the required viscosity.

#### **A. Change-over from Heavy Fuel to Diesel Oil during Running.**

To protect the fuel injection equipment against rapid temperature changes, which may cause scuffing with the risk of sticking of the fuel valves and of the fuel pump plungers and suction valves, the change-over to diesel oil is performed as follows (manually):

- Preheat the diesel oil in the service tank to about 50°C, if possible.
- Cut off the steam supply to the fuel preheater and heat tracing.
- Reduce the engine load to  $\frac{3}{4}$  of MCR load.
- Change to diesel oil when the temperature of the heavy oil in the preheater has dropped to about 25°C above the temperature in the diesel oil service tank, however, not below 75°C.

*! If, after the change-over, the temperature (at the preheater) suddenly drops considerably, the transition must be moderated by supplying a little steam to the preheater, which now contains diesel oil.*

#### **A. Change-over from Heavy Fuel to Diesel Oil during Standstill**

- Stop the preheating. Regarding temperature levels before change-over, see item B
- Change position of the change-over valve at the fuel tanks, so that diesel oil is led to the supply pumps.
- Start the supply pumps and circulating pumps (if they are not already running).
- Change position of the change-over valve at the venting pipe back to its normal position, so that the heavy oil in the venting pipe is now mixed with diesel oil
- Stop the supply pumps.
- Stop the circulating pumps.



## 4.1.5 Pre Arrival Checklist

Her følger et eksempel på prosedyre for klargjøring til ankomst havn, med engelsk tekst.

Duty Engineer shall co-ordinate the completion of the check list and enter in the Engine Room Log when completed: ENGINE CHECK LIST NO X COMPLETED.

NO	ITEMS TO BE CHECKED	YES	NO
1	Switch to «ENGINE ROOM ATTENDED») and record time of «stand by» in Engine Room Log.		
2	Check that fuel/diesel supply filter is cleaned.		
3	Check that FW generator is stopped.		
4	Check that auxiliary boiler FUEL BURNING SWITCH is in AUTOMATIC mode.		
5	Carry out starting test of standby AE in due time.		
6	Start Standby AE as instructed by Chief Engineer.		
7	Check pressure and temperatures.		
8	Check with bridge that it is ok to Soot-blow Exhaust boiler		
9	Soot-blow Exhaust boiler for at last 5 min. Stop TG. Bypass Exhaust boiler and let circulating pumps run.		
10	Check power/steam to mooring equipment.		
11	Check starting air pressure. Both compressors to auto mode.		
12	Check communication with bridge; phone and / or walkie-talkie.		
13	Test of ME. - As instructed by bridge.		
14	Increase cylinder lubrication to maximum during manoeuvring.		
15	Check bow thruster power supply as required by bridge.		
16	Check that all machinery equipped with «stand by» function are in «stand-by» mode.		
17	Make a check round in engine and steering gear room to ensure trouble free and correct operation of all machinery and equipment.		
18	One day before arrival Japan stop rudder grease pump. For other ports follow local Port Regulations.		
19	Check sea water cooling from at sea to harbour condition.		
20	Secure / lock bilge overboard valve. ( Padlock)		

## 4.2 Prosedyrer for det elektriske anlegget

### 4.2.1 Til- og frakopling av generator

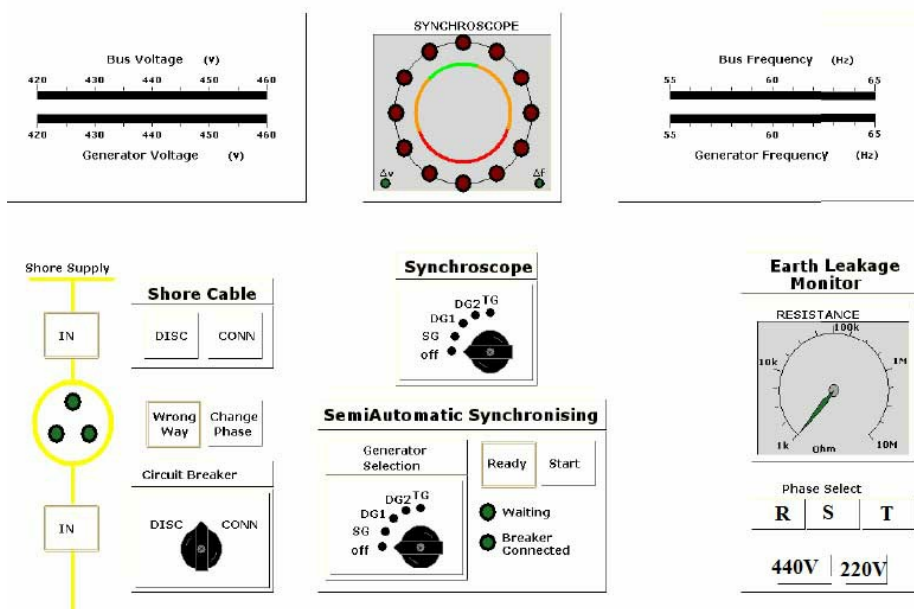
Synkroskop panelet bruker vi for manuell innfasing av generatorene, se figur 4.2.1.1. Panelet har brytere (Selector Switches) for valg av generator, opp/ned kontroll for frekvens og inn-, utkopling av hovedbrytere. Når en generator er valgt blir alle instrumenter automatisk koplet til denne generatoren. Panelet viser spenning og frekvens for nett og generator. Det er dessuten en indikator som viser at valgt generator er tilkoplest nettet.

#### Tilkopling

- Aktuell generator må være i gang og ikke i auto.
- Velg generator og sammenlign spenning og frekvens med nett- spenning og frekvens.
- Juster magnetiseringen slik at spenningen er lik nettspenningen.
- Juster regulator slik at frekvens på inngående generator er litt over nettfrekvensen.
- Synkroskop indikatoren bør rotere sakte med urviser.
- Tilkople nett bryter når synkroskop indikatoren lyser i topp. Nett bryter lyset vil nå vise at aktuell generator er tilkoplest nettet.
- Øk turtallet for å legge last på inngående generator.
- For manuell fordeling av last kan vi bruke regulator kontrollen i aktuell MD side.

#### Frakopling

- Kontroller at generatoren som skal frakoples ikke står i auto.
- Bruk regulator kontrollen til å redusere last på generator som skal koples ut.
- Velg generator, trykk «Disconnect» og indikatorlys slukker.



Figur 4.2.1.1 Synkroskop-panelet

## Landtilkopling

- a) Kontroller at alle generatorene er frakoplet, nød-kurs og skinneforbindelse frakoplet.
- b) Kople til landkabel.
- c) Kontroller faserotasjon, endre fase om nødvendig.
- d) Legg inn landtilkopling.
- e) Kople til nød-kurs om nødvendig eller start fra kaldt skip og fortsett startsekvens.
- f) Landtilkopling må være ute før hoved generatorer koples inn.

## 4.2.2 Nød-generator

### Operasjon av nød-generator

#### Nød generator - start

- a) Kontroller at batterispenning er korrekt.
- b) Sett generator i manuell og trykk start.
- c) Reguler spenningen til 440 V.
- d) Juster frekvensen til 60 Hz.
- e) Kople til nød generator bryter.

#### Nød generator - stopp

- a) Kontroller at hoved skinne har strømtilførsel.
- b) Kople inn hoved skinnebryter til nød skinne.
- c) Åpne bryter for nød generator.
- d) Stopp generator.

#### Nød generator - AUTO operasjon

- a) Generatoren står normalt i AUTO med spenningskontroll på og skillebryter åpen.
- b) Dersom tilførsel til nød-tavle blir brutt, vil generatoren starte automatisk og kople inn nød-kurs.
- c) Hovedkurs blir isolert dersom hovedskillebryter åpner på grunn lav spenning.
- d) Når nød-kurs igjen er koplet til hovedkurs og skillebryter lukket, vil nød generatoren stoppe automatisk og skillebryter åpnes.

#### Test av nød generator

- a. Nød generatoren bør testes regelmessig for å sikre at den fungerer når det blir nødvendig.
- b. Med generator i Auto: TEST 1 simulerer lav spenning på nød-kurs, som initierer start av nød generatoren.
- c. Generatoren vil prøve-starte inntil tre ganger.
- d. Avbryt TEST 1 og generatoren stopper.
- e. Før TEST 2 må bro informeres og kontrollere at heiser ikke er i bruk. Test 2 vil midlertidig avbryte nødstrøms tilførselen.
- f. TEST 2 frakopler nød-kurs fra hovedkurs og simulerer total svikt av strømtilførsel. Generatoren starter og forsyner nød-kurs.
- g. Avbrudd av TEST 2 vil kople nød-kurs til hovedkurs og nød generatoren stopper.

## 4.2.3 Hoved-generatorer

### Operasjon av hoved-generatorer

#### Inn/ut kopling

- a) Normalt står generatorene i AUTO med prioritet satt for aksel- og diesलगeneratorer slik at lastfordelingen blir i tråd med satt driftsmodus.
- b) Turbogenerator vil alltid ha prioritet 1 når den er i drift.
- c) Når generatorene ikke er i auto modus kan de koples inn fra aktuell MD side.
- d) Før tilkopling kontroller at generatoren er klar til start.
- e) Turbogeneratoren må gå før forsøk på tilkopling.
- f) Kontroller at spenningskontrollen er satt i ON.
- g) Start valgt generator ved å trykke start/stop knappen.
- h) Når motoren går, juster spenningen tilsvarende nettspenningen.
- i) Tilkopling kan skje ved hjelp av «SEMI AUTO SYNC» – velg generator og juster turtall inntil «Ready Light» lyser og trykk CONN.
- j) Manuell synkronisering kan også foretas.
- k) Etter innkopling må generatorlasten balanseres manuelt.
- l) For utkopling, velg generator, reduser/fjern lasten og trykk DISC.
- m) Etter utkopling kan generatoren stoppes ved trykke start/stop knappen
- n) Turbogeneratoren må stoppes fra aktuell MD side.

#### Akselgenerator - PTO modus

Kontroller at akselgenerator er klar (ready on). Aux. Power, Synch. Cond. on og luftventil åpen. Clutch kontroll lokalt.

- a. HM må være i drift for kople inn clutch. Ved stopp HM koples clutchen ut automatisk.
- b. Kontroller at spenningskontroll er On.
- c. Kople inn clutch. Den vil ikke kople inn dersom drivakselturtall er over 300 rpm.
- d. Juster spenningen om nødvendig.
- e. Bruk «SEMI AUTO SYNC», velg SG og juster turtall opp/ned inntil «Ready» On.
- f. Trykk «Connect» og juster lasten som nødvendig.
- g. Manuell synkronisering kan også foretas.
- h. For å frakople, velg SG, reduser lasten til null og trykk «DISC».

#### Akselgenerator - PTI modus

- a) For å klargjøre PTI i «Reverse Power Setting» må skillebryter settes til –1500 kW.
- b) Skillebryter må tilkoples i PTI modus.
- c) Trykk inn PTI knapp.
- d) Akselgeneratorens last reduseres gradvis og PTI modus blir initiert.
- e) PTI kan justeres ved hjelp av «Lower and Raise» kontrolleren.
- f) For å skifte fra PTI til PTO trykk PTO og tilført last reduseres til null.
- g) Kople fra skillebryter eller juster tilført last fra SG.

#### Legge TG inn på tavle

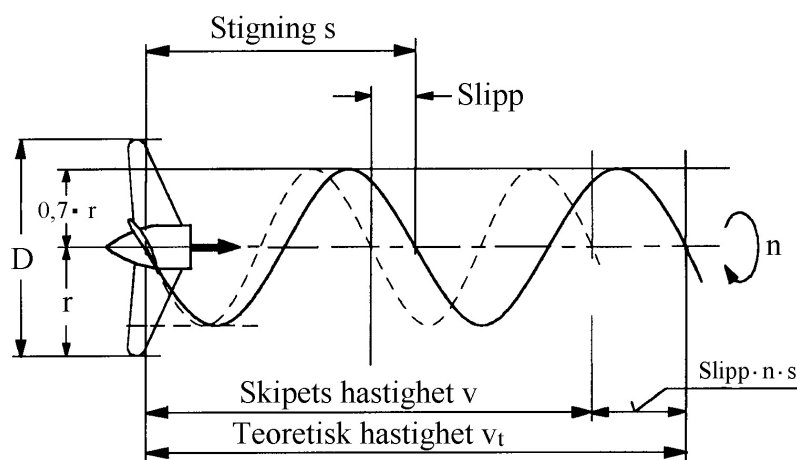
- a) Legg inn magnetiserings bryter.
- b) Juster volt og frekvens i synkroniserings panel.
- c) Koble inn når vi har lys «klokken 12».
- d) Lastfordel diesलगenerator 1 og TG.

## 4.3 Framdrift av skip

### 4.3.1 Propelldrift

Propellen på et lasteskip består normalt av et boss og fra tre til fem vinger støpt i en bronselegering (legering av kopper, aluminium og nikkel).

Stigningen ( $s$ ) er den strekningen ethvert punkt på propellbladet beveger seg i framdrifts- retningen per omdreining. Stigningskoeffisienten er forholdet mellom stigningen ( $s$ ) og diameteren ( $D$ ). For en saktegående propell er forholdet ( $s/D$ ) omkring 0,9.



Figur 4.3.1.1 Skisse av propelldrift

Propellere blir bygd med både fast stigning (FP = Fixed Pitch) og vribare propellvinger (VP = Variable Pitch). En fast propell må reverseres, det vil si skifte dreieretning, for å kunne bakke. Stigningen akterover er normalt mindre enn forover.

En propell med fast stigning gir vanligvis høyere virkningsgrad enn en vribar propell, mens vribare propellere gir enklere manøvrering og bedre mulighet for å variere motorbelastningen.

### Framdriftsmotstand

Framdriftsmotstanden kan generelt inndeles i friksjons-, bølge-, virvel- og luftmotstand. Slepeforsøk viser at summen av disse motstandene øker tilnærmet proporsjonalt med kvadratet av skipets hastighet, vi får da følgende:

$$\text{Skipsmotstanden } F = k_1 \cdot v^2 \text{ (kN) (1)}$$

$F$  = samlet motstand (kraft) målt i for eksempel kN

$k_1$  = passende konstant for et gitt skip

$v$  = skipets hastighet i m/s eller knop

Ved tauing må skipet trekkes med en kraft som er lik framdriftsmotstanden (F). Effekten som svarer til kraften og hastigheten (v), kaller vi tauingseffekt:

$$P_t = F(\text{kN}) \cdot v(\text{m/s}) \text{ (kW)} \quad (2)$$

Ligning (1) innsatt i (2) gir:

$$P_t = k_1 \cdot F \cdot v^3 = k_2 \cdot v^3 \text{ (kW)} \quad (3)$$

Dersom skipet blir drevet framover ved hjelp av en propell, må denne virke på vannet med skyvekraften ( $F_S$ ):

$$F_S = F + S \text{ (kN)} \quad (4)$$

S er en tilleggs motstand som oppstår ved at propellen gir vannet en hastighetsøkning og en reduksjon av vanntrykket i området foran propellen. Dette virker som et «sug» på de nærmeste partiene av skroget, eller med andre ord at trykket mot de bakre partiene (i framdriftsretningen) av skroget blir mindre enn trykket mot de fremre partiene av skroget.

Skyvekraften  $F_S$  må tas opp av skipets trykklager, som vanligvis er plassert umiddelbart aktenfor hovedmotoren.

Effekten som propellen avgir til vannet (skyve-effekten), blir da:

$$P_S = F_S \cdot v_r \text{ (kW)} \quad (5)$$

Der  $v_r$  er den hastigheten propellen flytter seg med i framdriftsretningen, relativt til vannet.

Denne hastigheten er mindre enn skipets hastighet (v), fordi noe vann blir ført med skipets skrog. Dermed får vannet en viss hastighet i framdriftsretningen.

Sammenhengen mellom skipets hastighet v og propellens hastighet relativt til vannet  $v_r$  blir uttrykt ved hjelp av en medstrøms koeffisient:

$$\text{Medstrøms koeffisient} = \frac{v - v_r}{v} \quad (6)$$

Effekten vi må tilføre propellen ( $P_p$ ), er videre større enn skyve-effekten ( $P_S$ ), fordi det ved propellen opptrer tap i form av friksjon og virveldannelse mv.

Forholdet mellom skyveeffekten  $P_S$  og effekt tilført propellen  $P_p$  blir gjerne betegnet propellvirkningsgrad  $\eta_p$ :

$$\eta_p = \frac{P_S}{P_p}$$

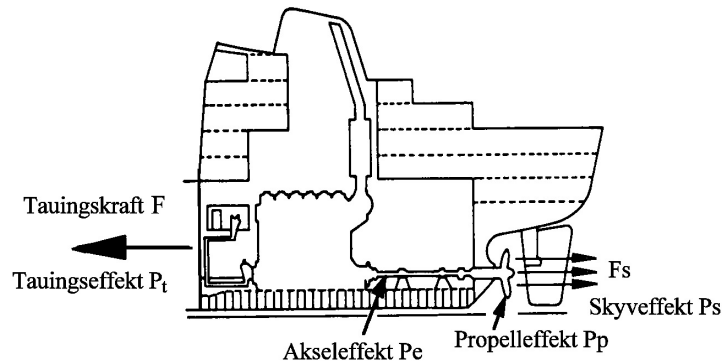
Propellvirkningsgraden varierer typisk mellom 0,6 og 0,7.

Framdriftsvirkningsgraden ( $\eta_f$ ) er definert som forholdet mellom tauingseffekten ( $P_t$ ) og propelleffekten ( $P_p$ ):

$$\eta_f = \frac{P_f}{P_p}$$

Effekten som blir overført til propellen ( $P_p$ ), er litt mindre enn akseeffekten ( $P_e$ ) på grunn av friksjon i trykklager, bærelagre, hylselager og eventuelt effektuttak til akselgenerator.

I figur 4.3.1.2 er de ulike effekt- og kraftverdiene illustrert.



Figur 4.3.1.2 Framdrift i vann

## Teoretisk hastighet

Propellen er i prinsippet formet som en skrue (se figur 4.3.1.1), og stigningen er aksiell forskyvning per omdreining.

Hvis propellen roterte i vannet uten slipp, ville den gi skipet en teoretisk hastighet lik stigningen ( $s$ ) multiplisert med rotasjonsfrekvensen ( $n_p$ ).

Dette gir teoretisk hastighet ( $v_t$ ):

$$v_t = s(\text{m/omdr}) \cdot n_p(\text{omdr/s}) \text{ (m/s)}$$

$s$  = propellstigningen i meter per omdreining

$n_p$  = propellens rotasjonsfrekvens i omdreininger per sekund

## Virkelig hastighet og slipp

I praksis opptrer det et visst slipp ved fremdrift av skip i vann, og skipets virkelige hastighet ( $v$ ) blir mindre enn den teoretiske.

Vi definerer slipp slik:

$$\text{Slipp} = \frac{v_t - v}{v_t}$$

$v$  = skipets hastighet i forhold til bunn

$v_t$  = teoretisk hastighet

Dette er et *tilsynelatende slipp* som typisk varierer mellom 0,1 og 0,15 (eller 10-15 %).

## Eksempel - Slipp

### EKSEMPEL – SLIPP

Et skip gjør 14,5 knop ved et propellturtall på 320 omdreininger per minutt. Propellstigningen  $s = 1,6$  m.

Hvor stor er slippet?

Løsning:

$$\text{Rotasjonsfrekvens } n = \frac{320 \text{ rpm}}{60} = 5,33 \text{ s}^{-1}$$

Teoretisk hastighet ( $v_t$ ):

$$v_t = s \cdot n = 1,6(\text{m}) \cdot 5,33(\text{s}^{-1}) = 8,53 \text{ m/s}$$

Skipets hastighet ( $v$ ):

$$v = \frac{14,5(\text{knop}) \cdot 1852(\text{m/mil})}{3600(\text{s/h})} = 7,46 \text{ m/s}$$

Dette gir følgende slipp:

$$\text{Slipp} = \frac{v_t - v}{v_t} \cdot 100 = \frac{8,53 - 7,46}{8,53} \cdot 100 = 12,54 \%$$

På grunn av med-strøm er propellens relative hastighet ( $v_r$ ) mindre enn skipets hastighet ( $v$ ), og virkelig slipp er derfor større enn det tilsynelatende. Typiske verdier for virkelig slipp varierer omkring 0,2 og 0,35.

## 4.3.2 Propellerloven

Dersom stigning, slipp og medstrøms koeffisient antas konstant, blir det proporsjonalitet mellom propellens rotasjonsfrekvens og skipets hastighet ( $v = k_3 \cdot n_p$ ).

Vi kan da uttrykke sammenhengen mellom akseeffekten  $P_e$  og rotasjonsfrekvensen slik:

$$P_e = k_4 \cdot n^3$$

Ved å kombinere to forskjellige driftstilstander, får vi det vi kaller **propeller loven**:

$$\frac{P_{e2}}{P_{e1}} = \frac{k_4}{k_4} \cdot \frac{n_2^3}{n_1^3} \Rightarrow P_{e2} = P_{e1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$



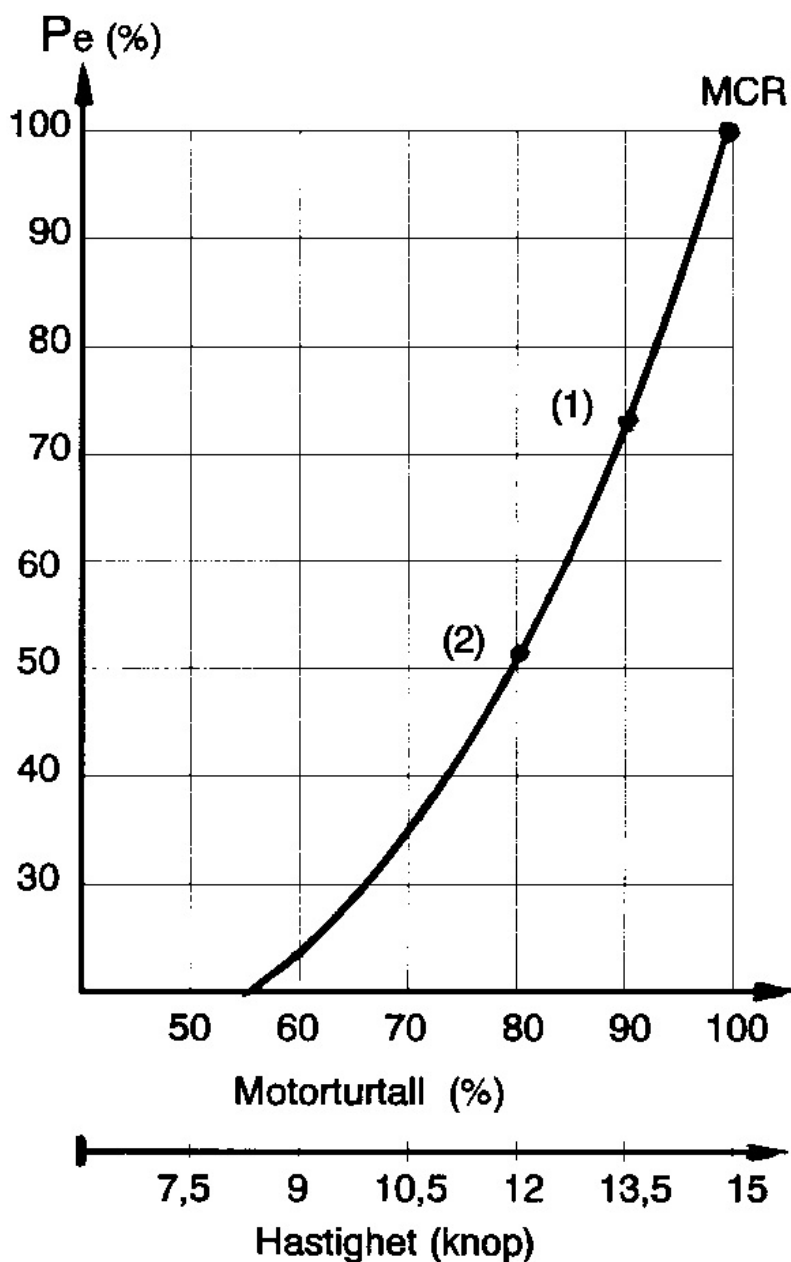
Da propellen «skrur» seg gjennom vannet, kan vi tilsvarende uttrykke:

$$P_{e2} = P_{e1} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^3$$

Indeksene 1 og 2 betegner forholdene ved to vilkårlig valgte driftstilstander.

Figur 4.3.2.1 viser en propellbelastningskurve skjematisk. Vertikalaksen angir motorens akseffekt,  $P_e$ , i prosent av nominell effekt (MCR «Maximum Continuous Rating»), og horisontalaksen angir motorturtallet i prosent av nominelt turtall.

På figuren er det også tegnet inn en hastighetsskala, som gjelder for en bestemt propellerkurve og/eller en bestemt stigning for en vripropell. Det vil si at vi må lage en ny hastighetsskala for hver ny propellerkurve.



Figur 4.3.2.1 Propellerkurve

Figuren viser også at en liten reduksjon av hastigheten gir en stor reduksjon av effektbehovet. Vi ser på et eksempel:

Ved 100 % belastning gjelder:

$$c = 15 \text{ knop}$$

$$P_e = 100 \%$$

For driftspunkt (1) har vi:

$$c_1 = 13,5 \text{ knop}$$

$$P_{e1} = 73 \%$$

For driftspunkt (2) har vi:

$$c_2 = 12 \text{ knop}$$

$$P_{e2} = 51 \%$$

Ved å redusere hastigheten fra 15 knop til 12 knop, blir altså effektbehovet redusert med ca. 50 %.

Merk at propellerloven strengt tatt bare er gyldig for små endringer av turtall og/eller hastighet, men for praktisk bruk forutsetter vi at propellerloven gjelder.

## Skipsmotstand - tung og lett propell

Propellerkurven vist i figur 4.3.2.1 forutsetter at skipets propellerkurve faller sammen med motorens belastningskurve. I praksis forekommer dette sjelden, idet propellerkurven for et skip avhenger av mange forhold, for eksempel skipets nedlasting (ballast, fullast), skrogets begroing, strøm- og vindforhold osv.

For et bestemt skip kan vi si at motorens dreiemoment grovt sett er bestemt av propell-diameter og stigning, samt skipets dypgang og skrogets ruhet. I tillegg må vi også ta med virkningen av bølger, strøm og vind osv.

Dersom propellerkurven for et skip ligger over den teoretiske propellerkurven, det vil si over motorens nominelle belastningskurve (ofte kalt motorkurven), betyr dette at propellen opptar et større dreiemoment enn motoren er dimensjonert for å levere, dette kaller vi tung propell. (Se også neste avsnitt om prøvestand og prøvetur).

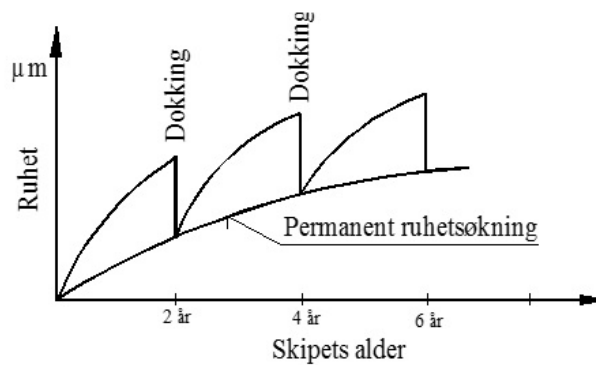
### Skrogruhet

Alle skips-skrog har en viss overflateruhet, avhengig av kvalitet på stålarbeid, malings type og påføringskvalitet mv.

Basert på ruhetsmålinger sammenholdt med fartsprøver er det imidlertid påvist at de fleste skip med alderen får en viss motstands-økning. Den ruheten det da er snakk om, tar ikke hensyn til begroing, idet målingene er gjort på rengjorte overflater. Ruheten har å gjøre med mange forhold, som rustdannelse under malingen, tæringsgroper, delvis avskalling av maling, overmalte rester av begroing, dårlig utførelse av maler-arbeidet osv.

Erfaringer viser at sandblåsing og ny maling av gamle skip gir betydelig redusert ruhet, men ikke i noe tilfelle oppnår vi den samme «glattheten» som for nybygg.

Figuren under illustrerer hvordan ruheten utvikler seg med tiden. Det er her forutsatt at skipet blir dokksatt, sandblåst og malt hvert andre år. Av figuren ser vi at «permanent» ruhet øker jevnt med tiden. Økningen avhenger av flere forhold, herunder farvann, liggetid i havn, driftstid mellom hver dokking, type og kvalitet av behandling under dokkingen mv.



Utvikling av skrogruhet

En økning av skrogruheten fører til økt skipsmotstand og dermed økt bunkersforbruk. En tommelregel er:

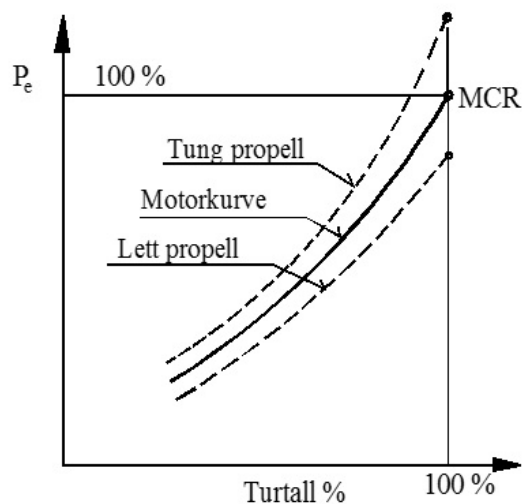
1 % økning i bunkersforbruk per 10 µm økning i ruhet opp til 250 µm  
 0,5 % økning i bunkersforbruk per 10 µm økning i ruhet fra ca. 250 µm

Økningen av ruhet mellom hver dokking kan over tid gi inntil 15 % økning i bunkersforbruket, noe vi må ta høyde for ved beregning av effektbehovet. Hvor stor økning vi bør regne med, må maskinsjefen vurdere i hvert enkelt tilfelle, basert på skipstype, driftstid, farvann og evt. data fra tidligere reiser.

Ytre forhold som strøm, vind og bølger vil selvsagt også påvirke effektbehovet.

### Tung og lett propell

Med begrepet **tung propell** forstår vi altså at **propelldiameter og/eller stigning er for stor** i forhold til et gitt skip og en gitt framdriftsmotor.



Figur 4.3.2.2 Propellerkurver

Figur 4.3.2.2 viser tre propellerkurver, en kurve for tung propell, en kurve for lett propell og en motorkurve, som tilsvarer en teoretisk propellerkurve med utgangspunkt i motorens effekt ved full belastning (MCR).

Av figuren ser vi at en tung propell i prinsippet innebærer overbelastning av motoren, noe som kan føre til skade på motoren, særlig ved drift omkring 100%.

Med lett propell og 100 % turtall er derimot akseffekten mindre enn ved MCR. En lett propell innebærer derfor moderat motor belastning, men skipets hastighet blir samtidig redusert.

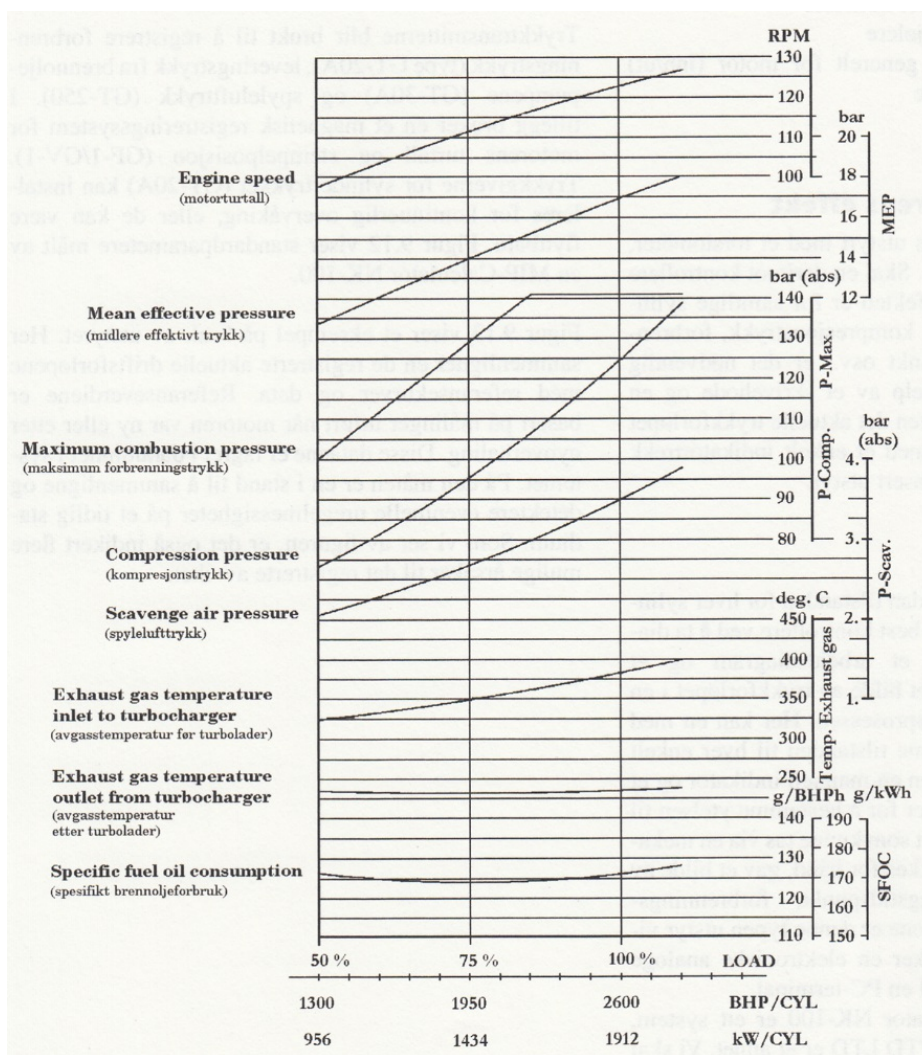
### 4.3.3 Prøvestand og prøvetur

#### Prøvestand

Fremdriftsmotorens akseffekt følger som nevnt, en propellerkurve. Slike motorer blir derfor alltid prøvekjørt i henhold til en propellerkurve som går gjennom motorens MCR punkt, dvs. 100 % akseffekt ved 100 % turtall. (MCR = Maximum Continuous Rating).

Et typisk prøveprogram omfatter gjerne følgende belastninger: 100 %, 75 %, 50 %, 25 % og 110 % av MCR og varer fra 6 til 10 timer. For hver delbelastning avleser vi utvalgte driftsdata som blir presentert i tabell- eller kurveform.

Figuren under viser et eksempel på prøvestandskurver for en B&W L60MC motor.



Figur 4.3.3.1 Prøvestandsdata for MAN B&W L60 MC motor

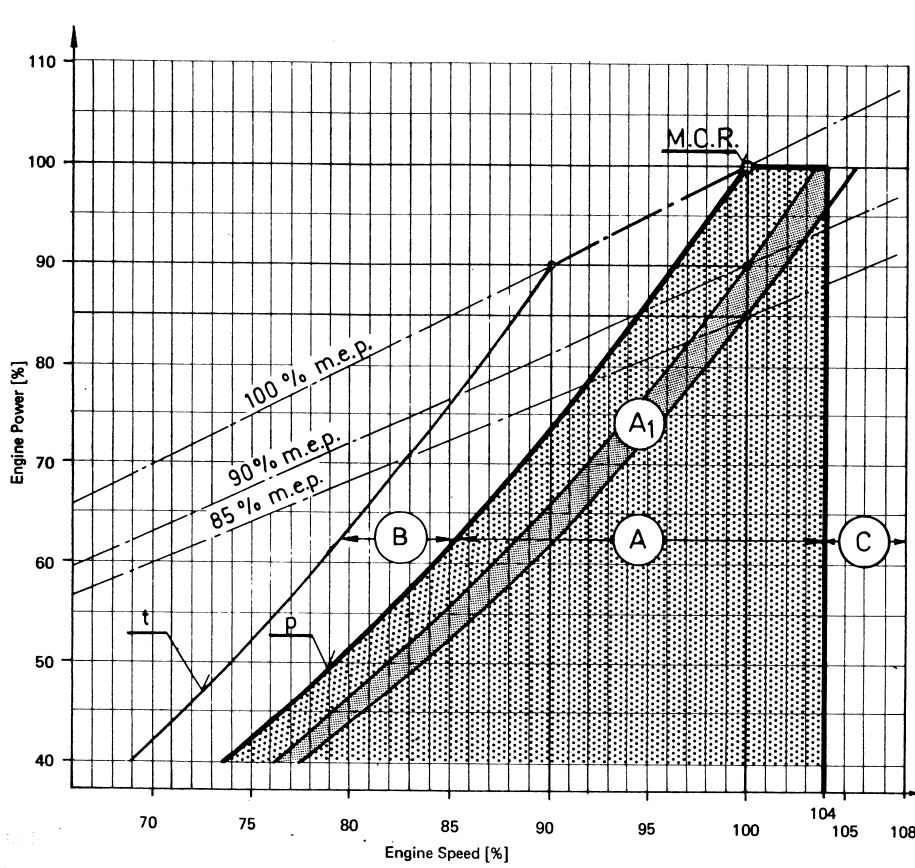
Slike prøvestandskurver utgjør sammen med prøvetursdata nyttige hjelpemidler i forbindelse med drifts- og tilstandskontroll av motorer.

## Prøvetur

Nye skip gjennomgår alltid en prøvetur der vi bl.a. bestemmer skipets fart ved forskjellige motorbelastninger og turtall. Prøveturen foregår som regel under gunstige ytre forhold, som for eksempel nymalt skrog, innenskjærs og lite sjø, strøm og vind mv. Alt i alt innebærer dette at skipsmotstanden på prøveturen er mindre enn under normale driftsforhold.

For å sikre fremdriftsmotoren mot overbelastning bør derfor propellen være «lett» på prøveturen. Vi må dessuten ta hensyn til at motorens prestasjonsevne gradvis blir redusert på grunn av slitasje og tilsussing.

Figur 4.3.3.2 viser eksempel på anbefalt propellbelastning for Sulzer ZA 40 - motorer. Område A<sub>1</sub> er her anbefalt for prøvetur med fullastet skip og fast propell. Om skipet går prøvetur i ballast, bør kurven skyves ytterligere mot høyre.



Figur 4.3.3.2 - Anbefalt propellbelastning for Sulzer ZA 40 - motorer

- A: Anbefalt område for kontinuerlig drift.
- A<sub>1</sub>: Anbefalt område for prøvetur med fullastet skip og fast propell.
- B: Område for tidsbegrenset drift (overlast).
- C: Øvre turtallsområde, som normalt kun gjelder prøvetur.

For skip med vripropell utgjør hver "ny" stigning en "ny" propellerkurve. Kurven for full stigning bør derfor ligge i område A<sub>1</sub> på prøveturen.

## 4.4 Drift av diverse hjelpesystem

### 4.4.1 Drift av nøytralgassanlegg

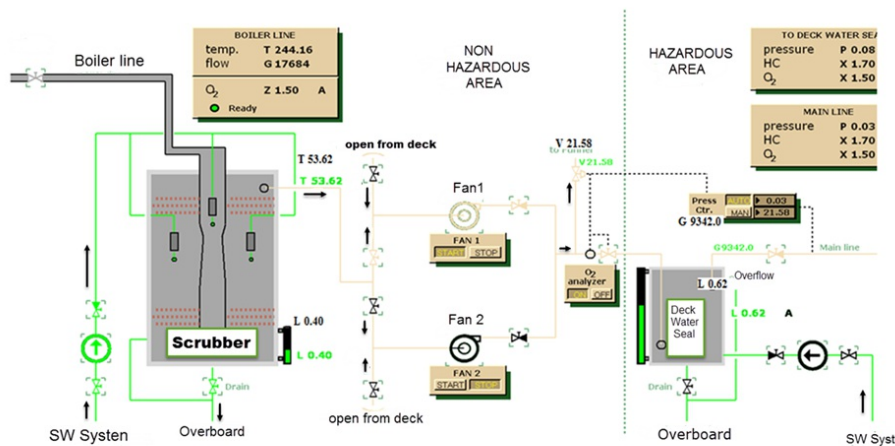
På tankskip og OBO (Ore-Bulk-Oil) – skip vil det være avdamping fra lasten. Avdampingen kan inneholde lett antenkelige hydrokarbongasser som metan, propan, butan og pentan i forskjellige mengder.

Dersom luft kommer til kan blandingsforholdet mellom luftens oksygenmengde og gassen bli slik at blandingen lett kan antennes.

Antenning kan skje pga. gnistdannelser, for eksempel fra røyking, rustbanking og utladning av statisk elektrisitet mv. Bliir temperaturen i tanken høy kan selvantennning også skje.

Et nøytralgassanlegg vil således sørge for at luftrommet i tankene blir erstattet av en gass med lavt oksygeninnhold som minsker faren for antenning.

Figur 4.4.1.1 viser eksempel på et nøytralgassanlegg, basert på eksosgass fra oljefyrt kjele.



Systemet tar eksosgass fra den oljefyrt kjele fordi den har lavt O<sub>2</sub> innhold (1-2%).

Røykgassen blir ført gjennom en sjøvannsvasker i et vasketårn (skrubber) og videre via vifter og vannlås til hoved inertgassledningen. Kapasiteten er ca. 40.000 m<sup>3</sup>/time, når kjele produserer tilstrekkelig mengde eksosgass.

Sjøvannsvaskeren, eller skrubbertårnet, har en egen sjøvanns forsyningspumpe. Pumpen må gå når anlegget er i drift. Skrubberen vasker og kjøler eksosgassen for å redusere sot, aske og SO<sub>2</sub> innholdet.

Skrubberen har ofte et sett av våtfiltere som består av granulert kvarts og ett sett tørker i toppen der den kjølte og rensede gassen strømmer videre.

Den vaskede gassen ledes videre inn på sugesiden til viftene. En vifte må gå om gangen.

Det skal også være en isoleringsventil mellom vaskeren og viftene. Viftene har til oppgave å øke trykket for å få trykket inertgassen inn i tankene.

Gassen som nå blir kalt «inertgass» passerer gjennom en oksygenanalysator som kontrollerer at O<sub>2</sub> innholdet i gassen er lavere enn 5 %.

Etter analysatoren føres gassen via en tank som virker som vannlås mellom det «farlige området» og maskinrommet. I tillegg til tanken er det en tilbakeslagsventil som sørger for god isolering. Nivået i tanken forsynes av en egen pumpe. Den opereres bare når nivået er for lavt. Det er modellert en reduksjon av nivået når anlegget er i bruk. Forbruket er avhengig av hvor mye vann som dras med av gassen.

Inertgassen passerer etter den siste tilbakeslagsventilen ut til forbrukerne.

Oksygeninnholdet vil variere med belastningen på kjelen og fyringskontrollen. For å unngå at inertgass med mer enn 5 % O<sub>2</sub> innhold slippes inn til oljetankene vil kontrollsystemet åpne en sikkerhetsventil som leder gassen til skorsteinen.

En annen ventil på hovedledningen vil åpne dersom trykket blir for høyt.

For å ventilere lastetankene med frisk luft kan systemet trekke frisk luft fra dekk istedenfor fra vasketårnet (skrubberen).

## Opstart av nøytralgassanlegget

1. Sjekk at sjøvann-inntaksventilen er åpen. Enten høy eller lav sugisjon.
2. Åpne sjøvanns stige ventilen til vasketårnet og start sjøvannspumpen for å etablere god gjennomstrømning. Kontroller at dreneringen er stengt.
3. Kontroller at ventilene fra dekk på luftsiden før nøytralgassviftene er stengt.
4. Sjekk nivået på vannlåsen. Hvis lav, åpne ventilene og start pumpen for å fylle opp med sjøvann. Stopp og steng ventilene når nivået er 0,5 m.
5. Kontroller at kjelen er fyrte og arbeider under stabile forhold. O<sub>2</sub> – kontrollen skal ha en innstilling på 3.0 %.
6. Åpne stengeventilen på røykgass kanalen (Flue Gas Valve).
7. Slå på oksygen analysatoren, sett trykk kontrollen til manuell. Sett verdien til 100 for å åpne ventilen som slipper gassen ut i skorsteinen.
8. Åpne på sugesiden for valgt vifte og start viften.
9. Åpne ventilen for levering til hoved-tilførselsledningen.
10. Når oksygeninnholdet i røykgassrøret er under 4 % åpne isoleringsventilen.
11. Sett trykk kontrolleren til AUTO med innstilling lik 0.03 bar.
12. Når oksygennivået har stabilisert seg i hoved-tilførselsledningen stenges ventileringen til dekk og ventilene til tankene åpnes.
13. Kontroller og vedlikehold nivået på vannlåsen som nødvendig ved å starte den tilhørende pumpen.

Legg merke til at ved lossing av tankene er mengde gass til tankene en funksjon av hvor fort tankene tømmes og nøytralgasstrykket.

## Gassfriing av lastetanker

### Prosedyre:

1. Sjekk at sjøvann inntaksventilen er åpen. Enten høyt eller lavt sjøvanns inntak.
2. Steng ventilen på gassutløpet fra vasketårnet.
3. Sjekk nivået på vannlåsen. Hvis lav, åpne ventilene og start pumpen for å fylle opp med sjøvann. Stopp og steng ventilene når nivået er 0,5 m.
4. Åpne på sugesiden fra dekk for valgt vifte, åpne stige ventilen og start viften.
5. Åpne ventilen for levering til hoved-tilførselsledningen.
6. Sett trykk kontrolleren til AUTO med innstilling lik 0.03 bar.
7. Når oksygennivået har stabilisert seg på minst 20 % i hoved-tilførselsledningen stenges ventileringen til dekk og ventilene til tankene åpnes
8. Overvåk og vedlikehold nivået på vannlåsen som nødvendig ved å starte den tilhørende pumpen.

## Daglig pass av nøytralgassanlegget

Det daglige passet innebærer at systemet holdes rent. På grunn av det sure miljøet som dannes er materialene i anlegget av syrefast kvalitet.

For at rensesfunksjonen skal opprettholdes er det viktig å holde anlegget rent.

Dette innebærer:

- at det spyles med sjø/ferskvann der hvor sot fra røykgassen legger seg,
- spesielt rengjøres viftene og røykgassventilene. Ventilene har ofte også et system for sotblåsing vha. damp eller trykkluft,
- skrubberen spyles en times tid med sjøvann for å få vekk mulige svovelsyrerester,
- tørker sett spyles med ferskvann i ca. 20 minutter.

Et viktig forhold ved vedlikeholds aksjoner er at kontrollsystemet skal stå på bestandig slik at alarm for lavt gasstrykk og nivå på vannlåsen alltid blir detektert. Gnistfangerne etter trykk/ vakuumentilene må også kontrolleres og rengjøres slik at funksjonaliteten opprettholdes.

I nøytralgassanlegg må sikringsanordningene spesielt kontrolleres og vedlikeholdes. Dette gjelder bl.a. gass tilbakeslagsventiler, trykk-/vakuumbryter etter vannlåsen og selve ventilasjonsmasten.

## 4.4.2 Miljøskadelige utslipp og drift av SCR

Ved drift av dieselmotorer er røykgassmengde og sammensetning grovt sett bestemt av luftgjennomgang og brennstofftype, som for de fleste større skipsdieselmotorer er tungolje. (Tungolje skal etter planen fases ut innen 2020).

Ved drift av dieselmotorer 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 brennolj  
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 dannes ved normal drift av bensin- og dieselmotorer. Gassene bidrar til forurensing av luft og vann og utgjør derfor en miljøtrussel.

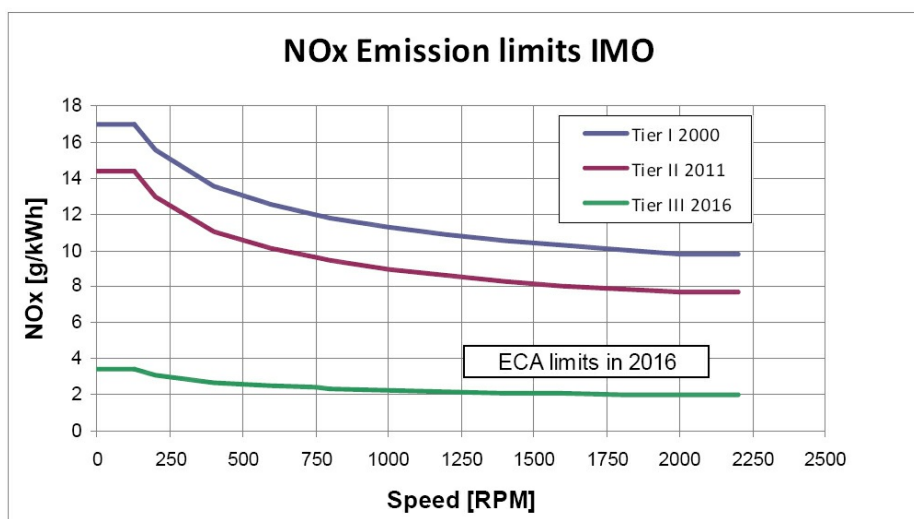
## IMO krav til NO<sub>x</sub> utslipp

Kontroll med og reduksjon av utslipp av nitrogenoksider er gitt høy prioritet hos myndigheter både nasjonalt og internasjonalt.

Figur 4.4.2.1 viser IMO krav til utslipp av NO<sub>x</sub> fra dieselmotorer. Øverste kurve (blå) viser krav vedtatt i 2000. Av figuren ser vi at grensen for tillatt utslipp er 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>.

Fra 2016 er det ventet innført krav tilsvarende nederste kurve (grønn).





Figur 4.4.2.1 - IMO krav til utslipp av NOx fra dieselmotorer

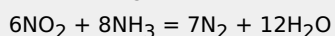
## SCR systemets virkemåte

Katalysatorrensing av eksosutslipp (Selective Catalytic Reduction – SCR) fra dieselmotorer er en metode for å redusere utslipp av nitrogenoksider (NOx) til atmosfæren.

SCR systemet behandler i prinsippet avgassen ved å tilføre ammoniakk eller urea til avgassen før turbolader turbin. Hovedårsaken til denne plasseringen er at prosessen krever temperaturer over 250 °C.

### SCR systemets virkemåte er i korthet, som følger:

- Varme eksosgasser som inneholder NOx blir blandet med ammoniakk. Dette reduserer NOx til N<sub>2</sub> og H<sub>2</sub>O etter følgende reaksjoner:



- Dersom temperaturen er for høy (over 490 °C) er reaksjonshastigheten lav og kan dessuten føre til skade på katalysatoren.
- Mengde ammoniakk som blir tilført er forprogrammert i kontrollenheten og utgjør referansemengden, med retursignal fra NOx målinger i eksosstrømmen. Denne returkoplingen gir imidlertid unøyaktig kontroll fordi prosessen er langsom og det tas derfor i tillegg inn et signal fra motorens effekt for å justere utsignalet fra kontrolleren.
- Doseringskontrolleren vil innstille NOx kontrollere settpunkt ned med en spesifisert verdi når doseringen er høyere enn settpunktet (referanse 3 ppm), og opp når doseringen er under settpunktet. Dersom NOx kontrolleren ikke er i auto er denne optimale reguleringen avslått og den må resettes manuelt.
- SCR doseringskontrolleren regulerer doseringen av ammoniakk, men settverdiene kan endres. Referanseverdi er henholdsvis 0,02 g/kWh/s for å øke, og 0,01 g/kWh/s for å redusere.
- Mengde ammoniakk som kan tilføres avgassen er begrenset, fordi overskudd medfører tap av ammoniakk, dvs. ren ammoniakk følger med eksosgassen.
- Vannfri ammoniakk blir tilført under trykk. Prosessutstyret er plassert i et sikkert område fordi ammoniakk er brennbar ved blanding med luft. Det er derfor krav om doble rør, lekkasje-følere og god ventilasjon i både lagerrom og prosessområde.

## Start og drift av SCR reaktoren

1. Klargjør systemet ved å åpne spyleluftventil til luft/ammoniakk blanderen.
2. Åpne utløpsventil fra ammoniakk tanken slik at ammoniakk damptrykket øker.
3. Sett NOx kontrollersens sett punkt på 5 g/kWh og sett deretter kontrolleren i auto.
4. Når «klar» lampen på SCR kontrollen lyser, kan vi velge SCR kontroll.
5. Dette fører til automatisk åpning av gassventilene som leder avgass inn i katalysatoren.

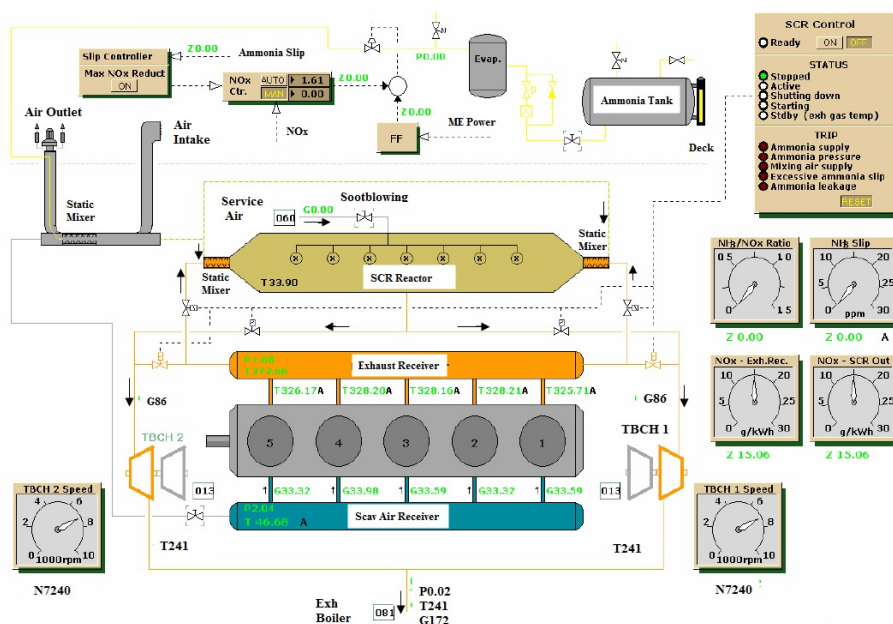
SCR kontrollpanelet indikerer status for systemet, som følger:

- **Stopped:** Når systemet er ute av drift
- **Active:** Systemet er i drift. Da er SCR reaktorens by-pass eksosventiler stengt, dvs. eksosen strømmer gjennom reaktoren og ammoniakkventil til blanderen er åpen.
- **Shutting Down:** Systemet skiftes fra «active» til «stopped» ved å lede eksosgass strømmen fra receiver direkte til turboladerne. Merk at i løpet av nedstengningen (nominell settverdi 15 sekund) er både by-pass og direkte strømningsventil åpen, dette for å hindre plutselige endringer i turboladerdriften og for å kjøle ned reaktoren sakte.
- **Starting:** Systemet skiftes fra «stopped» til «active» ved å lede avgassen fra receiver til SCR reaktoren. I løpet av oppstart perioden (Default 30 sekund) er SCR by-pass og in/ut ventiler åpne. Dette for å få en gradvis oppvarming av reaktoren.
- **Standby (exhaust gas temp.):** Når kontrollsystemet er ON, må eksostemperaturen holdes innenfor fastsatte grenser. Nedre grense er 250 °C og øvre grense er 490 °C.

## Tripping av systemet

Systemet vil ikke fungere dersom en tripp er aktivert. Dette vil inntreffe dersom en av følgende situasjoner oppstår:

- **Ammonia supply:** Dersom ammoniakktilførselen er utilstrekkelig på grunn av lavt nivå i ammoniakk tanken vil systemet trippe.
- **Ammonia pressure:** Når ammoniakktrykket er over 2,5 bar, vil systemet trippe.
- **Mixing air supply:** Når spylelufttrykket er for lavt, vil systemet trippe.
- **Excessive ammonia slip:** Når mengde av tilført ammoniakk til reaktoren er for stort, vil andel ammoniakk i eksosen øke. Ammoniakkoverskuddet blir målt og når det når 60 ppm over et tidsrom på 30 sekund vil systemet trippe.
- **Ammonia leakage:** Da ammoniakk kan danne brennbar og/eller eksplosiv blanding med luft, blir rom som inneholder ammoniakk overvåket og enhver lekkasje vil gi «tripping».



Figur 4.4.2.1 SCR - katalysatorrensing av NOx

### 4.4.3 Drift av hjelpekjeleanlegg

Vi skal her se på oppfyring og daglig drift av et oljefyrt hjelpekjeleanlegg.

#### Generelt om klargjøring av hjelpekjeleanlegg

##### Vann/dampsidan:

Kontroller først at vannstands nivå er ok, som regel litt under halvt nivå. Nivået justeres vanligvis vha. en spe-pumpe som kan ta direkte fra fødevannstankene.

Videre prosedyre kan være som følger:

- Sjekk at ventilene for fjernavlesning av vannstand er åpne.
- Er kjelen utstyrt med økonomiser (fødevannsførvarmer) skal den være vannfylt.
- Kontroller at manometerventiler er åpne. Beveg og kontroller at hoved dampventilen er stengt. Gjør det samme med ventilene for hjelpedamp. Det er viktig å bevege disse store ventilene dersom kjelen er stengt ned fra varm tilstand.
- Åpne lufterventilene på øvre drum og på overheter. Ventiler med fjernoperering funksjons testes.

**Brenner og tennersystemet:** Fotocellen(e) må være rengjort. Kontroller at tennerne virker. Brennerne skal ha overhalte dyser. Det fyres vanligvis med dieselolje og en egen oppfyringsbrenner med en liten dyse under oppfyringen.

Senere når det legges om til tungolje brukes det andre brennere med større dyser. Kontroller systemet for forstøving, enten det er oljetrykket selv eller trykkluft som brukes. Når kjelen er kommet i drift og den produserer damp nyttes vanligvis noe av den til å forstøve oljen. Inspiser ellers alle rørfleser, filter, ventiler og sikringsordninger. Sjekk for lekkasjer, tørk opp eventuelt oljesøl.

**Brennoljesystemet:** Det tas vanligvis fra en service tank med dieselolje for den første oppfyringen. Systemet for oppvarming og viskositetskontroll for tungoljedrift klargjøres. Avhengig av forvarmersystem, elektrisk eller damp, sirkuleres tungoljen til foreskrevet temperatur, ca. 120 °C.

**Luftsystemet:** Kjeleviften, eventuelt oppfyringsviften, klargjøres, luftregistrene beveges og det kontrolleres at de lukker ordentlig. Er kjelen utstyrt med luftforvarmer, inspiser og klargjør denne.

**Gassiden:** Før tenning av kjelen må den luftes. Dette gjøres ved å starte kjeleviften eller en egen oppfyringsvifte, regulert til full styrke, og ved å åpne luftregistrene. Luftingen vil fjerne eventuell brennbar atmosfære og sikre at tenningen skjer kontrollert. Under gjennomluftingen kontrolleres kjelen for lekkasjer på gassiden.

**Hjelpeutstyret:** Er kjelen utstyrt med et konvensjonelt sot-feie-anlegg kontrolleres dette med å kjøre lansene helt inn og helt ut. Er det et annet system, f.eks. lyd horn, sjekkes det iht. prosedyre.

##### Oppfyring av hjelpekjele

Styring av oppfyringen kan skje lokalt eller fra kontrollrom. Mens luftingen pågår startes brennoljepumpene, og trykket justeres inn.

Kontroller at retursystemet er åpent og at det har riktig trykk.

Når vi starter fyringssekvensen, åpner registeret, tenneren går inn, luftviften reduserer pådraget, brenneren går inn, tenneren tenner, oljeventilen åpner og flammen tenner.

Flammevakten varsler at det er flamme og kjelen er under oppfyring. Dersom flammen slukker vil flammevakten rapportere til kontrollen. Oljeventilen vil stenge og kjeleviften vil starte ny gjennomlufting. Kjelen er klar til ny start når kjeleviften er ferdig.

Avhengig av størrelsen til kjelen og hvor varm den var før oppfyring, fyres det i intervaller med pauser mellom slik at varmen får tid til å spre seg og at kjelen får en mest mulig jamn oppvarming. Her følges leverandørens instruksjoner. Ved gitt kjeletrykk kan det åpnes for damp til forvarmersystemet og brennerne for tungoljedrift. Oppfyringsbrenneren skiftes ut med en vanlig brenner, det åpnes opp for tungoljen, og oppfyringssekvensen kan starte igjen.

Under oppfyring skal en alltid følge nøye med røykindikatoren og justere kjeleviften til røykfri forbrenning.

De aller fleste kjeler er utstyrt med overheter. Disse rørene er ofte utsatt for høy varme- belastning under oppfyring. Utluftningsventilen eller sirkulasjonsventilen må derfor holdes åpen. Etter hvert som kjeletrykket stiger strupes ventilen for at det ikke slippes ut mer fødevann enn nødvendig. Dette vil også redusere olje forbruket.

## Pass av hjelpekjelen i sjøen

Når kjelen er koblet med forbrukerne er operatørens oppgave å sørge for at anlegget opererer med så høy virkningsgrad som mulig. Dette vil i korthet bety at forbrenningen skjer ved så lavt luftoverskudd som mulig uten at det dannes sot på kjele rørene og at kvaliteten på føde- og kjelevann holdes godt innenfor akseptable verdier.

Nedenunder er disse listet og utdypet noe. Noen andre forhold som skal vi må passe på er også nevnt.

- Følg med forbrenningen så ofte som mulig. Kjelen vil vanligvis være instrumentert med O<sub>2</sub> eller CO<sub>2</sub> - målere som vanligvis vil vise hhv. ca.1% og ca.15% ved fyring med tungoljer. Røykgassen vil, avhengig av oljekvaliteten, ha en lett lysegrå farge når riktig luftoverskudd er innstilt.
- Holde vannstanden innenfor angitt nivå - alle kjeler har automatisk regulering av vannstands nivået. Det er likevel god praksis å holde et øye med nivået manuelt. Operatøren vil dermed også kunne kontrollere at reguleringssystemet får riktige inn- verdier. Det er også vanlig å blåse ren vannstandsglassene med jamne mellomrom for å fjerne forurensning og for å kontrollere at det ikke har satt seg urenheter i tilførselsledningene.
- Måle vannkvaliteten minimum 1 gang per døgn. Når forurensning når gitte verdier iverksettes bunnblåsing iht. leverandørens håndbøker. Bunnblåsing består i å bruke overtrykket på kjelen til å skifte ut det forurensede vannet samt å blåse ut bunnslam og tunge partikler som legger seg i bunn av kjelen. Skal dette ha god virkning bør fyringen stanse og kjelen isoleres.  
Bunnblåsing starter, fortrinnsvis, når kjelevann har falt til ro. Blås aldri kjelen lenger ned enn at vannstanden fortsatt er synlig. Denne formen for bunnblåsing kalles også «sjokkblåsing». Den hjelper ikke så mye for å styre kjelevannets verdier, men vil først og fremst fjerne slam og tyngre forurensninger. For kjeler som må holdes i drift gjennomføres det i tillegg kontinuerlig blåsing. For å styre verdiene på kjelevann er dette nødvendig. Dette vil også fjerne de forurensningene som ikke vises på den vanlige kjelevannsanalysen.  
Ved kontinuerlig blåsing vil en uansett måtte redusere brennerpådraget for å sikre at varmebelastningen på kjele rørene ikke blir for høye. Årsaken er at blåsing endrer på kjelevannets sirkulasjon. Redusert sirkulasjon bidrar også til at blåsing drar med seg mer av forurensningene. Hvor mye en blåser beskrives ofte med en bunnblåsingsgrad. Den representerer forholdet mellom mengde vann bunnblåst og dampproduksjonen. Verdi ligger vanligvis i området 0,1 - 0,3 %.
- Fjerne sot og aske ved hjelp av feieutstyret. Dette bør skje minst 1 -2 ganger i døgnet. Er kjelen utstyrt med luftforvarmer blåses denne hyppig, 4 -5 ganger per døgn. Ved sotblåsing starter vi alltid ved luftforvarmeren slik at soten trekker riktig vei. Deretter nærmest brennerne og videre i kjelens strømningsløp. Til slutt blåses luftforvarmeren en gang til. Husk at sotblåsing koster damp, men at slurv med blåsing kan koste enda mer.
- Pass alltid på at utgående dampetemperatur og trykk er innenfor maksimalverdiene.
- Kontroller også at trykktapet på røykgassiden ikke blir større enn angitt i forhold til belastningen. For høye verdier antyder at løpet er snevret inn pga. sot eller en annen årsak. Konsekvensen er ofte at strømningshastigheten øker lokalt eller i hele kjelen. Dette vil igjen føre til større varmeoverføring med høyere metalltemperaturer som resultat.
- Kontroller trykkfallet på luftsiden. For store verdier skyldes som regel belegg i luftforvarmer eller opphopning av støv og forurensning i kanalene. Resultatet er at det kan bli problemer med å få levert nok luft ved høy belastning med tilhørende problem med å holde luft/brennstoff forholdet riktig. Strømningstap vil medføre at kjeleviften må gå med høyere turtall som igjen medfører økte kostnader.
- Kontroller at det ikke suges falsk luft fra rommet til kjelen eller røykgasskanalen. Lekkasje i kjelekledningen vil gi redusert virkningsgrad og mindre kontroll med forbrenningen.
- Bytt brennere etter angitte intervaller og rengjør dyser iht. leverandørens prosedyrer.
- Kontroller at det er kalde rør etter de stengte ventilene. Lekkasje betyr tap, ytterligere skader på ventilene og mer tap. Ventilene bør alltid «blåses» rene før stenging.
- Kontroller alt hjelpemaskineri til kjelen for vibrasjoner, temperaturer og trykk.

## Kjelekontrollen

Kjelekontrollen kan settes til å holde kjelen på lav ytelse, 8 bar eller 16 bar ved høy ytelse.

Sikkerhetssystemet stanser brennoljetilførsel ved å lukke tripp-ventilen ved følgende situasjoner:

- Kjeleviften er stoppet.
- Lavt eller for høyt nivå i dampbeholderen.
- Lavt dampforstøvningstrykk.
- Ingen flamme visning på noen av brennerne (Flammevaktene ser ikke flammene).
- Kjelen er ikke luftet og brennerne er ikke fylt opp før start (not purged).
- Feil dyse montert.

Fyringskontrollen består av en master kontroll og to slaver, samt en egen oksygen kontroller.

Fyringskontrollens oppgaven er å:

- kontrollere oljemengden til brennerne slik at damptrykket holdes på valgt sett-punkt
- sørge for riktig mengde luft i forhold til olje til enhver tid for å sikre effektiv og sikker forbrenning
- sørge for riktig mengde luft for å få inert gass anlegget til å fungere med lavt oksygen innhold

Master kontrollen gir signal til en «høy/lav» velger. Valget her beregner sett-punktet for ønsket olje og luft mengde for slave kontrollene. Master er en PID kontroller som følger med hvor stor dampstrømmen ut av dampbeholderen er og sammenligner med tilbakemelding fra damptrykket for å beregne nye sett-punkt for olje og luft-kontrollerne. Slavene er også PID -regulatorer. De må settes i manuell under oppfyring.

Kjelelogikken er slik at luftsignalet øker før oljesignalet ved last økning og at oljesignalet blir redusert før luftsignalet ved lastreduksjon. Dette vil forhindre unødvendig røyk ved lastendringer.

Før fyring må fyrrommet luftes. Lufteperioden er satt lang nok til å skifte luftvolumet i kjelen ca. 4 ganger før en prøver å sette fyr. Dette er i samsvar med gjeldende sikkerhetskrav.

Den automatiske fyringssekvensen er som følger:

- Luftregisteret åpner for lufting av kjelen
- For pumpen med dieselolje startes
- Elektrisk tenner slås på
- Det åpnes for dieselolje til pilotbrenneren og en liten pilotflamme tennes.
- Hoved stengeventilen for brennolje åpner
- Ventilen for forstøverdamp/luft åpner (bare ved bruk av HFO)

Hvis flammevakten ikke "ser" flamme i løpet av 6 sekunder, stenger hoved ventilen og luftregisteret stenger. Kjelen tripper og styringen må resettes manuelt.

Når en brenner er lagt inn kan flammen bli blåst ut hvis det er for mye luft i forhold til olje. Det vil gis en alarm («Too Much Air»). Likeledes vil det være vanskelig å tenne dersom det er for mye olje i forhold til luftmengden (alarm - «Too Much Oil»)

## Brennerstyringen

Brennersystemet trer i funksjon så snart brenner 1 (hoved brenner) er lagt inn. Når nødvendig, starter og stopper den brenner 2. Brenner 2 starter dersom kjeletrykket er under valgt sett- punkt eller stanses dersom trykket er over. For å unngå hyppig start og stopp av brenner 2 er det lagt inn en tidsforsinkelse mellom start og stopp.

Hvis en brenner får feil stenges den ned og «Brenner på» lyset blinker. Årsaken finner vi ved å sjekke tripp-kodene:

- For mye olje under tenning.
- For mye luft under tenning.
- Ustabil flamme pga. uregelmessigheter i oljeforsyningen.
- Ustabil flamme pga. uregelmessigheter i luftforsyningen.
- Feil på flammevakten.

Tungolje tas fra den felles HFO service tanken og varmes i en varme-veksler. Normal temperatur er 90 °C. Hvis oljen blir kaldere enn 80 °C vil røykinnholdet øke pga. dårligere forstøvning. Brennerne vil derfor trenge mer luft for sikker forbrenning.

Forstøver damp blir forsynt fra dampsystemet på bilde MD82 og forstøverluft tas fra systemet på bilde MD60.

Begge fluider passerer en trykkreduksjonsventil. Dersom trykket blir lavere enn 3 bar, må brennerne fyres med diesellolje.

Diesellolje tas fra DO service tanken og leveres med en egen pumpe.

Før fyringskontrollen kan settes i AUTO må visse kriterier være oppfylt. På «Burner Management» ikonet kan det klikkes og vi får opp følgende:

- HFO valgt (ventil)
- HFO pumpe går
- HFO ventil til forvarmer åpen
- Luftvifte går
- Ventil for forstøver damp er åpen
- Resatt alle brenner tripper (ingen tripp)
- Alle 4 kontrollere i AUTO
- Temp HFO > 80°C

Legg merke til at kjeleviften og HFO pumpen blir automatisk startet når hovedmotoren (ME) har redusert ytelse og mindre varme avgis til eksoskjelen. Når eksoskjelen vedlikeholder damptrykket ved økende belastning må kjeleviften og HFO pumpen stoppes manuelt.

## Nivåkontroll i kjel

Hvor rask reguleringen av vannivået på kjelen er, avhenger av flere forhold, herunder karakteristikker for hoved fødevann- eller hjelpepumpen, tilhørende reguleringsventil og dens karakteristik.

Når hjelpepumpen er i drift vil det ikke være noen forvarming av vannet og vi vil merke at kjeletrykket synker når det fylles mye vann inn på kjelen. Dette forsterkes av at en reduksjon i damptrykk også gir tilbakemelding om enda mer vann.

Det er derfor gjensidig samkjøring mellom forbrenningskontrollen og nivåkontrollen. Vannstrømmen påvirker damptrykket og damptrykket virker på vannstrømmen.

Nivå kontrollen får melding om det er differanse mellom dampmengde ut av kjelen i forhold til total fødevannsmengde inn på kjelen. Kontrollen reduserer følsomheten til forstyrrelser pga. varierende damptrykk, og til forhold knyttet til design feil som feile dimensjoner på reguleringsventil og en overdimensjonert fødevannspumpe.

Det er avgjørende at damptrykket er stabilt når nivåkontrollen blir justert. Det er derfor anbefalt at hoved fyringskontrollen, «Master Combustion Controller» settes i manuell når nivå justeres inn. Dette bryter koblingen mellom trykk- og nivå kontrollerne.

### 4.4.4 Start og drift av losseturbiner

Figur 4.5.4.1 viser to av fire losseturbiner i drift. Disse er ofte plassert i aktre pumperom, foran maskinrommet og rett aktenfor oljetankene.

Losseturbinene skal bare kjøres når den oljefyrtede kjelen er i drift, damptilstand ca. 13 -15 bar og 400 - 410 °C.

Eksosdampen blir ledet til hoved kondenser.

Hver turbin er utstyrt med en elektrisk drevet og en påhengt smøreoljepumpe, som begge leverer smøreolje til turbinen via en ferskvannskjølt varmeveksler. Smøreoljesystemet har to filtre hvorav ett normalt er i bruk og ett i reserve (Stand-By).

Turbinturtallet er valgbart og leveringstrykk og åpning av stige-ventil kan justeres i forhold til ønsket leveringsmengde.

Det er modellert et enkelt sikkerhetssystem for losseturbinene (felles for alle turbinene) og tripp funksjonene er:

- Høyt turtall
- Aksiell forskyvning av rotor (pga. vannslag)
- Lavt SMO trykk
- Høy temperatur SOM
- Høyt kondensertrykk

Ved å trykke på RESET knappen blir trippen resatt.

Legg merke til at lossepumpe turbinene er mindre følsomme for høyt kondensertrykk enn turbogeneratoren. Det er ikke anbefalt å operere turbogeneratoren ved bruk av losseturbinene.

### Start av losseturbin (turbin nr.1)

1. Åpne følgende ventiler:
  - a. Drenventil på dampledningen
  - b. Drenventil på turbinhuset
  - c. Utløpsventilen for tettedamp
  - d. Eksosventilen
  - e. Ventil før SMO filter, oljesiden
  - f. Ventil for ferskvann til kjøler
2. Start den manuelle SMO pumpen.
3. Hurtiglukkerventilen (Stop-Valve) åpnes sakte fra 1.0 til 20 i løpet av 5 min slik at turbinen varmes opp og at vibrasjoner unngås.
4. Når turbinen når 3500 o/min, åpnes hurtiglukkeren helt og de to drenerings ventilene stenges.
5. Hastigheten på turbinen kan nå kjøres opp til 6000 o/min. (6177 o/min = 1500 o/min på pumpen).
6. Følg med vannivået på kjelen og damptrykket når lossepumpene aktiveres.
7. Bytt fødevannspumpe til hjelpefødevannspumpen pga. større kapasitet.
8. Bytt kondensatpumpen til hjelpekondensatpumpen pga. større kapasitet.
9. Stige ventilen på pumpen kan nå åpnes for å belaste pumpen.
10. Pumpens mottrykk kan justeres på «*Variable Page*». Dette vil modellere det statiske mottrykket i skipets samleledning. For lavt mottrykk vil føre til overlast av turbinen, mens for høyt trykk vil hindre levering av olje.

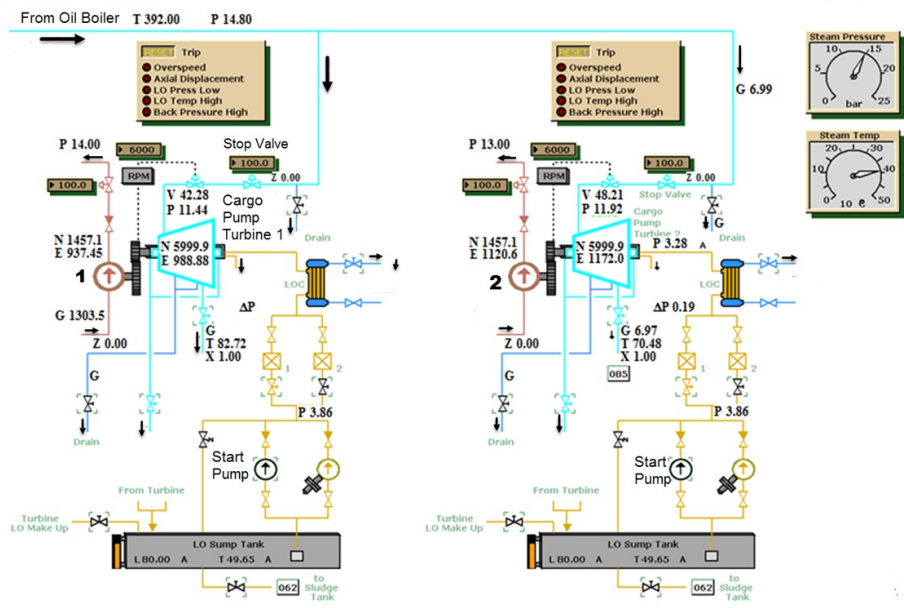
Når en pumpe er startet bør vi vente en liten stund før vi starter neste. Dette gir kjele-anlegget anledning til å stabilisere seg før neste lastpåslag.

Med alle turbinene i drift må kjele-anlegget passes godt på. Det arbeider nå på full kapasitet.

### Stopp av losseturbin (nr.1)

1. Steng gradvis stige ventilen på pumpen for å stoppe levering av olje.
2. Når leveringen har stoppet, steng hurtiglukkerventilen sakte til 0 %.
3. Start den manuelle SMO pumpen.
4. Åpne følgende ventiler:
  - a. Drenventil på dampledningen
  - b. Drenventil på turbinhuset
5. Steng følgende ventiler etter 5 min.:
  - a. Drenventil på dampledningen
  - b. Drenventil på turbinhuset
  - c. Utløpsventilen for tettedamp
  - d. Eksosventilen

- e. Ventil før SMO filter, oljesiden
  - f. Ventil for ferskvann til kjøler
6. Stopp den manuelle SMO pumpen.
  7. Når all lossingen er ferdig, bytt tilbake til hoved fødevannspumpen og hoved kondensatpumpen.



Figur 4.4.4.1 Losseturbiner (2 av 4)



## 4.5 Maskinvakt

### NORMER OG RUTINER

Vi skal her se på normer og rutiner for vakthold i maskin og starter med internasjonale normer, beskrevet i STCW koden.

### 4.5.1 STCW - Normer for maskinvakt - underveis

STCW - Avsnitt A-VIII/2 – Del 4-2 inneholder prinsipper som skal iakttas ved maskinvakt underveis. I det følgende gjengis disse.

#### Overtakelse av vakt

1. Ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal ikke overlate vekten til avløsende offiser dersom det er åpenbar grunn til å tro at sistnevnte ikke er i stand til å utføre sine vaktholds-plikter effektivt, og i slike tilfeller skal skipsføreren underrettes.
2. Avløsende offiser på maskinvakt skal forvise seg om at alle som er med i den nye maskinvakten, virker fullt i stand til å utføre sine plikter effektivt.
3. Før de tar over maskinvakten, skal avløsende offiser minst forvise seg om følgende forhold:
  1. stående ordrer og maskinsjefens særskilte instruksjoner vedrørende driften av skipets systemer og maskineri,
  2. arten av alt arbeid som utføres på maskineri og systemer, personellet som gjør arbeidet, og potensielle faremomenter,
  3. nivå og eventuelt tilstand for vann eller rester i rennesteiner, ballasttanker, sloptanker, reservetanker, ferskvannstanker, kloakktanker og særskilte krav med hensyn til bruk eller fjerning av innholdet i disse,
  4. tilstand og nivå for brennolje i reservetankene, bunnfellingstanken, dagtanken og andre oppbevaringsanlegg for brennolje,
  5. særskilte krav knyttet til fjerning av kloakk fra sanitærsystemene,
  6. tilstand og driftsmodus for ulike hoved- og hjelpesystemer, herunder fordelingsystemer for elektrisk kraft,
  7. når det er relevant, tilstand for overvåkings- og reguleringsutstyr, samt hvilket utstyr som betjenes manuelt,
  8. når det er relevant, tilstand og driftsmodus for automatisk kjelekontrollutstyr så som flammekontrollsystemer, grensekontrollsystemer, forbrenningskontroll, kontroll-systemer for regulering av brennoljetilførsel og annet utstyr knyttet til drift av dampkjeler,
  9. potensielle ugunstige forhold som følge av dårlig vær, is, forurenset vann eller grunt farvann,
  10. særskilte driftsmåter diktert av utstyrssvikt eller ugunstige forhold ved skipets tilstand,
  11. rapporter fra maskinmannskapet om oppgavene de er satt til å utføre,
  12. tilgjengelighet av brannsløkkingsmidler, og
  13. hvor fullstendig maskindagboken er ført.

#### Utøvelse av maskinvakt

1. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal påse at de etablerte vaktordningene opprettholdes og at mannskaper som inngår i maskinvakten bidrar til sikker og effektiv drift av fremdriftsmaskineriet og hjelpeutstyret under ledelse av maskinoffiseren.

2. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal hele tiden være ansvarlig for arbeidsoperasjoner i maskinrommet, selv om maskinsjefen befinner seg i maskinrommet, inntil vedkommende offiser er særskilt informert om at maskinsjefen har påtatt seg ansvaret for vakten og dette er forstått av begge.
3. Alle som inngår i maskinvakten, skal være fortrolige med de vaktholds pliktene de skal utføre. Når det gjelder skipet de gjør tjeneste om bord på, skal alle som inngår i maskinvakten, dessuten ha kjennskap til:
  - bruken av egnede interne sambandssystemer,
  - rømningsveier fra maskinrom,
  - alarmsystemene for maskinrom, samt være i stand til å skille mellom de ulike alarmene med særlig oppmerksomhet rettet mot alarm for brannsløkkingsmidler, og
  - antall, plassering og typer av utstyrsenheter for brannsløkking og skadekontroll i maskinrom, dessuten deres bruk og de ulike sikkerhetsreglene som skal iakttas.
4. Alt maskineri som ikke fungerer tilfredsstillende, og som ventes å feil-fungere, eller som krever særskilt behandling, skal identifiseres sammen med alle tiltak som allerede er iverksatt. Det skal utarbeides planer for videre tiltak dersom dette er påkrevd.
5. Når maskinrom er bemannet, skal den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt til alle tider være rede og i stand til å betjene fremdriftsmaskineriet for å ivareta behovet for endringer i retning eller fart.
6. Når maskinrommene periodevis er ubemannet, skal maskinoffiseren på beredskapsvakt være umiddelbart tilgjengelig og kunne tilkalles til maskinrommene.
7. Alle ordrer fra broen skal utføres omgående. Endringer i retning eller fart for hoved-fremdriftsenhetene skal registreres med mindre en administrasjon har avgjort at et bestemt skips størrelse og egenskaper gjør det upraktisk å foreta slike registreringer. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal sikre at kontrollene for hoved-fremdriftsenheten er under kontinuerlig tilsyn ved beredskap eller manøvrering når de er i modus for manuell drift.
8. Nødvendig oppmerksomhet skal vies pågående vedlikehold av og støtte for alt maskineri, herunder mekaniske, elektriske, hydrauliske og luftdrevne systemer, deres kontroll-apparatur og tilknyttede sikkerhetsutstyr, alt utstyr til systemer som betjener oppholdsrom, samt registrering av bruk av lagervarer og reservedeler.
9. Maskinsjefen skal forvise seg om at den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt er informert om alt forebyggende vedlikehold, all skadekontroll og alle reparasjoner som skal foretas i løpet av maskinvakten. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal ha ansvaret for å isolere, å sørge for omløp for å tilpasse alt maskineri som det skal arbeides på, og som tilhører maskinvaktens ansvarsområde, og skal føre oversikt over alt arbeid som utføres.
10. Når maskinrommet er satt i beredskap, skal den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt påse at alt maskineri og utstyr som kan bli brukt under manøvrering, er klart til bruk omgående, og at en tilstrekkelig kraftreserve er tilgjengelig for styremaskinen og andre behov.
11. Ansvarshavende vaktoffiserer på maskinvakt skal ikke utføre eller bli satt til å utføre plikter som kan komme i konflikt med deres tilsynsplikter når det gjelder hoved-fremdriftssystemer og hjelpeutstyr. De skal uavbrutt føre tilsyn med hoved-fremdriftsanlegget og hjelpesystemer inntil de blir behørig avløst, og de skal med jevne mellomrom inspisere maskineriet de har ansvaret for. De skal også sørge for at det går et tilstrekkelig antall runder i maskinrom og styremaskinrom for å observere og rapportere feilfunksjoner ved utstyret eller utstyrshavari, å foreta eller lede rutinemessige justeringer, nødvendig vedlikehold og alle andre nødvendige oppgaver.
12. Ansvarshavende vaktoffiserer på maskinvakt skal instruere alle andre personer som inngår i maskinvakten for å informere dem om potensielt farlige forhold som kan virke negativt inn på maskineriet eller bringe menneskeliv eller skip i fare.
13. Ansvarshavende vaktoffiserer på maskinvakt skal forvise seg om at det føres tilsyn med maskinrommet, og skal sørge for at det settes inn nytt vaktpersonell dersom personell på maskinvakten blir ute av stand til å ivareta sine plikter. Maskinvakten skal ikke la maskinrom være uten tilsyn på en måte som vil hindre manuell betjening av maskinanlegg.

14. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal treffe nødvendige tiltak for å begrense virkningene av skader som skyldes utstyrshavari, brann, vann-inntrengning, brudd, sammenstøt, grunnstøting eller andre årsaker.
15. Før vekten avsluttes, skal den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt påse at alle hendelser knyttet til hoved- eller hjelpemaskineriet som har funnet sted i løpet av maskinvakten, er registrert på en passende måte.
16. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal samarbeide med enhver maskinist som har ansvar for vedlikeholdsarbeid ved alt forebyggende vedlikehold, all skadekontroll og alle reparasjoner. Dette skal omfatte, men ikke nødvendigvis være begrenset til:
  - a) å isolere og sørge for omløp for maskineri det skal arbeides på,
  - b) å tilpasse resten av anlegget slik at det fungerer tilfredsstillende og sikkert mens vedlikeholdet pågår,
  - c) å føre oversikt i maskindagboken eller et annet passende dokument over utstyret som det arbeides på og personellet som har tatt del i arbeidet, samt hvilke sikkerhetstiltak som ble ivarettatt og av hvem, som en hjelp for avløsende offiserer og for å kunne dokumentere arbeidet, og
  - d) å teste og sette i drift det reparerte maskineriet eller utstyret når det er nødvendig.
17. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal forvise seg om at alle mannskaper i maskinrommet som utfører vedlikeholdsplikter, er tilgjengelige for å bistå ved manuell betjening av maskineriet i tilfelle svikt i det automatiske utstyret.
18. Den ansvarshavende offiseren på maskinvakt skal ha i minne at endringer i fart som skyldes feilfunksjon ved maskineriet, eller ethvert tap av styring, kan bringe sikkerheten for skip og liv på sjøen i fare. Broen skal umiddelbart underrettes i tilfelle brann og før det treffes tiltak i maskinrom som kan forårsake reduksjon i skipets fart, nær forestående svikt i styresystemet, stans i skipets fremdriftssystem eller en hvilken som helst endring i generering av elektrisk kraft eller en lignende trussel mot sikkerheten. Denne underretningen skal om mulig gis før endringene foretas, for å gi broen så mye tid som mulig til å treffe et hvilket som helst mulig tiltak for å unngå en potensiell sjøulykke.
19. Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal uten opphold underrette maskinsjefen:
  - a. når det oppstår en maskinskade eller feilfunksjon som kan utgjøre en fare for sikker drift av skipet,
  - b. når det oppstår en eller annen feilfunksjon som antas å kunne forårsake skade på eller havari av fremdriftsmaskineri, hjelpemaskineri eller overvåkings- og styresystemer, og
  - c. i enhver nødssituasjon eller dersom det er tvil om hvilken avgjørelse som skal tas, eller hvilke tiltak som skal treffes.
20. Uavhengig av kravet om å underrette maskinsjefen under omstendighetene nevnt ovenfor skal den ansvarshavende vaktoffiseren ikke nøle med å treffe tiltak omgående for å ivareta skipets sikkerhet, maskineri og mannskap når omstendighetene krever det.
21. Den ansvarshavende vaktoffiseren skal gi vaktpersonalet alle relevante instruksjoner og opplysninger som sikrer at det holdes en trygg maskinvakt. Rutinemessig vedlikehold av maskineriet, utført som forefallende arbeid som del av et trygt vakthold, skal innpasses som en fast del av vakrutinen. Omfattende reparasjonsvedlikehold som medfører reparasjoner på elektrisk, mekanisk, hydraulisk, luftdrevet eller tilhørende elektronisk utstyr over hele skipet, skal utføres med den ansvarshavende maskinvaktoffiserens og maskinsjefens vitende. Det skal føres oversikt over disse reparasjonene.

## Maskinvakt under spesielle forhold

### Nedsatt sikt

Ansvarshavende vaktoffiser på maskinvakt skal påse at luft- og damptrykk holdes kontinuerlig oppe, slik at lydsignal kan gis og at ordrer fra broen vedrørende endringer i fart og retning omgående etterkommes til alle tider, og dessuten slik at hjelpemaskineriet som brukes til manøvrering, lett kan benyttes.

## Kystfarvann og sterkt trafikkerte farvann

Den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt skal påse at alt maskineri som har betydning for manøvreringen av skipet, omgående kan settes i modus for manuell drift når offiseren underrettes om at skipet er i sterkt trafikkert farvann. Den ansvarshavende vaktoffiseren skal også påse at en tilstrekkelig kraftreserve er tilgjengelig for styring og andre manøvreringsbehov. Nød-styring og annet hjelpeutstyr skal være klart til øyeblikkelig bruk.

## Skip for anker

Når skipet er for anker i åpen sjø, skal maskinsjefen samrå seg med skipsføreren om den maskinvaktordningen som er benyttet under reisen, skal opprettholdes eller ikke.

Når et skip er for anker på åpen red, eller i nesten hver praktiske forstand må sies å være oppankret "i sjøen", skal den ansvarshavende vaktoffiseren på maskinvakt påse at:

1. det holdes en effektiv maskinvakt,
2. det foretas periodisk inspeksjon av alt maskineri som er i drift og i beredskap,
3. hoved- og hjelpemaskineri holdes klart til øyeblikkelig bruk i samsvar med ordre fra broen,
4. det iverksettes tiltak for å verne miljøet mot forurensing fra skipet, og at gjeldende regler for hindring av forurensing følges, og
5. alle skadepkontrollsystemer og brannsløkkingsanlegg er driftsklare.

## 4.5.2 Normer for maskinvakt i havn

STCW – Avsnitt A-VIII/2 – Del 5-2 inneholder prinsipper som skal iakttas ved maskinvakt i havn. Disse gjengis her.

Før overtakelsen av maskinvakten skal avløsende offiser være underrettet om følgende forhold av den ansvarshavende offiseren på maskinvakt:

1. stående ordre for dagen, særskilte ordre vedrørende skipets drift, vedlikehold, reparasjoner av skipets maskineri eller kontrollutstyr,
2. arten av alt arbeid som utføres på maskineri og systemer om bord på skipet, personellet som gjør arbeidet, og potensielle faremomenter,
3. nivå og eventuelt tilstand for vann eller rester i rennesteiner, ballasttanker, sloptanker, reservetanker, og særskilte krav til bruk eller fjerning av innholdet i disse,
4. særskilte krav knyttet til fjerning av kloakk fra sanitærsystemene,
5. tilstand og beredskapsnivå for bærbart brannsløkkingsutstyr og faste brannsløkkingsinstallasjoner og branndeteksjonssystemer,
6. autoriserte reparatører om bord sysselsatt med maskinrelatert arbeid, deres arbeidssteder og reparasjonsfunksjoner samt annet autorisert personell om bord og det nødvendige mannskapet,
7. havneforskrifter vedrørende skipets avløpsvann, krav til brannsløkking og skipets beredskap, særlig under potensielt dårlige værforhold,
8. sambandslinjene som er tilgjengelige mellom skipet og personell på land, herunder havnemyndigheter, i tilfelle det skulle oppstå en nødssituasjon eller være behov for bistand,
9. alle andre forhold av betydning for sikkerheten til skipet, dets mannskap og last eller for vern av miljøet mot forurensning, og
10. fremgangsmåten ved varsling av rette myndighet i tilfelle av miljøforurensning som skyldes maskinrelatert arbeid.



## VIKTIG

Avløsende offiserer skal forvise seg om at de har fått alle nødvendige opplysninger om forholdene som er omtalt ovenfor fra offiserene de avløser før de overtar en maskinvakt, og:

1. være fortrolige med eksisterende og potensielle kraft-, varme og lyskilder samt fordelingen av disse,
2. kjenne til tilgjengeligheten av tilstanden for skipets drivstoff, smøremidler og alle vannforsyninger, og
3. være rede til å gjøre skipet og dets maskineri klart for beredskaps- eller nødssituasjoner så langt det lar seg gjøre, og slik det er påkrevd.

### 4.5.3 Praktiske forhold om bord

I det følgende gis eksempler på praktiske rutiner, gjøremål og plikter knyttet til ansvarshavende maskinoffiser.

#### Vaktavløsning

Før vaktavløsning bør maskinisten foreta følgende kontroll:

- 1) nivå i smøreolje hylsetank,
- 2) nivå i ferskvanns ekspansjonstank,
- 3) nivå i alle brennoljetanker, fyll opp om nødvendig og før inn i maskindagbok,
- 4) nivå på dagtank for sylinderoilje til HM (2-takt motor) og etterfyll om nødvendig, (Forbruk føres i maskindagbok).
- 5) med eksoskjel i drift: Kontroll av trykk og vannstand,
- 6) visuell kontroll av HM for oljelekkasjer, kjølevanns- og eksostemperaturer for hver sylinder, samt temperaturer inn- og ut for turbolader,
- 7) startelufrør og ventiler beføles for hånd, (høy temperatur indikerer lekkasje),
- 8) smøreoljestand for lagre i turbolader(e), samt trykkfall over luftfiltre,
- 9) spylelufttemperatur og temperatur inn/ut av luftkjølere,
- 10) smøreoljetemperatur - HM,
- 11) avløp for stempelkjøling på hver sylinder (2-takt),
- 12) temperatur og evt. gjennomstrømning til trykklager, oljestand og temperatur på bærelager og tilslutt berøre hylsetetning for hånd,
- 13) nivå i samtlige lense-brønner, samt hylsebrønn. Funksjonstest av alarm for «High Level» foretas jevnlig,
- 14) peile smøreolje systemtank for HM,
- 15) avlese trykk før/etter kjølevannspumper (FW/SW) som er i drift,
- 16) avlese trykk før/etter smøreolje-filter for HM,
- 17) separator-rom sjekkes, dvs. separatorene i drift sjekkes for oljetemperatur og gjennomstrømning,
- 18) dieselgeneratorer i drift, samt selve generatoren med bærelager, herunder se etter oljelekkasjer, unormale lyder, eksostemperaturer, kjølevannstemperaturer, sumptank nivå, samt spenning, turtall og belastning på tavle- og motorpanel,
- 19) startelufttanker med luftkompressor, peile kompressorens oljesump, avlese kjølevannstemperaturer inn/ut på kompressor og luftkjølere, trykk etter kompressor. Samme kontroll gjøres for arbeidsluft kompressor med lufttank og rørledninger,
- 20) luftfilter for styreluft-systemet (tørrefilter),
- 21) lenseseparator med slam-tank kontrolleres og peiles,
- 22) visuell sjekk av styremaskinrom,
- 23) maskineri for kjøle- og fryseanlegg, herunder motor og kompressor, samt væskestand for kjølemedium i væskebeholder eller kondenser. Avlese kjølevannstemperaturer inn/ut av kondenser, samt alle temperaturer på fjernavlesningstavle,
- 24) alle data som kan avleses i kontrollrommets alarm- og manøverpanel for HM, samt elektrisk hoved-tavle,
- 25) maskindagboken sjekkes for notater fra siste vakt, f.eks. oppumping og separering av diverse oljer, lensing fra lense-brønner og alt arbeid som er utført av vaktstående maskinist og besetning i vaktperioden.

#### Ukentlig kontroll utenfor maskinrom

- 1) Nød-kompressor startes for å kontrollere at den pumper luft med tilfredsstillende trykk. (Startluftflaske for nød-kompressor skal alltid være fylt opp).
- 2) Kontroll av diesel og smøreolje på nød-kompressor.
- 3) Kontroll av nød-generator for smøreolje og brennstofftank.
- 4) Start av nød-generator og kontroll av motor samt nød-panel.
- 5) Alle livbåtmotorer sjekkes, smøreolje peiles, dieselolje tanker peiles og dreneres for vann før start. Diverse verktøy og evt. reserve smøreolje i livbåten sjekkes. Deretter startes motorene, kontroll av vripropellsystem samt smøring av smøre- og griskopper. Sjekker samtidig at alle bunnplugg er lenket fast slik at de ikke forsvinner og at de er ute av pluggullet slik at regnvann kan renne ut.
- 6) Nød-brannpumpe med motor (forut under bakken) sjekkes, smøroljen peiles samt oljenivå i dieseloljetank, slik at vi har nok olje i tilfelle brann. Vi åpner sugeventilen for sjøvann samt avløp og starter deretter pumpen. Kontrollerer alltid at pumpen tar vann med ok trykk og at den leverer vann ut på dekkledning.
- 7) Alle nivåer for olje til hydraulisk ankerspill og vinsjer kontrolleres og dreneres for evt. kondensvann. Kontrollerer også at hydrauliske dekkmaskiner ikke har lekkasjer.

## Forsiktighetsregler og tiltak

### Rengjøring i maskinrom

Rengjøring under dørkplater i maskinrommet er svært viktig. Filler og tvist etc. som har kommet under dørkplatene ved arbeid i maskinrommet, skal fjernes. Dette fordi lensefiltre for lensepumper kan tettes til, slik at vi får problemer med å lense.

Oljelekkasjer som renner ned under dørker kan forårsake brann, enten pga. gnister eller ved selv-antennning.

Vi må derfor regelmessig spyle rent under dørkplatene etter først å ha fjernet filler mv. og evt. verktøy som er mistet under dørken.

Vi må også fjerne evt. oljesøl under dørker ved hjelp av kjemikalier som senere kan spyles vekk og lenses med lensepumpa.

Generelt gjelder at all oljelekkasje tettes og ut-lekket olje fjernes så raskt som mulig, slik at vi unngår ulykker som benbrudd mv. og evt. brann i maskinrommet pga. gnister eller selv-antennning.

Rengjøring av alle dørker, rister, ledere, plattformer, hjelpemotorer, pumper og kompressorer mv. bør derfor foretas rutinemessig.

Rengjøring av filtre på inntak til maskinroms-viftene bør også foretas regelmessig, dette for å sikre god lufttilgang til maskinrom.

### Kontroll av eksoskjel

For å unngå brann i eksoskjelen bør denne sot-blåses regelmessig, minst en gang per døgn. (Prosedyren vil avhenge av type sotblåser som er installert, se avsnitt om sotblåsing).

Dette for å få best mulig varmeoverføring fra eksosgass til vann i kjelen og samtidig minske faren for sot-brann i kjelen.

Ved evt. sot-brann bør vi redusere motorbelastningen, sotblåse kjelen og deretter starte opp vaskedyser, hvis kjelen er utstyrt med slike.

### Bruk av verneutstyr

Hele maskinbesetningen skal ha, og nytte verneutstyr når dette er påkrevet.

Vernesko skal nyttes av alle for å unngå fotskader ved arbeid i maskinrommet og ellers om bord på skipet.

Annet verneutstyr som spesial-arbeidshansker ved arbeid med brennoljer, rensevæsker og kjemikalier, samt utstyr som vernebriller, munnbind/maske og sist men ikke minst vernehjelm, når dette er påkrevet.

Ved arbeid i høyder om bord på skipet skal vi alltid nytte sikkerhets-sele, og det bør alltid være to mann til slike jobber.

## Arbeid i tanker

Ved arbeid i tanker, spesielt ved dårlig belysning, skal vi nytte gass-sikre lamper som gir godt arbeidslys slik at arbeidet vi skal utføre blir gjort på en god og forskriftsmessig måte.

Der det er fare for gassansamlinger i tanker som skal rengjøres, skal disse luftes godt ut før arbeidet starter, gass-teste tanken før vi entrer den.

Ved slikt arbeid skal det av sikkerhetsmessige grunner alltid være minst to mann til stede.

## **Brannsikring og nødutganger - maskinrom**

### **Hurtiglukker på brennolje-tanker**

Alle brennoljetanker om bord, som dagtanker og settlingstanker for diesel og tungolje er utstyrt med hurtiglukkende ventiler som skal kunne betjenes både fra dekk og fra selve maskinrommet ved eventuell brann.

Ved brannøvelser skal hele besetningen bli gjort kjent med bruken av disse, slik at de kan stenge av brennoljetankene i en nødsituasjon.

### **Nødutganger i maskinrom**

Alle maskinrom om bord i skip er utstyrt med nødutganger. Disse skal hele maskin-besetningen kjenne til, og ved brannøvelser bør alle gå gjennom nødutgangene for å komme ut fra maskinrommet slik at alle blir fortrolig med disse utgangene.

Alle inngangsdører til nødutgangene skal kontrolleres regelmessig, slik at de er lette å åpne og lukke og at pakninger gir skikkelig tetning. Dette for at røykutviklingen ved en evt. brann ikke skal sive inn i nødutgangene, noe som kan føre til problemer ved rømming av maskin-rommet.

Alle må påse at det ikke blir plassert oljefat, reservedeler, kasser eller annet som kan hindre åpning og adkomst til dører i nødutgangene.

Alle nødutganger skal generelt ha godt lys og være utstyrt med nødlys.

### **Brannapparater i maskinrommet**

Hele maskinbesetningen, både maskinoffiserer og mannskap skal kjenne til plasseringen av brannapparater i maskinrommet, samt hvilken type apparater som skal nyttes til oljebrann og hvilke som skal nyttes til elektriske branner.

Ved brannøvelser skal vi demonstrere bruken av apparatene, slik at besetningen får kjennskap til bruken og nytten av brannapparaterne.

Deretter gjennomgår hvordan vi fyller opp apparatene, slik at apparatene er klare til bruk til enhver tid.

Ved brannøvelser skal alle bli informert om brannslukkingssystemet om bord. Hele maskinbesetningen skal også kjenne til plasseringen av brannslanger i maskinrommet, hvor disse koples til brannledning og kunne starte brannpumpene.

Videre skal alle kjenne til operasjon av slukke systemet ved kjele- og spylebeltebrann.

Alle må også kjenne til hvordan vi stopper maskinroms-viftene ved brann i maskinrom.

Ved brannøvelser skal alle bli gjort kjent med bruken av røykdykker utstyr, hvor dette er plassert, og hvordan røykdykking blir gjennomført.



# 5. Skader og feil ved drift av maskineri

## 5.1 Skadetyper - definisjoner

SKADER VED DRIFT AV DIESELMOTORER KAN INNDELES I FØLGENDE HOVEDGRUPPER:

1. Slitasje
2. Korrosjon
3. Kavitasjon/erosjon
4. Deformasjoner
5. Sprekker og brudd
6. Høy varmebelastning

f(x)

### 1) SLITASJEFORMER

Slitasjeformer inndeles i abrasiv-, adhesiv-, korrosiv- slitasje og avskalling («pitting»).

#### **Abrasiv slitasje (slipepasta)**

*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 (friksjonsslitasje)**

Adhesiv slitasje (friksjonsslitasje, microseizure (Mz), scuffing).

Mz er karakterisert ved: Metallisk kontakt  $\Rightarrow$  oppvarming  $\Rightarrow$  sammensveising pga. molekyllkrefter (adhesjon)  $\Rightarrow$  avriving  $\Rightarrow$  avkjøling og herding  $\Rightarrow$  gir hard/glatt overflate på herdbare overflater. Sylindreforing og ringer er mest utsatt for Mz.

Årsaker: Smøreoljefilm ødelagt, oksidsjikt fjernet  $\Rightarrow$  metallisk kontakt  $\Rightarrow$  Mz.

Like materialer gir økt adhesjon, dvs. foring/ring bør være av forskjellig materiale. Støpejern omvandles, får hvit farge og blir svært hardt pga. herdeprosessen.

f(x)

## 2) KORROSJON

Nedbryting av materiale ved f.eks. rusting. Viktigst for dieselmaskineri er lav- og høytemperatur korrosjon.

### Korrosiv slitasje

- *Mekanisk belastning + korrosjon*. Slitasje fjerner oksidsjikt og blottlegger materiale.
- *Avskalling/pitting* (grop dannelse). Sammenheng med stort flate trykk. Tannhjul utsatt.
- *Lavtemperaturkorrosjon*: Svovelsyrenedslag på kalde flater (under 150 °C). Mengde svovel og O<sub>2</sub> i gassen bestemmer omfanget.
- *Høytemperaturkorrosjon*: Avsetning av metallsalter dannet ved forbrenning av tungolje. De «farligste» stoffene er: svovel (S), vanadium (V), natrium (Na) og klor (Cl). Saltene er først i gassform, men kleber (størkner) på flater med temperatur høyere enn størknetemperaturen ("stiction temperature") ≈ smeltetemperaturen til stoffet. (Mest utsatt er avgassventiler, turbolader turbiner og kjelerør).

### 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 porøst.
- *Tildekningskorrosjon*: opptrer som groptæringer under avsetninger.

*Turbulenskorrosjon*: lokal tæring pga. stor strømningshastighet som fører til at oksidbelegg blir fjernet kontinuerlig, som igjen fører til slitasje av materialet (kopper utsatt).

f(x)

## 3) KAVITASJON/EROSJON

Lokalt undertrykk i strømmende væsker gir undertrykksbobler og når trykket igjen øker brister boblen og medfører svært høy lokal flate belastning. Baksiden av propellblad og sugeside av pumper er utsatt.

f(x)

## 4) DEFORMASJON OG SIGING

Høy temperatur kombinert med høy belastning (spenning  $\sigma$ ) kan gi varig deformasjon evt. brudd selv om  $\sigma$  er under flytegrensen.

f(x)

## 5) SPREKKER OG BRUDD

*Utmatting* (materialtretthet) opptrer i hovedsak ved vekslende strekkbelastninger.

Typiske kjennetegn er: Mikrosprekk vokser og utvikles lik årringer i et tre. Når spenningen i restmaterialet når bruddgrensen inntreffer tretthetsbruddet.

Et eksempel er torsjonssvingningsbrudd (bruddflate ca. 45° på senterlinjen).

Utmatningsfasthet beskrives gjerne ved såkalte «Wöhlerdiagram» (der spenningen  $\sigma$  er fremstilt som funksjon av antall lastvekslinger).

Aluminiums legeringer og stål plassert i korrosivt miljø (skip, plattform) gir fare for brudd (før eller siden), dvs. vi må regne med at brudd kan inntreffe selv om belastningen er langt under bruddgrensen for materialet.

*Seigt brudd*: Langsom bruddutvikling og stor deformasjon pga. høy spenning  $\Rightarrow$  matt bruddflate.

*Sprøbrudd*: Typisk liten deformasjon og hurtig bruddforplantning (lydhast.  $\approx$  750-5000 m/s).

Betingelser: Høy tri-aksial spenning og lav temperatur. Starter ofte i kjerver, hulkiler, smøreoljeboringer eller sår i materialet.

f(x)

## 6) VARMEBELASTNING

Med begrepet varmebelastning forstår vi:

- *høy temperatur* ⇒ svekker materialet ⇒ fare for sprekkdannelse mv.
- *stor temperaturforskjell* ⇒ varmeutvidelse ⇒ fare for sprekkdannelse mv.

## 5.2 Skader og feil på foring og ringer

Hovedårsaker til slitasje 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.

### 5.2.1 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 fører 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 slik at smøreoljefilmen på foringen blir borte og resultatet blir økt slitasje på ringer og/eller foring.

*Ny Mz:* blå/grå farge.

*Gammel Mz:* brunfarget (forkullet olje).

Mz på ringer gir skarpe kanter som skaper bort oljefilm ⇒ kan gi metallisk kontakt.

Mottiltak mot Mz i sylinder er normalt å øke sylinderolje mengden en periode og samtidig redusere pumpeindeks på aktuell sylinder. Problemet vil da normalt forsvinne etter kort tid.

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* (abrasiver) skyldes forbrenningsprodukter (aske), partikler fra Mz, partikler på grunn av for høy TBN i sylinder oljen. (Merk at ved innkjøring av motorer ønsker vi en viss abrasjon for å oppnå god tilpasning mellom ringer og foring, og det kan da være aktuelt å anvende sylinderolje tilsatt abrasiver for å fremskynde tilpasningen, dvs. forkorte innkjørings tiden).

*Clover leafing* (kløverbladslitasje) skyldes svovelsyrekorrosjon mellom smørehull.

*Ringskader:* Smuss i ringspor ⇒ fastlåste ringer og struping av gasstilførsel til bakside ring. Øverste ring er mest utsatt pga. høy ringsonetemperatur (> 200 °C).

Typiske årsaker: Feil ved sylinderolje (tilførsel/egenskaper), gasslekkasje fra undersiden av ring, rask trykkstigning (stort tennsprang, lang tennforsinkelse) kan føre til ringkollaps og "blow by", men dette kan ofte avhjelpes ved å redusere belastningen på aktuell sylinder og øke sylinderoljemengden kortvarig.

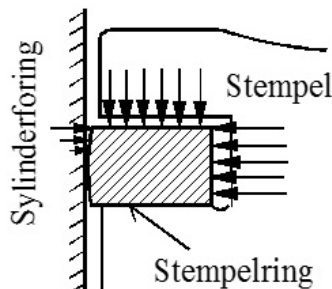
Normal foringsslitasje: Størst øverst, pga. høye trykk/temperaturer, lav stempelhastighet og «dårlig» oljefilm. Mz slitasjen er ofte relativt liten øverst i foringen, men øker tilnærmet proporsjonalt med stempelhastigheten, dvs. den er størst omkring midten av foringen.

Typisk slitasje av foringer:

- 2-takt: 0,1 mm/1000 h  $\Rightarrow$  levetid: 10-12 år
- 4-takt: 0,015 mm/1000 h  $\Rightarrow$  levetid = skipets levetid.

## 5.2.2 Ringfunksjon og ringkollaps

For å tette fullstendig mot gasstrykket i sylinderen, må det være god kontakt mellom stempelringens underside og ringsporets bunn og mellom ringenes tette- eller glideflate og sylindervingen.



Figur 5.2.2.1 Stempelring funksjon

De kreftene som er nødvendige for å sikre tettingen, stammer fra gasstrykk over og bak ringen, se figur 5.2.2.1.

Gasskraften som presser ringen mot foringen, kan bli opptil 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 kompresjonsslaget er et visst trykk over og bak alle stempelringene.

Ved normale driftsforhold sikrer gasstrykket bak på ringene, en effektiv tetting. Disse stabile forholdene kan imidlertid endres ved forskjellige driftsforstyrrelser, noe som kan føre til at tettekraften blir for lav slik at innover rettet kraft på ringens tette- eller glideflate vil presse ringen innover og bort fra foringen. Dersom dette skjer, vil ringen bli slått innover mot bunnen av ringsporet, 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.

Typiske årsaker til ringkollaps er:

- Hurtig trykkstigning i sylindere (stor tennforsinkelse eller stort tennsprang pga. tidlig tenning).
- Liten klaring i overkant av ringspor, pga. belegg, dårlig forbrenning/dårlig sylinderoilje.
- Ringens glideflate er for mye avrundet, eller den har anlegg i nedre kant.
- Gasslekkasje via ringens underside, pga. dårlig rengjøring eller sprekker i belegg.
- Korrosiv slitasje av foring, "clover leafing" (forekommer sjelden).
- Dårlig egenspennkraft (eller defekte ringer).
- Høy ringsonetemperatur ( $t > 220$  °C).

## 5.2.3 Eksempel – foring/ring slitasje

For å beskrive problemer knyttet til slitasje på foring og ringer, ser vi på et scenario (med tekst på engelsk), som følger:

Overhaul of two cylinders on the main engine of your vessel indicates excessive and unexpected liner and piston ring wear since the previous overhaul.

- a) State, with reasons, the possible causes of this type of wear.
- b) Explain the action you, as Chief Engineer, would take with respect to the other engine cylinders.
- c) State the action which should be taken to ensure that the ship can be safely operated.
- d) State, with reasons, the procedures which must be implemented to reduce the risk of future problems of this type.

a)

## General reasons (Crosshead engines)

Les teksten her [http://www.marinediesels.info/repairs/gauging\\_liner.htm](http://www.marinediesels.info/repairs/gauging_liner.htm)

### Excessive wear is generally due to:

**Abrasion:** due to catalytic fines in the fuel or particles of rust, scale and sand contamination of the fuel or air due to poor purification/filtration. Causes scoring of the liner and rings.

**Corrosion:** due to the sulphur in the fuel burning and forming SO<sub>2</sub> & SO<sub>3</sub> which combines with water from combustion of the hydrogen to form sulphuric acid. This deposits on cooler parts of the liner (below 140°C) and causes corrosion indicated by brownish pitted areas of the liner. Combated by keeping liner temperatures above the dew point and using cylinder lubricant with suitable alkalinity (Total Base Number).

**Scuffing:** Also called micro-seizure or adhesive wear. This can be very severe and is caused by breakdown in the lubrication film. Localised overheating and welding of microscopic particles takes place which subsequently tear apart, roughening the surfaces and accelerating the process. Indicated by a vertical striped appearance.

**Clover-leafting:** This is a combination of corrosive wear and scuffing. The cylinder oil gets less neutralising the further away it gets from the injection points as its alkalinity reserve is used up. The acid deposits causing cold corrosion and destroying the LO film. Scuffing now occurs, till eventually the rings will not seal. This leads to blow by, causing overheating and distortion of rings, and burning of the LO film resulting in more blow-by and wear.

b) Action to be taken

When the damage is discovered, the liner must be inspected, and report forwarded to the company's technical department. An initial inspection through the liner scavenge ports on a two stroke engine will show up faults like excessive scuffing, clover-leafting or abrasion. On a four stroke trunk piston engine the lower part of the liner may be inspected through the crankcase, and the upper part by removing a caged exhaust valve. If necessary, the cylinder head must be lifted and the liner gauged. Maximum wear on a cylinder liner is restricted to about 0.8% of its original diameter for large 2 stroke engines and 0.4% of its original diameter for medium speed 4 stroke. If the liners are still within limits it may be possible to grind/hone out any clover-leafting. Scuffing and abrasive wear, once the cause is identified and corrected, with suitable lubrication will gradually return to normal, although if severe, honing may be decided upon to remove the worst of the surface roughness. Depending on the wear and profile, the piston ring sets may have to be replaced.

c) Further actions

Vessels normally only carry 1 spare liner. If the liner wear is so excessive that liners have to be replaced, or if the ship must operate with liners badly clover leafted or scored before repairs can be carried out, then the engine must be operated at reduced power and increased cylinder lubrication.

If corrosion has been taking place then it must be verified that jacket water temperature are correct, oil of the correct TBN is being used, and the lubrication rate is at least recommended by the engine builder (1.1 – 1.5 g/kWh) to prevent scuffing.

It should be pointed out that excessive abrasive wear due to calcium deposits can occur if a cylinder oil with too high TBN is used. With medium speed 4 stroke engines ensure the TBN has not become depleted, and correct by freshening charge oil if required.

On a two stroke engine a watch must be kept for the increased likelihood of scavenge fires if blow by is occurring. On a 4 stroke medium speed trunk piston engine a close eye must be kept on the crankcase pressure, any increase will indicate blow by.

#### d) Reasons and further procedures

If the excessive wear because of sulphur content far in excess of that specified is suspected, the bunker sample must be sent for analysis to an independent chemist in case of claim is to be made.

Fuel oil purifiers and filters should be checked if excessive abrasion of the liner has occurred. Although catalytic fines are difficult to remove by centrifuging and too small for filtration, if the refining plant is operating efficiently these should be below 60 mg/kg. Efficient centrifuging will reduce this figure (to below 10 mg/kg) so they no longer become a problem.

This means ensuring throughput, temperature and relative density of the oil is as recommended by manufacturers. Keeping liner temperature at correct operating temperatures by monitoring cooling water inlet and outlet temperatures and avoiding undercooling of the scavenge air will help reduce the incidence of cold corrosion.

Ensuring the engine is not overloaded, operated with worn or badly timed fuel injection equipment or too high a temperature will prevent destroying the LO film because of poor combustion and afterburning and allowing scuffing to occur.

It may be necessary to decrease the times between inspections, even if it is only a liner inspection through the scavenge ports. However, in the case of severe wear occurring, it is usual to calibrate the liner regularly at reduced intervals for a time, to ensure the problem does not reoccur.

## 5.3 Fatigue cracking (Utmatting)

### 5.3.1 Utmatting (Fatigue cracking)

Vi skal her beskrive fenomenet utmatting (fatigue cracking) og tar utgangspunkt følgende problemstilling:

- a) Explain fatigue cracking, stating its causes and propagation.
- b) Explain how the risk of fatigue cracking of cylinder head holding studs is liable to be increased by poor maintenance and engine overload.

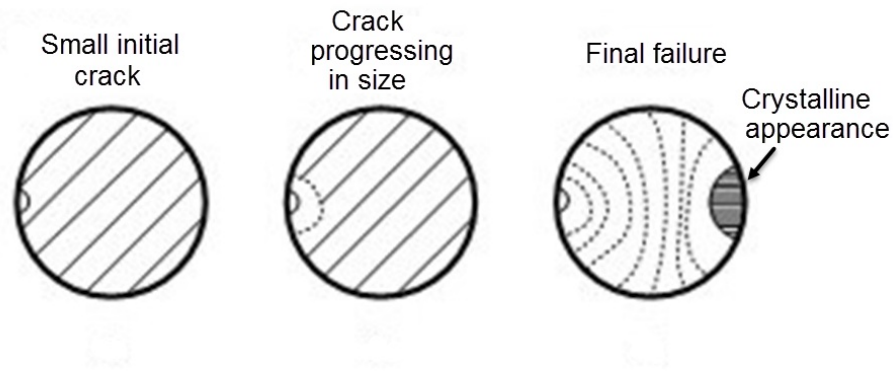
#### **5.3.1 a)**

Fatigue is associated with the effects that a fluctuating or alternating load on a component. If the component is subjected to loads which are repeated a large number of times it may fail without any permanent deformation to give warning of impending fracture.

The stress level causing failure will be lower than the ultimate tensile stress of the material and may be below the yield stress limit.

The fatigue crack normally originates at some form of stress raiser such as corrosion pit or sharp corner. The crack progresses until finally failing.

The surface of a fatigue failure normally shows two zones, one a glossy smooth surface the other a crystalline surface. The burnished surface often show lines called «beach markings» (årringer) caused by periods of stress separated by periods of rest. The crystalline structure shows the final failure



### 5.3.1 b)

When the cylinder head is tightened down, the cylinder head are in tension. When the engine is in operation, the tensile stress in the studs` increases as the gas pressure in the cylinder rises.

The design of the engine ensures that as long as the engine is operated within the correct parameters, then the material is loaded below the fatigue limit and will not fail regardless of the number of stress cycles.

If the engine unit is overloaded, due to early injection or because too much fuel is injected, then the maximum stress in the studs is increased so that it is above the stress limiting curve and will fail after a number of cycles.

If the studs are over tightened by increasing the jacking pressure above that set by the engine builder, then the initial tensile stress will be too high and when the engine is operated, even under correct parameters, again the maximum stress will be too high, and failure will occur after a set number of cycles.

Stress raising points such as corrosion or mechanical damage can lead to crack propagation even though the studs have been correctly tightened and the engine operated correctly.

## 5.4 Feil i brennstoffsystem

Den vanligste feilen i innsprøytingssystemet er slitasje på grunn av partikler i brennoljen. Særlig "slipende" er Al/Si partikler (katalysatorpartikler fra raffinering av råolje).

Grenseverdier for Al + Si:

- Bunkring: maks 60 ppm
- Før innsprøyting: maks 10 ppm

### 5.4.1 Slitasje i brennstoffsystem- konsekvenser/tiltak

#### Pumpeslitasje

Pumpeslitasje fører til lekkasje i pumpen og dermed senere trykkoppbygning (reduert trykkgradient), noe som igjen fører til senere åpning av dyse, dvs. sen innsprøyting (sen TINJO) og redusert innsprøytingstrykk (PINJM) og sannsynligvis dårlig forstøvning.

**Sen innsprøyting** fører generelt til sen tenning, dårlig eller ufullstendig forbrenning, lavt maksimaltrykk  $p_{max}$ , etterbrann og høye avgasstemperaturer.

Dårlig forbrenning gir videre høy varmebelastning på foring, ringer og avgassventiler mv.

**Dårlig forstøvning** gir økt tennforsinkelse og vanligvis dårlig forbrenning

(Merk at dersom kun en pumpe er slitt, vil oljemengde 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).

Konsekvens av slitasje i pumpen er i korthet:

- Innsprøytingsperioden vil øke noe for å kompensere for slitasje, redusert innsprøytingsmengde og redusert effekt på aktuell sylinder, da regulatoren bestemmer pådraget.
- Dette fører til at forbrenningen skyves lenger fra ØD, noe som igjen fører til redusert indikert termisk virkningsgrad og økt varmebelastning av sylinderenheten.
- Ufullstendig forbrenning medfører dessuten økt beleggdannelse i avgass-system med turbolader  $\Rightarrow$  redusert luftgjennomgang, dårlig renspyling, dårlig luftfylling (lavt  $p_{komp}$ )  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning  $\Rightarrow$  ond sirkel.

## Slitasje dyse/dysenål

Slitasje i dyse/dysenål fører til  $\Rightarrow$  økt anleggsflate og redusert 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** (større hull) kan teoretisk føre til lavere innsprøytingstrykk på grunn av redusert strømningsmotstand, noe som fører til store dråper som fordamper/ forbrenner sakte og som derfor kan nå gods (topp eller foring) før forbrenningen er avsluttet, gjelder særlig dersom dusjens retning er feil.

Forbrenning på eller nær gods  $\Rightarrow$  avbrenning av gods og høy varmebelastning etc.

Slitte dysehull gir altså uendret innsprøyting (TINJO) men redusert maks innsprøytingstrykk (PINJM)

## Andre feil i brennstoffsystemet

**Lav viskositet;** Høy forvarmingstemperatur gir lav viskositet  $\Rightarrow$  dårlige smøreegenskaper, lekkasje i pumpe og fare for rivning. Dersom det er tvil, velger vi lav forvarmingstemperatur fremfor høy.

**Høy viskositet;** Lav forvarmingstemperatur gir rask trykkoppbygning og fare for svært høye trykk, som kan føre til mekanisk overbelastning på pumper og rørsystem mv.

**Defekt fjær** i pumpe/synkeventil  $\Rightarrow$  upresis klipping av brennoljedusj  $\Rightarrow$  trykksvingninger i høytrykksrør  $\Rightarrow$  etterløft av dysenål og etter drypp  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning,  $\Rightarrow$  etterbrann, høye avgasstemperaturer og høy varmebelastning.

Kan også medføre forbrenning på eller nær dysespiss  $\Rightarrow$  belegg eller såkalte kokstrompeter på dysenål, som igjen medfører dårlig forstøvning etc.

**Slitasje pumpe-kam**  $\Rightarrow$  sen innsprøyting  $\Rightarrow$  dårlig forbrenning, etterbrann, høye avgas temperaturer og høy varmebelastning, særlig på eksosventiler (4-takt).

**Stor tennforsinkelse** pga. brennoljens tennegenskaper (Typisk for olje med høy  $\rho$  og lav visk, dvs. høy CCAI verdi)  $\Rightarrow$  hurtig trykkstigning i syl  $\Rightarrow$  fare for ringkollaps og gjennomslag etc., samt fare for lagerskader (kryss-/veivlager) pga. slag-lignende belastninger.

## 5.5 Brann- og eksplosjonsfare

### 5.5.1 Spylebrann – årsaker og tiltak

Ref. B&W INSTRUCTION, (Operation p. 115 ED 40).



Vi skal her beskrive årsak og tiltak knyttet til spylebrann, basert på anbefaling fra B&W, og med engelsk tekst.

## 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, see above, 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 lubricating 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.

## 5.5.2 Veivroms eksplosjon (Oil mist)

(Ref.: B&W Instruction for 50-98 MC Engines Operation, s 118 ED 40).

Vi skal her beskrive årsak til at det oppstår eksplosjonsfare i veivrommet på dieselmotorer og tiltak dersom det oppstår slik fare.

### Eksplosjonsfare og «Oil mist»

Under drift av en motor inneholder luften i veivrommet de samme gasserter ( $N_2$ ,  $O_2$  og  $CO_2$ ), i omtrent samme forhold som for luften i omgivelsen.

Dersom det for eksempel oppstår varmgang i et lager, vil smøreolje som sprøytes på den varme overflaten fordampe. Når oljedampen deretter kondenseres, dannes en mengde små dråper, en såkalt melkeaktig tåke (oil mist) som ved innblanding av luft er i stand til å spre flammer dersom den antennes.

Antenning kan forårsakes av den samme varme overflaten («hot spot») som dannet olje tåken.

Hvis det er utviklet store mengder oljetåke før antenningen, kan forbrenningen bli svært kraftig, eller eksplosjonsartet.

Veivroms eksplosjon kan altså bare oppstå etter at følgende prosesser er fullført:

1. oljedråpene må fordampe; og
2. gassen må deretter kondensere; og
3. danne melkeaktig tåke (oil mist): og
4. blandes med luft innenfor området for eksplosivt blandingsforhold med luft.

Først når disse 4 prosessene er fullført, oppstår det fare for veivroms eksplosjon.

#### **Normal veivroms atmosfære er med andre ord ikke eksplosiv.**

De fleste skipsmotorer er utstyrt med en oljetåkeføler (oil mist detector) i hvert veivrom som gir alarm og evt. auto «slow down» eller auto stopp av motoren ved alarm for «Oil mist».

Ved stopp av motor på grunn av alarm for oljetåke (oil mist) i veivrommet eller stopp av andre årsaker, skal vi **alltid vente minst 20 minutter** før veivlukene åpnes. Dette for å hindre lufttilgang, som kan utløse eksplosjon. Skilt med slik advarsel er normalt festet på veivlukene.

### Tiltak ved «Oil mist» alarm

#### **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 casing.

- 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 Fire Fighting 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.

1) 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.

2) 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.

1) 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.

1) 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

1) Start the engine.

After: 15-30 minutes, one hour later, and when full load is reached:

- Stop and feel over
- Look for oil mist

1) 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.

# 6. Lense-, bunkers- og ballastoperasjoner

Lense, bunkers- og ballastoperasjoner er i prinsippet knyttet til øvinger på simulator.

## 6.1 Lenseoperasjoner

I dette avsnittet skal vi se på lense-system og utstyr, som er underlagt strenge regler med sikte på å hindre oljeforurensning fra skip. Slike regler er fastlagt i internasjonale konvensjoner, herunder MARPOL. Da engelsk inngår som et sentralt krav til kompetanse for seilende maskinister, er dette avsnittet skrevet på engelsk.

### 6.1.1 MARPOL

To reduce pollution of the world's coasts and waters by the shipping industry, a great number of laws, regulations set forth by the International Convention for the prevention of Pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 (MARPOL 73/78 Annex 1), the Federal Water Pollution Control Act 1970 (FWPCA), and the Oil Pollution Act of 1990 (OPA 90).

Of greatest interest aboard the training ship are the regulations concerning the pumping of machinery bilge spaces. The law, as established by MARPOL 73/78 ANNEX 1, for ships of four hundred gross tons and above, defines permissible discharge of oil or oily waste from machinery space and fuel oil tank ballast water as follows:

1. When the vessel is anywhere within a "Special Area" which includes the entire Mediterranean Sea, Black Sea, Baltic Sea and Gulf Areas; No Discharge is permitted, except when:
  - 1) The vessel is underway; and
  - 2) The ship is operating an oil content monitor, oil separating or filtering device which will automatically stop discharging when the oil content of the effluent exceeds 15 parts per million (ppm); and
  - 3) The oil content of the effluent without dilution does not exceed 15 ppm.
1. Outside of the "Special Areas", and more than 12 nautical miles from land, the requirements are similar to the ones above except that the oil content of effluent discharge is relaxed to 100 ppm. In addition, discharge is permitted when the vessel is not underway, if the oil content of the effluent does not exceed 15 ppm.
2. Outside of the "Special Areas", and less than 12 nautical miles from land, No Discharge is permitted except when oil content of the effluent without dilution does not exceed 15 ppm.

The MARPOL regulations are more restrictive for oil tankers, and slightly more flexible for vessels of less than 400 gross tons. Before pumping bilge on your license, make sure you understand the law.



## ILLEGAL

It is no longer legal anywhere in the world to pump machinery space bilge directly overboard without going through some kind of oil content monitor that will automatically stop the discharge when the legal limit are exceeded!

In addition, U.S. laws prohibit any discharge which forms a sheen, sludge, film, or emulsion in U.S. territorial seas. Such seas are defined by the navigable waters, including river systems or into or open waters of the contiguous zone. The Department of Justice may prosecute an unlawful discharge or act in Federal District Court. Penalties set down by OPA 90 and the FWPCA are generally up to \$25,000 per day of violation or \$1,000 per barrel discharged. The master of the ship must immediately notify the nearest Coast Guard of an unlawful discharge and proceed in the cleanup. Gross negligence or willful misconduct could cause penalty costs to triple.

MARPOL regulations also require every vessel to maintain an *Oil Record Book*, where a permanent record of almost every handling of oil or oil waste is maintained.

For non-tanker vessels, the following operations must be recorded in the oil record book:

- Ballasting or cleaning of oil fuel tanks.
- Discharge of dirty ballast or cleaning water from oil fuel tanks.
- Collection and disposal of oil residues (sludge).
- Automatic and non-automatic discharge overboard or disposal otherwise of bilge water has accumulated in machinery spaces.
- Condition of oil discharge monitoring and control system (failures and repairs).
- Accidental or other exceptional discharge of oil.
- Bunkering of fuel or bulk lubricating oil.
- Additional operational procedures and General remarks.

The FWPCA and OPA 90 established additional regulations regarding the transfer of oil to or from the vessel. They state that no person may perform oil transfer operations unless he holds a valid license authorizing service on such vessels as master, mate or engineer, and has full knowledge of current oil transfer procedures that are maintained aboard the vessel.

During vessel-to-vessel transfer each tank vessel with a capacity of 250 or more barrels of cargo oil must have a means that enables continuous two way communication between the persons in charge of the transfer of operations of both vessels.

There must be onboard an emergency means to enable a person in charge of oil transfer operation to stop the flow of oil to a facility, another vessel or within the vessel. This may be the means of the pump control, quick acting actuated valve or an operating procedure. There must be adequate and protected lighting in the areas of oil transfer operation.



## RESPONSIBILITY

It is your responsibility as a marine engineer to know, understand and obey the law.

## 6.1.2 Bilge Well System (Lensesystem)

### **Bilge wells (Lensebrønner)**

Figure 6.1.2.1 shows the Bilge Well System on MT Simulator.

The following Engine room bilge wells are included:

- Aft
- Fwd Port
- Fwd Stb
- Centre

A sludge tank and an incinerator are also part of the bilge system.

The bilge pump can take suction from any of the four bilge wells or from the sludge tank and discharge it to the bilge separator.

The Fwd Port engine room bilge well, in addition, receives possible overflow from the sludge tank and miscellaneous fresh water leakage/overflow from engine room systems.

The bilge wells cascade into one another as the bilge fills and overflows.

When the separator is in automatic operation it works on the Fwd Port bilge well. If the bilge separator is on for an excessive time an alarm will sound to indicate that there is a serious leakage.

### **Sludge tank (Slamtank)**

The sludge tank receives drain from the following sources:

- HFO purifier sludge
- DO purifier sludge
- LO purifier sludge
- HFO settling tank 1 drain
- HFO settling tank 2 drain

The total water and oil input flows are summed up and displayed as two separate variables (oil, water) for convenience.

Oily return flow from the bilge water separator also enters the sludge tank.

Sludge can be discharged from the sludge tank to the incinerator or to shore reception facilities.

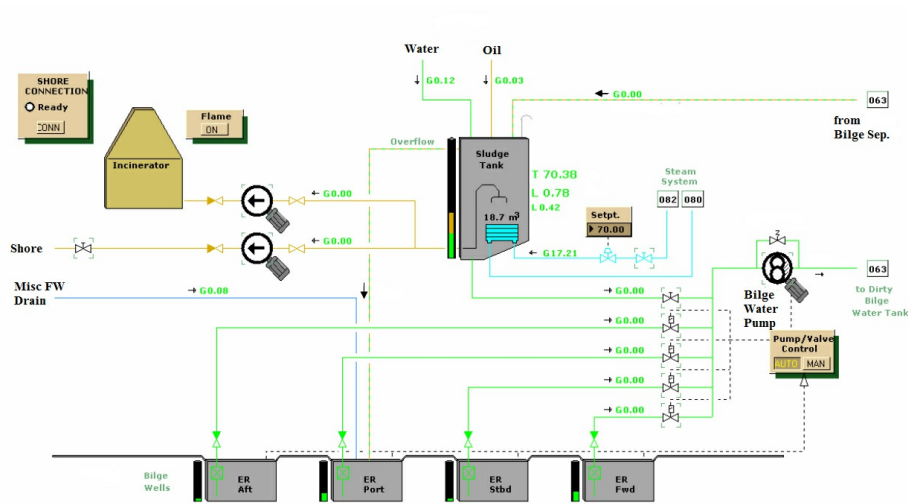


Figure 6.1.2.1 Bilge Wells (Lensebrønner)

### 6.1.3 Bilge Separator (Lensevann separator)

The separator is provided to eliminate engine room bilge water in accordance with current pollution prevention regulations by discharging water containing no more than 15 ppm of oil overboard.

The bilge separator separates oily water taken from the sludge tank or from the bilge wells. Clean water is pumped overboard or to the clean water bilge tank, while the oil is returned to the sludge tank.

The unit consists of a tank divided into several zones by internal baffles. A positive displacement bilge pump supplies unprocessed oil/water downstream into the separator and simultaneously discharge treated water out of the tank.

As the oil/water mixture flows through the tank, oil droplets is repelled under the influence of gravity and heat. Water passes around the beads but oil temporarily attaches to them. Oil droplets accumulate on the beads until they become large enough to break away to the top of the tank.

Meanwhile, the treated water is discharged from bottom of the tank, through the oil content monitor and then either overboard or to the Clean Bilge Tank, depending on residual oil content. Effluent will only be discharged overboard when its oil content is less than 15 ppm.

Eventually the oil layer at top of the tank increases sufficiently to trip a sensor which causes the separator drain solenoid to open. The accumulated oil is forced out through the oil discharge valve to the sludge tank.

If the separator is operated in "AUTO" mode, the following functions are automatic:

- The overboard valve is closed and the re-circulation valve opened if the ppm limit in the overboard water is above a pre-set limit.
- If the oil/water interface sensor detects low level (much oil), the sludge valve is opened.
- The bilge separator pump may be started/stopped automatically according to the bilge well level. This function is dependent on suction from the engine room bilge well.

A flashing AUTO light indicates functional failure. The cause can be high oil content (low-low oil/water interface level) or low separator temperature. The separator pump will then be stopped, the sludge valve opened and the overboard and recirculation valves closed.

The heating power is turned on/off according to temperature, by a thermostatic switch as long as the main switch is on. This switch works independently of the AUTO mode.



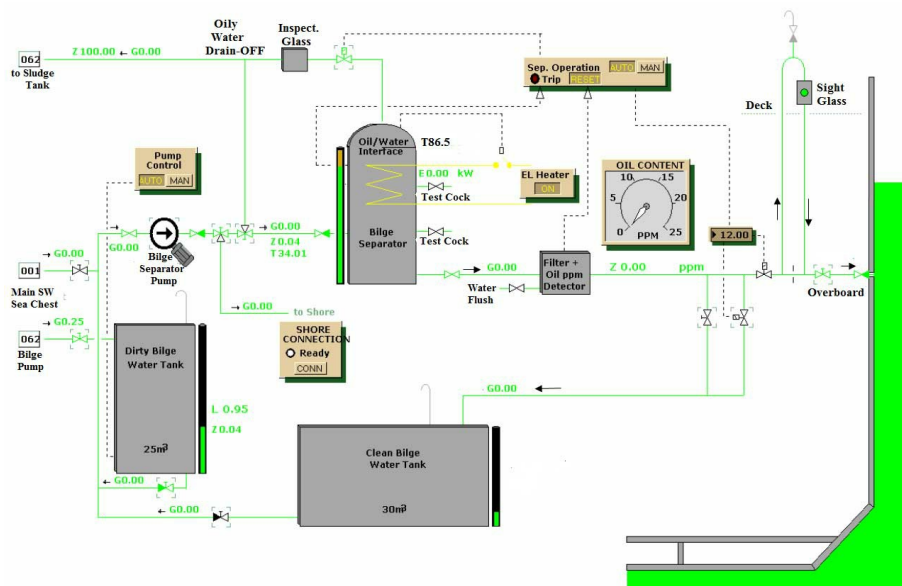


Figure 6.1.3.1 Bilge Separator (Lensevann separator)

## Bilge Separator - Operation procedure

### 1. Preparation of bilge separator

- 1) Start electric heating of bilge separator and set separator operation in MANUAL.
- 2) Set the separator into AUTO mode when sufficient temperature (50°C).
- 3) Check the setting of the ppm detector.

### 2. Automatic or manual operation of the separator

Normally the separator is operated in AUTO. In Auto the valves for bilge over board, bilge re-circulation to clean bilge tank and sludge drain from separator to sludge tank are automatic controlled.

### 3. Daily service bilge from engine rooms

- 1) Check oil content in bilge well.
- 2) Open suction valve from bilge well.
- 3) Open valves through separator.
- 4) Check that over board valve is closed.
- 5) Open discharge valve to clean bilge tank.
- 6) Check that the bilge separator is in auto.
- 7) Start bilge pump in manual.
- 8) If bilge has high content open 3-way valve before bilge separator and discharge directly to the sludge tank.
- 9) Let the oily water mixture separate in sludge tank before emptying water to clean tank.

### 4. Automatic bilge from engine room bilge well

- 1) If AUTO control is active, the bilge suction valve from the engine bilge and the bilge pump will be activated according to the level in the bilge.
- 2) If the bilge pump is ON for more than 20% (adjustable) of the OFF time an alarm is activated. Immediate action must be taken.

### 5. Emptying clean bilge tank

- 1) Check and note down time and ship's position.
- 2) Check that bilge separator is ready.
- 3) Open suction valve from clean bilge tank.
- 4) Open discharge over board.
- 5) Check that bilge separator is in Auto.
- 6) Start bilge pump.

- 7) Observe PPM-meter to avoid pumping oil overboard.
- 8) Check and note down time and ship`s position when finished.

**6. Stopping of the Bilge Separator**

- 1) Ensure operation is in manual mode.
- 2) Close bilge suction valve and open sea suction to flush separator.
- 3) Manually open Sludge valve to remove recovered oil.
- 4) Stop pump and close sea suction and overboard valves.

**7. Bilge to shore**

- 1) Check that shore connection has been established.
- 2) Note amount of bilge water in tank.
- 3) Open valves for bilge tank and discharge bilge ashore.
- 4) Start bilge pump.
- 5) Close valves before removing the shore connection.
- 6) Note and record amount of bilge discharged.



**NOTE**

Before discharge to shore remote stop of the bilge pump from deck location must be tested.

## 6.2 Bunkers operasjoner

Ved bunkring av skip er det viktig å unngå oljesøl, blant annet fordi dette forurenses det marine miljøet og kan utløse store bøter. Alle skip er derfor pålagt å ha godkjente prosedyrer om bord og å følge disse under bunkring.

### 6.2.1 Prosedyre for bunkring

All kommunikasjon under bunkring foregår normalt på engelsk. Et eksempel på standard anbefalt prosedyre for bunkring er derfor her gjengitt på engelsk.

#### Bunkering checklist

- Inform all the ships staff of the bunkering operation.
- Ensure all personnel are aware of the Emergency Response Procedures.
- Discuss the bunkering plan and tank sequence with officers involved.
- Close and secure all associated overboard discharge valves.
- Close and blank-off all unnecessary manifold valves/connections.
- Plug all deck scuppers and ensure they are oil- and watertight.
- Place oil absorbent materials at key locations.
- Provide a means of draining off any accumulation of deck water.
- Establish and check a common communications link between:  
Bunkering Station, Duty Officer and Engine Room.
- Check all bunker tank air pipes are open and unblocked.
- Ensure all sounding caps are tight when not being used.
- Reconfirm space remaining in all bunker tanks.
- Check all bunker tanks high level alarms are functioning.
- Ensure all fire precautions are observed.
- Check hose is of sufficient length.
- Inspect hose and couplings for damage.
- Check weight of hose is less than SWL of hose lifting gear.
- Place drip trays under hose couplings and flanges.
- Check delivery note quantity and specification are correct.
- Discuss bunkering plan with the supplier.
- Discuss vessels emergency response procedures with supplier.
- Discuss supplier`s emergency response procedures with ships staff.
- Establish communication link between vessel and supplier.
- Agree distinct signals for:  
-Commence pumping for: \_\_\_\_\_
- Increase pumping rate for: \_\_\_\_\_
- -Reduce pumping rate for: \_\_\_\_\_
- -Cease pumping for: \_\_\_\_\_
- Agree total quantity to be supplied. Specify: \_\_\_\_\_
- Agree units of measurement- tons, cubic metres, etc. Specify: \_\_\_\_\_
- Carry out spot analysis with vessels fuel test kit.
- Conduct compatibility test, if necessary.
- Sight, agree and record shore/barge meter readings or tank soundings.
- Rig fire wires, if required.
- Ensure seamen are assigned to tend moorings.
- Ensure a designated overflow tank is prepared, and lined up.
- Prepare (line up) the filling line-open all relevant valves.
- Commence bunkering at reduced rate.
- Monitor supply line pressure.
- Examine hose connections for leakage.
- Check all valves on the system.

#### FURTHER CHECKS DURING AND AFTER BUNKERING

- Check oil is entering the correct tank.
- Reduce pumping rate and/or open next tank before topping off.
- Close valves as each tank is completed.
- Witness, seal, date, jointly countersign, and retain bunker samples.
- Ensure sufficient ullage in final tank for hose draining/line blowing.
- Notify supplier when final tank is reached.
- Give supplier ample warning to reduce pumping.
- On completion, close all filling valves.
- Ensure all hoses are fully drained.
- Close and blank off manifold connection.
- Blank off disconnected hose couplings.
- Reconfirm all bunker tank soundings.
- Sight, agree and record shore/barge meter readings or tank soundings.
- Verify all details on the bunker receipts are correct.

**Complete relevant entries in Oil Record Book and Log Books.**

## 6.3 Ballastvann operasjoner

### 6.3.1 Krav til håndtering av ballastvann

For å hindre spredning av fremmede organismer via ballastvann og sedimenter er det innført krav til håndtering av ballastvann for alle skip.

#### **IMO - BWM Convention (2004)**

The Ballast Water Management Convention, adopted in 2004, aims to prevent the spread of harmful aquatic organisms from one region to another, by establishing standards and procedures for the management and control of ships ballast water and sediments.

Under the Convention, all ships in international traffic are required to manage their ballast water and sediments to a certain standard, according to a ship-specific ballast water management plan.

All ships will also have to carry a ballast water record book and an international ballast water certificate.

The ballast water management standards will be phased in over a period of time. As an intermediate solution, ships should exchange ballast water mid-ocean

#### **Ballastvannforskriften**

Nasjonale krav til håndtering av ballastvann er nedfelt i; Forskrift om hindring av spredning av fremmede organismer via ballastvann og sedimenter, gyldig fra 01.07.2010. Forskriften er i tråd med BWM konvensjonen.

Både BWM konvensjonen og Ballastvannforskriften er omfattende dokument og vil derfor ikke bli tatt med her.

Kort oppsummert går gjeldende krav ut på følgende:

- Utskifting av ballastvann skal skje i internasjonalt farvann.
- Ethvert skip skal ha om bord en plan for håndtering av ballastvann og sedimenter.
- Planen skal være spesifikk for det enkelte skip og inneholde en detaljert beskrivelse av hvilke tiltak og rutiner som skal treffes for å oppfylle kravene.
- Det skal fremgå av planen hvilke offiserer om bord som har ansvaret for at planen gjennomføres på en forsvarlig måte.
- Planen skal være godkjent i henhold til IMOs retningslinjer.

Videre er ethvert skip pålagt å ha om bord følgende:

- Ballastvanndagbok, og
- Ballastvann sertifikat.

Ovennevnte dokument kan lastes ned gratis på følgende nettsider:

BWM: <http://maritime.about.com/od/Ports/a/Imo-Ballast-Water-Convention-Summary.htm>

Ballastvannforskriften: <http://www.lovdatab.no>

## 6.3.2 Ballastsystem

Figur 6.3.2.1 viser eksempel på et ballastsystem under en losseoperasjon.

Ballastturbinen skal bare kjøres når den oljefyrte kjelen er i bruk. Eksosdampen ledes til hoved kondenser.

En elektrisk drevet smøreoljepumpe blir brukt ved oppstart og en påhengt pumpe som sirkulerer smøreoljen ved vanlig drift. Etter pumpen strømmer smøreoljen via en ferskvanns kjølt varmeveksler før den blir levert til turbinen. To filtre er plassert i parallell, ett er i reserve «Stand-by».

Turbinturtallet er stillbart og dermed pumpens leveringstrykk. Ved å endre dette og reguleringsventilens åpning blir leveringsmengden justert etter behov.

Det er modellert et enkelt sikkerhetssystem for ballastturbinen. Turbintripp skjer ved:

- Rusing - for høyt turtall.
- Aksial forskyvning av rotor.
- Lavt smøreoljetrykk.
- Høy smøreoljetemperatur.
- Høyt kondensertrykk.

Ved å trykke på reset - knappen tilbakestilles disse.

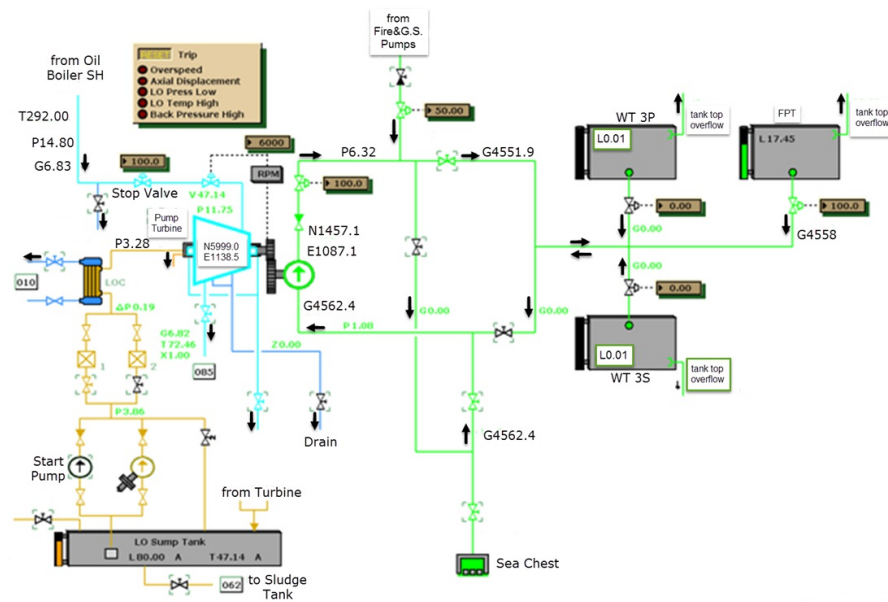
### Start av ballastpumpen

1. Åpne følgende ventiler:
  - Dreneringsventil på damp tilførselsledningen.
  - Dreneringsventil på turbinhuset.
  - Stengeventilen på tettetampledning.
  - Eksosventilen.
  - Stengeventilen før smøreoljefilteret.
  - Utløpsventilen på ferskvannssiden av smøreoljekjøleren.
2. Start den manuelle smøreoljepumpen.
3. Stengeventilen(pådragsventilen) på damp tilførselsledningen åpnes sakte. Start med verdien 1, og øk sakte til verdien 20 i løpet av 5 minutter. Turbinens turtall vil øke jamt samtidig som rotor og turbinhus varmes jevnt opp.
4. Når turtallet når 3500 o/min kan pådragsventilen åpnes helt og de to drensventilene stenges.
5. Turtallet til turbinen øker nå oppover til 6000 o/min (NB 6177 o/min på turbinen tilsvarer 1500 o/min på pumpen).
6. Følg med vannstanden og damptrykket på kjelen under belastning av ballastpumpen.
7. Pumpen fyller eller tømmer ballasttankene etter ønske. Legg merke til at ventilen foran ballasttanken kan regulere åpningen. Hvor hurtig ballast fylles eller tømmes kan således justeres til ønsket verdi. Skipets trim og krenkning kan justeres vha. disse tankene.
8. Pumpens stige-ventil åpnes for å belaste pumpen.

### STOPP av ballastpumpe

1. Steng stige ventilen på pumpesiden gradvis.
2. Steng alle ventiler for fylling/tømming av ballasttankene.
3. Med en gang ballastpumpene har stoppet, steng pådragsventilen på damptilførselen sakte igjen til 0%.
4. Start den manuelle smøreoljepumpen.
5. Åpne følgende ventiler:
  - Drenventilen på tilførselsledningen.
  - Drenventilen på turbinhuset.

6. Steng følgende ventiler etter 5 minutt:
- Drenventilen på damptilførselsledningen.
  - Drenventilen på turbinhuset.
  - Stengeventilen på tettedampledningen.
  - Eksosventilen.
  - Stengeventilen før smøreljefilteret.
  - Utløpsventilen på ferskvannssiden før filterne.
- Steng ventilen på ferskvannssiden på smøreljekjøleren.  
Stans den elektriske smøreljepumpen.



Figur 6.3.2.1 Ballast system

# 7. Vedlikehold

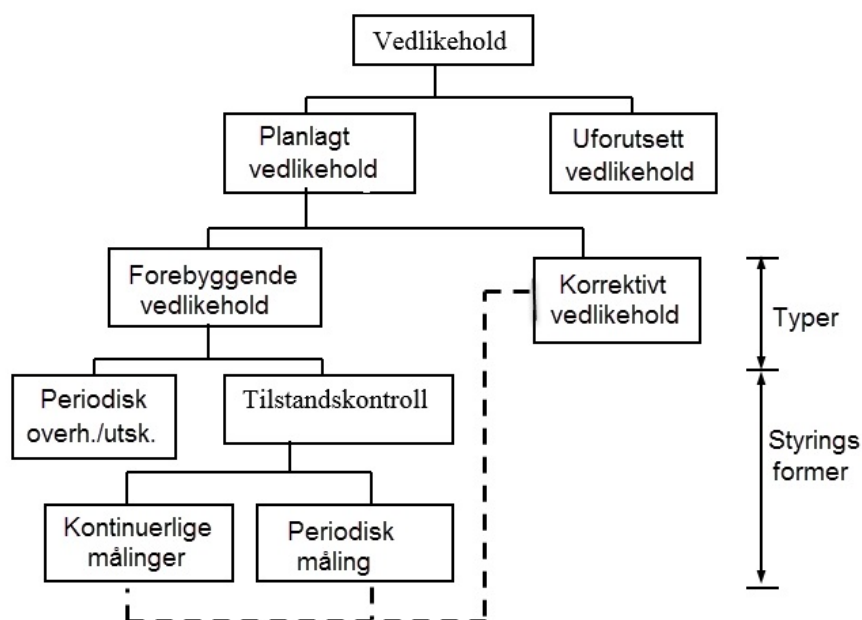
## 7.1 Systematisk vedlikehold

### Innledning

#### INNLEDNING

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.



## 7.1.1 Planlagt vedlikehold

### 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 form 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 overhaling/utskifting.* Komponenter vedlikeholdes eller skiftes ut etter et bestemt antall timer eller måneder i drift.

*Tilstandskontroll.* Verktøy for systematisk overvåking og oppfølging av maskineriets tilstand, dvs. dets evne til å utføre en ønsket funksjon.

### 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; og
- hva slags feil vi kan forvente; og
- risiko for å påføre feil ved demontering; og
- pris og tilgjengelighet for ny komponent.

Viktige komponenter som ikke er dubleret (ikke har «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 bli underlagt korrektivt vedlikehold, dvs. utstyret blir overhaldet etter at feilen har oppstått.

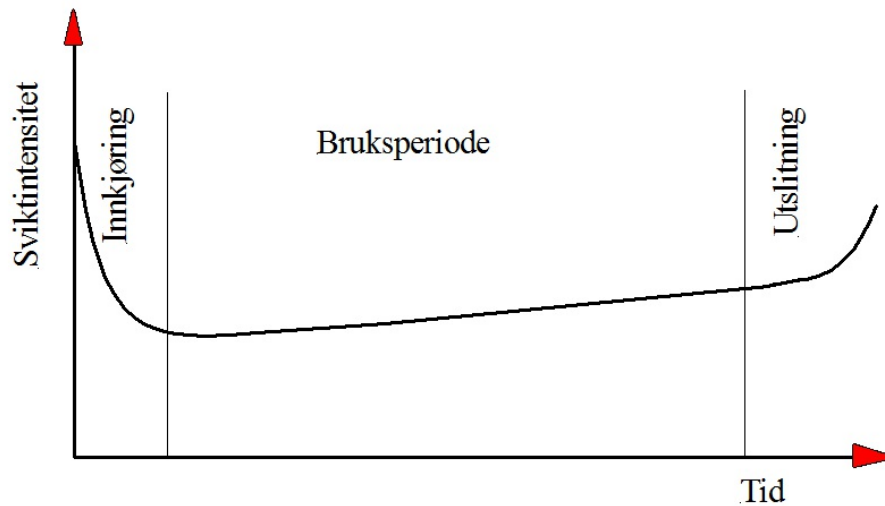
### Vedlikeholds intervall

For komponenter som er underlagt periodisk vedlikehold må vi 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 setter vi gjerne intervallene lik klasseperioden.

Levetiden for skipsutstyr blir som nevnt, ofte basert på fabrikantens anbefalinger, som igjen er basert på erfaring og tester. Som hjelpemiddel i slike prosesser anvender vi ulike matematiske modeller. Vi skal her ta med en kort innføring om slike prosesser.

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 figur 7.1.1.1.



Figur 7.1.1.1 - Badekarskurven

Navnet badekarskurve skyldes kurvens karakteristiske form. Nytt utstyr har mange svikt, ofte uttrykt som «barnesykdommer». Deretter følger en lang bruksperiode med lav sviktintensitet, for så til sist å ende i det vi kan kalle «utslitt» perioden. For de fleste mekaniske komponenter vil sviktintensiteten også øke noe i bruksperioden.

For å bestemme levetiden matematisk kan vi gå frem på flere måter, for eksempel:

- Bruke statistikk for å finne gjennomsnittlig levetid.
- Bruke sannsynlighetsregning for å finne den mest sannsynlige levetiden.

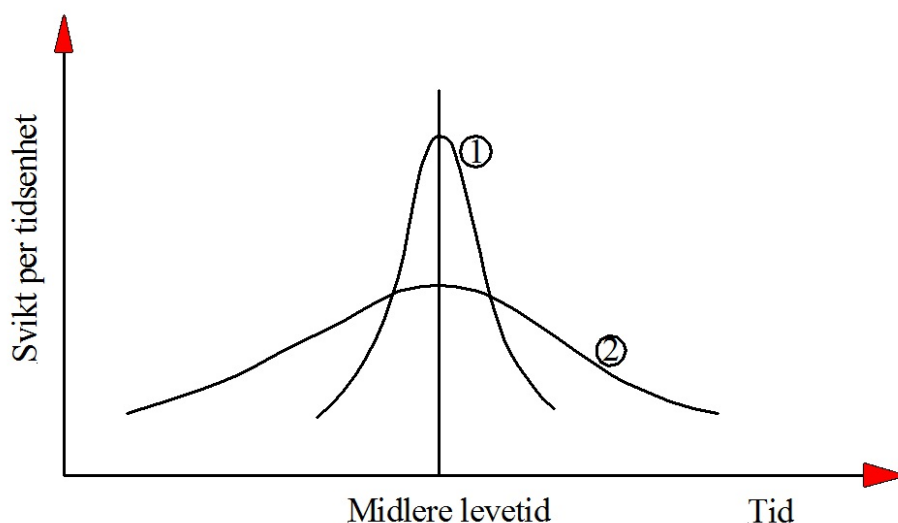
Begge metodene er i stor grad basert på erfaring fra like komponenter, likt maskineri eller laboratorietester.

### Levetid basert på statistikk

Svikt som inntreffer etter en gradvis skadeutvikling og der tiden til svikt er relativt stor, gir en sviktfordeling med stor spredning av tidspunktet for svikt omkring en midlere levetid.

Aktuelle skadetyper kan være korrosjon, slitasje mv. som kan utvikles med varierende hastighet etter hvert som tiden går. Kurve 2 i figur 7.1.1.2 illustrerer en slik sviktfordeling. I praksis er dette den vanligste form for sviktfordeling.

Svikt som inntreffer omtrent på samme tidspunkt for alle komponenter passer godt for periodisk vedlikehold. Vi kan da utføre vedlikeholdet litt i forkant av forventet svikttidspunkt. I praksis forekommer imidlertid denne type svikt sjelden. Et annet moment er at det kreves et stort antall registrerte svikt for å kunne etablere et slikt opplegg. Kurve 1 i figur 7.1.1.2 illustrerer denne type sviktfordeling



Figur 7.1.1.2 Svikfordeling med normalfordeling

For begge kurvene i figur 7.1.1.2 er det forutsatt at midlere levetid er den samme, men spredningen er altså forskjellig. I kurve 2 er spredningen stor, mens den er betydelig mindre i kurve 1.

Arealet under kurvene representerer antall komponenter, og er like stort for begge kurvene. For å kunne regne ut arealet, må kurven være matematisk definert. I praksis blir ofte den såkalte normalfordelingen brukt. Denne er symmetrisk om middelverdien, noe som betyr at halvparten av komponentene har levetid lengre enn den midlere levetiden, og halvparten kortere.

I tillegg til å regne ut midlere levetid er det nødvendig å regne ut spredningen rundt middelverdien. Spredningen uttrykkes ved hjelp av standardavviket ( $s$ ), som er definert slik at vi innenfor  $\pm s$  på begge sider av middelverdien vil vi finne 67 % av alle komponentene. Innenfor  $\pm 2s$  vil vi finne 93 %, og innenfor  $\pm 3s$  vil vi finne 99 % av alle komponentene.

## Tilstandstyrt vedlikehold

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. Dette går i korthet ut på å sammenligne alle tilgjengelige driftsparametere (trykk, temperatur, turtall og virkningsgrad mv.) med en tilsvarende referanseparameter (fra prøvestand, prøvetur eller tidligere avlesning) og deretter vurdere eventuelle avvik, herunder mulige årsaker til avviket, og konsekvens av fortsatt drift mv.

Tilstandsstyring av vedlikeholdet går i korthet ut på:

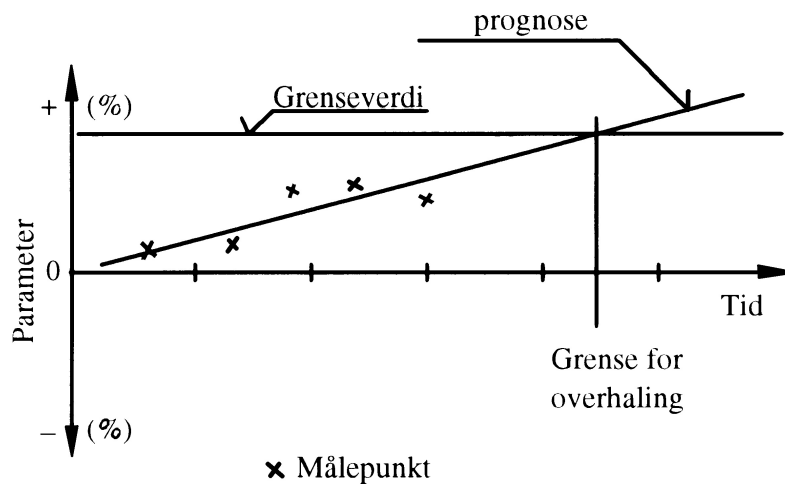
- Å velge ut viktige parametere, som "forteller" noe om tilstanden.
- Foreta jevnlig målinger og registrere/beregne avvik fra ny tilstand (referanse).
- Registrere avviket (f.eks. i %) på en tids- eller driftstidsskala.

Når vi har registrert et antall slike avvik, kan vi 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 figur 7.1.1.3 Eller vi kan anvende ulike matematiske formler, men uansett metode så er poenget at vedlikehold/overhaling bør 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.



Figur 7.1.1.3 Forenklet tilstandsutvikling

## 7.1.2 Vedlikeholds hjelpemidler

### Innledning

Det finnes mange forskjellige verktøy for å etablere, gjennomføre og kontrollere et systematisk vedlikehold.

Aktuelle hjelpemidler er:

- Identifikasjonssystem (nummersystem, kontoplan mv.)
- Vedlikeholdssystem som kan omfatte:
  - Forebyggende vedlikehold
  - Reservedelssystem
  - Lagerstyring-, rekvisita-system
  - Arbeidsordre system
  - Registrerings-, rapporterings- og arkiverings-system
  - Tilstandskontroll system
  - Funksjonsprøvesystem
  - Inspeksjonssystem

Disse hjelpemidlene kan være selvstendige og uavhengige av hverandre og bli brukt uavhengig av andre hjelpemidler.

I det etterfølgende skal vi beskrive et eksempel på utforming av administrative systemer slik disse kan bli brukt i datamaskinbaserte drifts- og vedlikeholds opplegg.

### Identifikasjonssystem

I alle moderne opplegg for drift og vedlikehold, må vi etablere et system som muliggjør oversikt, gjenfinning, sammenbinding og et samspill mellom de forskjellige hjelpemidlene. Et slikt system krever innføring av et kodesystem, som normalt omfatter:

- Identifikasjonsnummer for de objektene som skal vedlikeholdes.
- Artikkelnummer som identifiserer lagerførte artikler.

## SFI Grupperesystem

Dette systemet er utviklet av Skipsteknisk Forskningsinstitutt (nå MARINTEK), og er utformet for bruk på skip.

Identifisering av teknisk utstyr ned til reservedelsnivå, skjer gjennom en tallkode med i alt fire siffergrupper. Denne tallkoden kaller vi ofte en **teknisk kontoplan**.

Den **første siffergruppen** består av i alt tre sifre som har følgende betydning:

- 1) Første siffer – **Funksjon – Hovedgruppe**
- 2) Andre siffer – **System**
- 3) Tredje siffer – **SUB-system**

I det følgende er vist et eksempel på innhold i første siffergruppe.

**Funksjonen** blir altså definert ved hjelp av første siffer (i første siffergruppe):

Første siffer	Funksjon (Hovedgruppe)
0	(ikke brukt)
1	Ship general (Skipet generelt)
2	Hull (Skrog)
3	Equipment for cargo (Utstyr for last)
4	Ship equipment (Skipsutstyr)
5	Equipment for crew and passengers (Utstyr for besetning og passasjerer)
6	Machinery main components (Maskin hovedkomponenter)
7	Systems for machinery main components (Systemer for maskin-hvd. komp.)
8	Ship systems (Skipssystemer)
9	(ikke brukt)

### Andre siffer (i første siffergruppe):

Under funksjonen «Systemer for maskin hoved komponenter», dvs. første siffer 7, beskriver det neste sifferet hvilket system det gjelder for:

Andre siffer	System
0	Brennoljesystemet
1	Smøreoljesystemet
2	Kjølesystemet
3	Trykkluftsystemet

### Tredje siffer (i første siffergruppe)

Videre under systemet «Kjølesystemet» dvs. andre siffer 2, beskriver neste siffer sub systemet:

Tredje siffer	Sub-system
1	Kjølesystem med sjøvann
2	Kjølesystem med ferskvann og andre kjølemedier

Ned på tredje nivå som beskrevet over, er kontoplanen generell dvs. den kan i prinsippet bli brukt på alle skip.

Videre inndeling må vi tilpasse det enkelte skip. Dette kan omfatte en oppdeling i enheter som utgjør en driftsfunksjon (en siffergruppe med to sifre) og ytterligere inndeling av hver enhet i komponenter.

## Betydning av ovennevnte tallkoder

Tallkoden 722.05 angir «Forvarmings sirkulasjonspumpe i ferskvanns kjølesystemet for hovedmotoren» Dersom denne blir utvidet med ytterligere en siffergruppe, kan vi angi de enkelte komponentene til denne pumpen:

Tallkoden 722.05.2 angir «Drivmotoren for forvarmings sirkulasjons pumpen»

Ved videre å sette den tekniske kontoplanen inn i en kontoramme kan vi ytterligere utvide mulighetene for systematisering og gjenfinning av informasjoner. Eksempel på en slik kontoramme er vist i figur 7.1.2.1 (neste side), der klasse 5 gjelder skipets driftsutgifter mens gruppe 1 innenfor denne klassen gjelder reparasjoner og vedlikehold.

Tallkoden 5.1.722.05.2 angir «Driftsutgift pga. reparasjon/vedlikehold av drivmotoren for forvarmings sirkulasjonspumpen».

Det kan også være aktuelt å utvide tallkoden med ytterligere to siffergrupper etter den tekniske kontoplanen. Dette vil gjøre det mulig å spesifisere for eksempel:

Årsak:

Siffer	Benevning
1	Verkstedarbeider
2	Reisereparatører
3	Utført service, leiekontrakter, konsulenter
4	Innkjøpt material, utstyrsenheter, deler

Utstyrstype:

Siffer	Benevning
1	Elektrisk utstyr
2	Pumper
3	Stål
4	Rør og ventiler
5	Automatikk
6	Overflatebehandling

Den fulle tallkoden: 5.1.722.05.2.1.1 forteller om en «Driftsutgift på grunn av reparasjon av drivmotoren på forvarmings sirkulasjonspumpen, utført på et verksted og på en del i det elektriske utstyret om bord.

Dette viser at de to første og de to siste siffergruppene med fordel kan bli brukt ved sortering. Vi kan f.eks. summere alle utgifter pga. vedlikehold/reparasjoner, trekke ut alt arbeid utført på verksted eller på det elektriske utstyret om bord mv.

## Vedlikeholdsprogram - BMF

BMF bruker et vedlikeholdsprogram fra TM-master (<http://www.teromarine.no/>). Dette er et standard vedlikeholdsprogram, basert på SFI sitt kodesystem. Det tar hånd om alle typer jobber om bord innen vedlikeholds spekteret, også «stores» og «provision store» om bord, og er knyttet opp mot ISSA katalogen for bestilling av «stores».

BMF har 15 student stasjoner som arbeider uavhengig av hverandre på en enkelt skip (single ship) eller database (departments on board).

**KONTO-RAMME**

<b>KLASSE 0Hvilendekonti</b>	<b>KLASSE 1Finans- Konti</b>	<b>KLASSE 2Beholdn.Tidsavgr.</b>	<b>KLASSE 3Felles- utgifter</b>	<b>KLASSE 4Befraktning</b>	<b>KLASSE 5Skipenes driftsutg.</b>	<b>KLASSE 6</b>	<b>KLASSE 7</b>
00	10	20	30	40	50	60	70
01	11	21	31	41	51 Rep. & vedl.	61	71
02	12	22	32	42	52 Reservedeler	62	72
03	13	23	33	43	53 Nyansk./omb.	63	73
04	14	24	34	44	54 Spes refusj.	64	74
05	15	25	35	45	55 Rekvisita	65	75
06	16	26	36	46	56 Proviant	66	76
07	17	27	37	47	57 Mannsk. Utg.	67	77
08	18	28	38	48	58 Assuranse	68	78
09	19	29	39	49	59	Div. utgifter	69

*Figur 7.1.2.1 Eksempel - kontoramme for et skip*

## 7.2 Helse, miljø og sikkerhet (HMS)

Arbeid med å ivareta helse, miljø og sikkerhet (HMS) om bord på skip er gitt høy prioritet både nasjonalt og internasjonalt. Vi skal her se på sentrale normer, krav og forskrifter i denne sammenheng.

### 7.2.1 ISM-koden

The International Management Code for the Safe Operation of Ships and Pollution Prevention, dvs. den internasjonale normen for sikkerhetsstyring ved drift av skip og hindring av forurensning (ISM-koden), ble vedtatt av IMO 4. november 1993 ved resolusjon A.741(18).

Her følger utdrag fra ISM-koden.

#### 1.1 Formål

1.1.1. Formålene med denne normen er å ivareta sikkerhet til sjøs, hindre personskader eller tap av menneskeliv, unngå skade på miljøet, særlig det marine miljø, og på eiendom.

1.1.2. Selskapets mål for sikkerhetsstyring skal blant annet:

- .1 sørge for sikker praksis ved drift av skip og et sikkert arbeidsmiljø,
- .2 etablere vern mot alle identifiserte risikoer, og
- .3 kontinuerlig forbedre ferdighetene til personell i land og om bord med hensyn til sikkerhetsstyring, herunder å forbedre seg på nødsituasjoner som omfatter både sikkerhet og miljøvern.

1.1.3. Sikkerhetsstyringssystemet skal sikre:

- .1 at obligatoriske regler og forskrifter blir fulgt, og
- .2 at det tas hensyn til gjeldende normer, retningslinjer og standarder anbefalt av organisasjonen, administrasjonene, klassifikasjonsselskapene og organisasjonene i sjøfartsnæringen.

#### 1.2. Anvendelse

Kravene i denne norm kan anvendes på alle skip.

#### 1.3. Funksjonskrav til sikkerhetsstyringssystemene

Alle selskaper skal utvikle, gjennomføre og vedlikeholde et sikkerhetsstyringssystem som omfatter følgende funksjonskrav:

- .1 en politikk for sikkerhet og miljøvern,
- .2 instruksjoner og prosedyrer for å sikre sikker drift av skip og vern av miljøet i henhold til aktuell folkerett og flaggstatslovgivning,
- .3 definere myndighetsnivåer og kommunikasjonslinjer mellom og blant personell i land og om bord
- .4 prosedyrer for rapportering av ulykker og avvik fra bestemmelsene i denne norm,
- .5 prosedyrer for å forbedre seg og reagere på nødsituasjoner, og
- .6 prosedyrer for intern revisjon og ledelsens gjennomgåelse.

##### 1. POLITIKK FOR SIKKERHET OG MILJØVERN

2. selskapet skal opprette en politikk for sikkerhet og miljøvern som beskriver hvordan målene angitt i pkt. 1.2 skal nås.

3. Selskapet skal sikre at politikken gjennomføres og opprettholdes på alle nivåer i organisasjonen, både om bord og i land.

##### 4. SELSKAPETS ANSVAR OG MYNDIGHET

5. Dersom foretaket som er ansvarlig for driften av skipet er en annen enn eieren, må eieren oppgi foretakets fulle navn og nærmere opplysninger til administrasjonen.

6. Selskapet skal definere og dokumenter ansvaret, myndigheten og forholdet mellom alt personell som leder, utfører og verifiserer arbeid som er knyttet til eller som påvirker sikkerhet og hindring av forurensning.

7. Selskapet er ansvarlig for å sikre at de nødvendige ressurser og landbasert støtte er tilgjengelig, slik at utpekte personer kan utføre sine oppgaver.



Vi hopper over følgende kapittel:

- Kapittel 4: UTPEKTE PERSONER
- Kapittel 5: SKIPSFØRERS ANSVAR OG MYNDIGHET
- Kapittel 6: RESSURSER OG PERSONELL
- Kapittel 7: UTARBEIDELSE AV PLANER FOR OPERASJONER OM BORD
- Kapittel 8: BEREDSKAP
- Kapittel 9: RAPPORTER OG ANALYSER ANGÅENDE AVVIK, ULYKKER OG FARLIGE HENDELSER

For innhold i ovennevnte kapittel 4 – 9 vises til nettutgaven av ISM-koden under SD sine sider.

Vi fortsetter her på utdrag av ISM koden fra kapittel 10.

#### 10. VEDLIKEHOLD AV SKIP OG UTSTYR

1. Selskapet skal opprette prosedyrer for å sikre at skipet blir vedlikeholdt i samsvar med bestemmelser i gjeldende regler og forskrifter og med eventuelle tilleggskrav fastsatt av selskapet.
2. Ved oppfyllelse av disse kravene skal selskapet sikre at:
  1. inspeksjoner blir foretatt med passende mellomrom,
3. eventuelle avvik blir rapportert med mulig årsak, dersom den er kjent,
4. passende korrigerende tiltak blir gjennomført, og
5. disse virksomhetene blir journalført
6. Selskapet skal opprette prosedyrer i sikkerhetsstyringssystemet som identifiserer utstyr og tekniske systemer som kan forårsake farlige situasjoner i tilfelle plutselig svikt. Sikkerhetsstyringssystemet skal fastsette konkrete tiltak med sikte på å bedre slikt utstyr eller slike systemers pålitelighet. Disse tiltakene skal omfatte regelmessig prøving av reservesystemer og utstyr, eller tekniske systemer som ikke er i kontinuerlig drift.
7. Inspeksjonene nevnt i pkt. 10.2 samt tiltakene nevnt i pkt. 10.3 skal være en integrert del av skipets rutiner.

#### 11. DOKUMENTASJON

1. Selskapet skal opprette og vedlikeholde prosedyrer for kontroll og styring av alle dokumenter og data som er relevante for sikkerhetsstyringssystemet
2. Selskapet skal sikre at:
  1. gyldige dokumenter er tilgjengelig på alle relevante steder,
  2. endringer i dokumenter blir gjennomgått og godkjent av autorisert personale, og
  3. foreldede dokumenter straks blir fjernet.
3. Dokumentene som brukes til å beskrive og gjennomføre sikkerhetsstyringssystemet, kan kalles «sikkerhetsstyringsmanual». Dokumentasjon skal holdes i en form som selskapet anser som mest hensiktsmessig. Hvert skip skal ha om bord all dokumentasjon som er relevant for skipet.

#### 12. VERIFISERING, GJENNOMGANG OG VURDERING I SELSKAPET

1. Selskapet skal gjennomføre interne sikkerhetsrevisjoner for å verifisere at virksomhet angående sikkerhet og hindring av forurensning er i samsvar med sikkerhetsstyringssystemet.
2. Selskapet skal jevnlig vurdere sikkerhetsstyringssystemets effektivitet og om nødvendig gjennomgå systemet i samsvar med prosedyrer fastsatt av selskapet.
3. Revisjoner og eventuelle korrigerende tiltak skal utføres i samsvar med dokumenterte prosedyrer.
4. Personale som utfører revisjoner skal være uavhengig av de områder som blir revidert, med mindre dette ikke er praktisk mulig på grunn av selskapets størrelse eller art.
5. Resultatene av revisjonene og gjennomgåelsene skal gjøres kjent for alt personale som har ansvar på det berørte område.
6. Ledelsespersonale som er ansvarlig for det berørte område skal treffe tilfredsstillende korrigerende tiltak med hensyn til de mangler som blir oppdaget.

## 7.2.2 Sikker Jobb Analyse (SJA)

Sikker Jobb Analyse (SJA) er en systematisk og trinnvis gjennomgang av alle risiko- elementer, i forkant av en konkret arbeidsoppgave eller operasjon, slik at tiltak kan bli iverksatt for å fjerne eller kontrollere de identifiserte risikoelementene.

Med **Risikoelementer** forstår vi alle forhold som direkte eller indirekte kan påvirke risiko for tap eller skade på personell, miljø eller økonomiske verdier.

En slik sikker jobb analyse (SJA) kan vi gjennomføre på mange måter. I det følgende skal vi se på en enkel modell for risikovurdering.

### Planlegging og behov for SJA

Vurdering av om det kreves SJA går gjennom flere faser, fra jobben blir planlagt til den faktisk blir utført. Det påligger alle som er involvert i planlegging, godkjenning og utførelse av arbeid og arbeidstillatelser (AT), å vurdere behov for SJA.

Når det er påvist behov for SJA skal det avtales hvem som er SJA ansvarlig.

Det kreves SJA for et arbeid når det foreligger eller kan oppstå risikoelementer, dersom disse ikke er tilstrekkelig belyst og kontrollert gjennom gjeldende prosedyrer eller godkjent arbeids- tillatelse (AT).

Typiske vurderingsfaktorer som er:

- Om arbeidet er beskrevet i prosedyrer eller rutiner eller krever avvik fra disse.
- Om alle risikoelementer er belyst og kontrollert gjennom At-en.
- Om denne type arbeid har vært belastet med uønskede hendelser tidligere.
- Om arbeidet er risikofyllt, komplekst eller involverer flere faggrupper.
- Om det tas i bruk nytt utstyr eller metoder som ikke dekkes av prosedyrer eller rutiner.
- Om personell som er involvert i arbeidet har erfaring med det aktuelle arbeidet.

### Forberedelse for SJA

Den SJA-ansvarlige skal sørge for nødvendige forberedelser i forkant av SJA-møte. Dette innebærer blant annet å:

- Samle inn data, tegningsunderlag, tidligere erfaringer og evt. tilgjengelige risikovurderinger for det aktuelle arbeidet, og
- ta frem skjema og gjøre foreløpig nedbryting av jobben i deloppgaver og rekkefølge,
- vurdere forutsetninger for arbeidet,
- definere gruppedeltagere som skal delta i SJA,
- kalle inn til SJA møte.

Grad og omfang av forberedelser vil avhenge av arbeidets karakter. Ved større arbeider vil underlag gjerne være forberedt i lengre tid før utførelse av jobben og gjerne på land-kontoret.

Det skal utarbeides ny SJA for hver ny jobb (selv om SJA har blitt utført tidligere på samme type jobb), men bruk av erfaring fra en tidligere utført SJA er fornuftig med hensyn til erfaringsoverføring.

Selve sikker jobb analysen utarbeides av SJA-gruppen.

Vi ser på gangen i en SJA prosess, basert på retningslinjer fra - NORSK OLJE OG GASS. Se etterfølgende SJA skjema.

## Utfylling av SJA-skjema

SJA-ansvarlig benytter SJA-skjemaet, og fyller ut øverste del av skjemaet som følger:

SJA skjema - øverste del	Identifikasjon/beskrivelse av jobben og forutsetninger
SJA Tittel	Kort beskrivende tittel for arbeidet
SJA Nr.	Løpenummer for SJA
Avd.	Betegnelsen på avdeling som skal utføre arbeidet
SJA ansvarlig	Navn på SJA ansvarlig (Blokkbokstaver)
Beskrivelse av arbeidet	Kort arbeidsbeskrivelse
Innretning	Betegnelsen på innretningen der arbeidet skal skje
Område/dekk	Betegnelsen på område/dekk der arbeidet skal skje
Nr. utstyr	Nr. på utstyr det skal arbeides på
Forutsetninger	Angi eventuelle forutsetninger for arbeidet
AT/AO Nr.	Referanse til arbeidstillatelse/arbeidsordre nr.
Antall vedlegg	Oppgi antall vedlegg som følger AT-skjemaet

Den SJA ansvarlige leder SJA-møtet og bruker SJA-gruppens samlede kompetanse til å utføre analysen som dokumenteres i SJA skjemaet (Antall linjer i SJA skjemaet utvides etter behov):

SJA skjema - midterste del	Nedbryting i deloppgaver i identifikasjon av faremoment, konsekvens, tiltak og ansvarlig for tiltak
Nr.	Løpenummer på deloppgaven
Deloppgave	Kort beskrivelse av hver deloppgave, trinn for trinn
Jobben brytes ned i logiske trinn	
Hvert trinn forteller hva som skal gjøres (ikke hvordan)	
Farer eller sikkerhetstiltak beskrives ikke i denne fasen	
Deloppgavene beskrives i sin normale rekkefølge.	
Hvert trinn starter med et handlingsord som «Ta», «Fjern», «Åpne»	
Normalt brukes kun få ord for å beskrive hvert trinn	
Unngå å lage for detaljerte trinn eller omfattende trinn	
Faremoment/årsak	For hver deloppgave listes det opp faremomenter, dvs. årsaker til mulige uønskede hendelser som kan skje
Mulig konsekvens	For hvert faremoment/årsak listes opp mulige konsekvenser.
Tiltak	Tiltak listes opp for hver konsekvens, der dette vurderes som nødvendig
Person ansvarlig for tiltak	Ansvarlig person for gjennomføring av hvert tiltak påføres

Når dette er gjort kan vi benytte en sjekkliste som hjelpemiddel for å kvalitetssikre at mulige faremomenter og konsekvenser for det enkelte trinn i arbeidet har blitt vurdert. (Se sjekkliste på etterfølgende sider).

Ved avslutningen av analysen vurderer SJA gruppen om den gjenværende risikoen er akseptabel og konkluderer analysen. Nederste del av SJA skjemaet benytter vi som følger:

<b>SJA skjema - nederste del</b>	<b>Konkludering av analysen og godkjenning</b>
Er den totale risikoen akseptabel (ja/nei)?	Her fyller vi inn ja eller nei
Konklusjon/kommentar	Her påføres en kort konklusjon for analysen som er gjort
Anbefaling/Godkjenning: Dato/signatur	Felter for signaturer
SJA- ansvarlig	Signatur av SJA - ansvarlig på vegne av SJA-gruppen

Dokumentasjon av deltagere i SJA-en gjøres ved bruk at standard deltagerliste.

Anbefaling og godkjenning av Sikker Jobb Analyse:

<b>SJA skjema - nederste del</b>	<b>Konkludering av analyse og godkjenning</b>
Anbefaling/GodkjenningDato/signatur	Felter for signaturer
Ansvarlig for utførelse av arbeidet	Anbefaling av den som er ansvarlig for utførelse av arbeidet
Ansvarlig maskinoffiser	Godkjenning av ansvarlig maskinoffiser
Annen stilling	Disponibelt felt for eventuell godkjenning av annen stilling (Maskinsjef)?

### **Gjennomføring av jobben**

Før start av arbeidet skal det verifiseres at besluttede tiltak er ivaretatt.

### **Erfaringsoppsummering**

Etter at arbeidet er utført skal den SJA-ansvarlige kort oppsummere erfaringene og registrere i feltet for dette i SJA-skjemaet. (Endret forutsetningene seg? Oppsto det ikke forutsatte farer? Var det ytre forhold som påvirket arbeidet på en annen måte enn forutsatt?).

På denne måten vil vi kunne finne tilbake og benytte erfaringene ved senere anledninger eller i forbindelse med forbedringer i rutiner og prosedyrer mv.

### **Sikker Jobb Analyse (SJA) skjema**

.

SJA Tittel:	SJA Nr.:	Avd.:	SJA-ansvarlig:		
Beskrivelse av arbeidet:	Innretning:	Nr. utstyr:			
Område/dekk:					
Forutsetninger:	AT/AO nr.:	Antall vedlegg:			
Nr.	Deloppgave	Faremoment/årsak	Mulig konsekvens	Tiltak	Person ansvarlig for tiltak
Er den totale risikoen akseptabel: (Ja/Nei)?	Anbefaling/Godkjenning	Dato/Signatur	Kryss av for sjekkliste for SJA er gjennomgått		
SJA-ansvarlig	(Anbef.)	Erfaringsoppsummering etter jobben:			
Konklusjon:	Ansvarlig for utfør. av arbeidet	(Anbef.)			
Ansvarlig maskinoffiser	(Godkj.)				
Annen stilling	(Godkj.)				

### Sjekkliste SJA

.

Sjekkliste for SJA Nr.: SJA Tittel:		Er ivaretatt			Kommentarer
		Ja	Nei	Ikke aktuelt	
A	Dokumentasjon og erfaringsdata				
1	Er dette en kjent arbeidsoperasjon?				
2	Finnes dekkende prosedyre/instruks?				
3	Erfaringer/uønskede hendelser fra tilsvarende jobber/SJA?				
B	Kompetanse				
1	Har vi nødvendig personell og kompetanse for jobben?				
2	Er det andre som burde delta i gruppen?				
C	Kommunikasjon og koordinering				
1	Er det en jobb der flere enheter/arbeidslag må koordineres?				
2	Er god kommunikasjon og egnede kommunikasjonsmiddel på plass?				
3	Er det mulige konflikter med andre aktiviteter?				
4	Er det avklart hvem som leder arbeidet?				
5	Er det planlagt med tilstrekkelig tid for aktivitetene?				
D	Sentrale fysiske sikkerhetssystemer				
1	Er og forblir barrierer for å redusere faren for uønsket lekkasje intakte (Sikkerhetsventil, rør, tank, kontrollsystemer)?				
2	Er og forblir barrierer for å slukke eller begrense omfang/spredning av en brann/eksplosjon intakte (deteksjon, varsling, brannpumpe, slukkesystem)?				
3	Er og forblir barrierer som skal bidra til en sikker evakuering av personell intakte? (Nødstrøm/lys, alarm, rømningsveier, livbåt)?				
E	Utstyr omfattet av jobben				
1	Er nødvendig isolering mot energi ivaretatt (rotasjon, spenning mv)?				
2	Kan høy temperatur være en fare?				
3	Er det tilstrekkelig maskinvern/skjerming?				
F	Utstyr til utførelse av jobben				
1	Er løfteutstyr, spesialverktøy, utstyr for jobben tilgjengelig og sjekket OK?				
2	Har alle riktig og tilstrekkelig verneutstyr?				
3	Er det fare for ukontrollert bevegelse/rotasjon av utstyr/verktøy?				

### 7.2.3 Forskrift om sikkerhet ved elektriske anlegg

Forskrift om sikkerhet ved arbeid i og drift av elektriske anlegg er utgitt av Justis og beredskapsdepartementet, med ikrafttredelse 01.07.2006.

Forskriften inneholder krav som skal etterfølges ved arbeid og drift av elektriske anlegg.

Vi skal her gjengi utdrag av forskriften, men utelater kapittel I og II som inneholder definisjoner og generelle bestemmelser som har begrenset interesse for studenter i fagskolen på operativt nivå.

#### Kapittel III - Generelle sikkerhetskrav

Sjekkliste for SJA Nr.: SJA Tittel: Nr		Er ivaretatt			Kommentarer
		Ja	Nei	Ikke aktuelt	
G	Området				
1	Er det påkrevd med befaring for å verifisere tilkomst, arbeidsforholdene?				
2	Er det tatt hensyn til arbeid i høyden, flere nivåer over hverandre, fallende gjenstander?				
3	Er det tatt hensyn til brannfarlig gass/væske/materialer i området?				
4	Er det tatt hensyn til mulig eksponering for støy, vibrasjon, giftig gass/væske, røyk, støv, damp, kjemikalier, løsemidler, radioaktivitet?				
H	Arbeidsstedet				
1	Er arbeidsplassen ren og ryddig?				
2	Er det tatt hensyn til behov for merking/skilting/avsperring?				
3	Er det tatt hensyn til transportforhold til/fra arbeidsstedet?				
4	Er det tatt hensyn til behov for ekstra vakt				
5	Er det tatt hensyn til vær, vind, bølger, sikt og belysning?				
6	Er det tatt hensyn til tilkomst/rømning?				
7	Er det tatt hensyn til arbeidsstilling/fare for arbeidsbetinget sykdom?				
I	Lokale tilleggsspørsmål				
1					
2					
3					

#### §10. \*Planlegging av arbeid\*

Før et arbeid blir igangsatt skal det innhentes nødvendige opplysninger om anlegget og på bakgrunn av disse gjennomføres en risikovurdering for det aktuelle arbeidet. På bakgrunn av risikovurderingen skal minst følgende gjennomføres:

- Valg av arbeidsmetode,
- forsikring om at nødvendig utstyr er tilgjengelig,
- vurdering av i hvilket omfang verneutstyr skal benyttes, og
- valg, vurdering og instruksjon av personell.

Funksjonskontroll av elektriske anlegg skal være planlagt etter de samme prinsipper som gjelder for planlegging av arbeid.

#### §11. \*Kobling av elektriske anlegg\*

Kobling av elektriske anlegg skal utføres på en slik måte at det ikke medfører fare for skade på liv, helse og materiell verdier.

I høyspenningsanlegg skal det til enhver tid være klarlagt hvem som har koblingsmyndighet og hvem som er utpekt til å lede koblinger og etablering og avvikling av sikkerhetstiltak på koblingsstedene (leder for kobling).

#### **§12. \*Sikkerhet på arbeidsstedet\***

Det skal til enhver tid være klarlagt hvem som har myndighet til å planlegge og har ansvar for å etablere, lede og avvikle sikkerhetstiltakene på arbeidsstedet ved arbeid på eller nær elektriske anlegg – leder for sikkerhet (høyspenningsanlegg) eller ansvarlig for arbeidet (lavspenningsanlegg). Vedkommende skal påse at aktivitetene utføres på forsvarlig måte og i samsvar med denne forskriften og må kunne kommunisere direkte med driftsleder (høyspenningsanlegg) eller driftsansvarlig person (lavspenningsanlegg) eller en av ham bemyndiget og alle som deltar i aktiviteten.

Ved arbeid i høyspenningsanlegg skal det være direkte kommunikasjon mellom leder for sikkerhet og leder for kobling. Det er kun utpekt leder for sikkerhet som kan gi tillatelse til å igangsette arbeid på eller nær ved høyspenningsanlegg.

Ved arbeid på eller nær ved høyspenningsanlegg og på eller nær ved uisolert spenningssett lavspenning luftledningsanlegg skal det være minst to personer til stede for å ivareta beredskapen dersom det skulle oppstå en ulykke.

Videre skal det være to personer til stede ved etablering og avvikling av alle sikkerhetstiltak på arbeidsstedet ved arbeid på eller nær ved høyspenningsanlegg. Kravet om to personer ved etablering og avvikling av sikkerhetstiltak kan frafalles dersom en risikovurdering viser at dette ikke innebærer noen økt risiko for den som skal utføre dette.

#### **§13. \*Avbrytelse av arbeid på bakgrunn av ytre påvirkninger\***

Dersom ytre påvirkninger medfører at et arbeid ikke kan utføres på en sikkerhetsmessig forsvarlig måte skal ikke dette igangsettes, eventuelt avbrytes dersom det allerede er igangsatt. Værmessige forhold omfattes av begrepet ytre påvirkninger.

For å sikre personell mot skade fra lynoverspenninger, skal det ikke utføres arbeid på luftledningsanlegg dersom det observeres tordenvær i det området luftledningene befinner seg.

### **Kapittel IV - Arbeidsmetoder**

#### **§ 14. \*Arbeid på frakoblet anlegg – etablering av sikkerhetstiltak\***

Ved arbeid på frakoblet anlegg skal følgende sikkerhetstiltak gjennomføres:

- a) frakobling,
- b) sikring mot innkobling,
- c) kontroll av at anlegget er spenningsløst,
- d) på bakgrunn av risikovurdering vurdere behov for eventuelt å etablere nødvendig jord- og kortslutning, og
- e) eventuell beskyttelse mot andre spenningssette deler nær ved arbeidsstedet.

Jord- og kortslutning av anlegget er et absolutt krav i høyspenningsanlegg. Jordingen skal utføres som arbeidsjording eller en kombinasjon av markeringsjording og endepunktsjording.

Arbeidsjording eller markeringsjording skal være synlig fra arbeidsstedet eller være slik plassert at det på bakgrunn av en risikovurdering kan sannsynliggjøres at samme sikkerhet oppnås.

#### **§ 15. \*Arbeid på frakoblet anlegg – avvikling av sikkerhetstiltak\***

Før etablerte sikkerhetstiltak fjernes skal alle som har vært involvert i arbeidet og andre som kan bli berørt, gis underretning om at sikkerhetstiltakene vil opphøre og at anlegget er å betrakte som spenningssett.

Før anlegget meldes klart for innkobling skal alle etablerte sikkerhetstiltak avvikles og alle som har vært involvert i arbeidet, skal ha fjernet seg fra anlegget slik at innkobling kan skje uten fare.

#### **§ 16. \*Arbeid under spenning (AUS)\***

Personell som skal arbeide under spenning skal ha tilstrekkelig opplæring i dette og arbeidet skal utføres etter anerkjente metoder og relevante arbeidsprosedyrer.

Før arbeid under spenning påbegynnes skal eventuell brann- og eksplosjonsfare elimineres.



### **§ 17. \*Arbeid nær ved spenningsatte deler- etablering av sikkerhetstiltak\***

Ved arbeid nær spenningsatte elektriske anlegg skal følgende sikkerhetstiltak etableres:

- a) markering av sikkerhetsavstand, og
- b) etablering av avskjerminger og/eller avsperringer.

For å sikre at kortslutning og jordslutning ikke forårsakes av verktøy eller materiell og at ingen kommer i berøring med spenningsatte deler, skal det i nødvendig utstrekning benyttes egnede beskyttelsesinnretninger.

Det skal påses at beskyttelsesinnretningene er egnet for det aktuelle arbeidet, for den aktuelle spenningen og er i forsvarlig stand.

Dersom sikkerhetstiltakene nevnt ovenfor ikke kan gjennomføres fullt ut må en annen arbeidsmetode benyttes.

### **§ 18. \*Arbeid nær ved spenningsatte deler - avvikling av sikkerhetstiltak\***

Før etablerte sikkerhetstiltak fjernes skal alle som har vært involvert i arbeidet, gis underretning om at arbeidet skal avsluttes og at sikkerhetstiltakene vil opphøre.

## **Kapittel V - Vedlikehold av elektriske anlegg**

### **§ 19. *Utførelse av vedlikeholdet***

For å få oversikt over anleggene skal det i alle høyspenningsanlegg og alle komplekse lavspenningsanlegg være satt opp enlinjeskjema. Oppdatert dokumentasjon for anlegget skal alltid være tilgjengelig.

For å sikre at personell ikke blir skadet skal vedlikeholdet utføres etter fastsatte arbeidsprosedyrer og ved at det benyttes en eller en kombinasjon av arbeidsmetodene som er beskrevet under kapittel IV.

### **§ 20. \*Betjening av sikringer\***

For å sikre personell mot skade skal betjening av sikringer utføres på en sikkerhetsmessig forsvarlig måte ved bruk av tekniske tiltak eller ved bruk av egnet isolerende redskap.

For å ha nødvendig beredskap ved betjening av høyspenningsikringer, skal det være to personer til stede når sikringene betjenes under spenning fra plattform.

### **§ 21. \*Anlegg som settes i drift\***

For å sikre at det ikke oppstår skade på liv, helse og materielle verdier når det settes spenning på et nytt elektrisk anlegg eller bestående anlegg som har vært frakoblet spenning, skal det på egnet måte bekjentgjøres for de som er berørt at anlegget settes i drift.

## **Kapittel VI - Avsluttende bestemmelser**

### **§ 22. \*Tilsyn\***

Tilsynsmyndighetene eller den de bemyndiger fører tilsyn med etterlevelsen av denne forskriften.

### **§ 23. \*Vedtak\***

Tilsynsmyndigheten eller den de bemyndiger gir pålegg og treffer de enkeltvedtak ellers som er nødvendig for gjennomføringen av bestemmelsene gitt i eller i medhold av denne forskriften.

### **§ 24. Klage**

Vedtak fattet i medhold av denne forskriften kan påklages i henhold til lov 10. februar 1967 om behandlingsmåten i forvaltningssaker (forvaltningsloven).

### **§ 25. \*Reaksjonsmidler ved overtredelse\***

Ved overtredelse av forskriften eller vedtak truffet i medhold av denne, gjelder bestemmelsene om pålegg, tvangsmulkt, forelegg, stansing og andre reaksjonsmidler som nevnt i lov 24. mai 1929 nr. 4 om tilsyn med elektriske anlegg og elektrisk utstyr.

### **§ 26. \*Straffebestemmelse\***

Overtredelse av denne forskriften eller vedtak fattet i medhold av denne kan straffes i henhold til lov 24. mai 1929 nr. 4 om tilsyn med elektriske anlegg og elektrisk utstyr § 14.

### § 27. \*Ikrafttredelse - Opphevelse av andre forskrifter\*

Denne forskrift trer i kraft 1. juli 2006

Fra samme dato oppheves forskrift 30. oktober 1998 nr. 1048 om sikkerhet ved arbeid i drift av lavspenningsanlegg med vedlegg og forskrift 30. oktober 1998 nr. 1047 om sikkerhet ved arbeid i og drift av høyspenningsanlegg med vedlegg.

Forskriften inneholder videre en veiledning til forskriften. (Er utelatt her).

## 7.2.4 Vedlikeholds krav - brannanlegg (SOLAS)

SOLAS Chapter II-2 – Regulation 14, setter krav til drift og vedlikehold av brannanlegg på skip.

### REGEL 14

Vi skal her gjengi utdrag av regel 14, som dekker krav til vedlikehold og inspeksjon av brannanlegg på skip.

### Regulation 14

*Operational readiness and maintenance*

#### 2.2 Maintenance, testing and inspection

2.2.1 Maintenance, testing and inspection shall be carried out based on the guidelines developed by the Organization and in a manner having due regard to ensuring the reliability of fire-fighting systems and appliances.

2.2.2 The maintenance plan shall be kept on board the ship and shall be available for inspection whenever required by the Administration.

2.2.3 The maintenance plan shall include at least the following fire protection systems and fire-fighting systems and appliances, where installed:

1. fire mains, fire pumps and hydrants, including hoses, nozzles and international shore connections;
2. fixed fire detection and fire alarm systems;
3. fixed fire-extinguishing systems and other fire-extinguishing appliances;
4. automatic sprinkler, fire detection and fire alarm systems;
5. ventilation systems, including fire and smoke dampers, fans and their controls;
6. emergency shutdown of fuel supply;
7. fire doors, including their controls;
8. general emergency alarm systems;
9. emergency escape breathing devices;
10. portable fire extinguishers, including spare charges; and
11. fire-fighter`s outfits.

2.2.4 The maintenance programme may be computer-based.

#### 3 Additional requirements for passenger ships

In addition to the fire protection systems and appliances listed in paragraph 2.2.3, ships carrying more than 36 passengers shall develop a maintenance plan for low-location lighting and public address systems.

1. Additional requirements for tankers

In addition to the fire protection systems and appliances listed in paragraph 2.2.3. Tankers shall have a maintenance plan for:

1. inert gas systems;

2. deck foam systems;
3. fire safety arrangements in cargo pump-rooms; and
4. flammable gas detectors.

π

## 7.3 Klassing av skip

### Introduksjon

Klasseselskapene har som formål å fremme sikkerhet til sjøs. Det gjør de ved at de ser til at skipene holder en forsvarlig teknisk standard, tilstrekkelig styrke og driftssikkerhet. Dette gjelder særlig skrog, framdriftsmaskineri og andre tekniske installasjoner om bord, for eksempel elektriske anlegg og kjøleanlegg.

I Norge er disse klasseselskapene godkjent for klassing av skip:

- Det norske Veritas og Germanische Lloyd (DNV GL) (Slått sammen)
- Lloyd's Register of Shipping (LRS)
- Bureau Veritas (BV)
- American Bureau of Shipping (ABS)

Bakgrunnen for å opprette klasseselskapene er at de aller fleste skip er forsikret. De spesielle farer som skipsfarten er forbundet med, gjør at risikonivået er større enn for bedrifter på land med tilsvarende verdier.

På grunn av de store verdiene som står på spill, begynte redere og lasteiere allerede så tidlig som i middelalderen med en form for sjøforsikring for å sikre seg mot tap som følge av havari eller forlis.

Det var altså de forsikringsmessige forholdene som førte til at klasseselskapene ble opprettet, og assurandøren får på denne måten sikre og upartiske opplysninger om skipet for å beregne risikoen.

Et sterkt og velutrustet skip kan tilbys en lavere forsikringspremie enn et svakere skip.

Eventuelle kapitalinteresser, befraktere og lasteiere får også en god garanti for skipets tilstand, fordi det går fram av den klassen skipet har.

### 7.2.1 Klassifisering av skip

Alle klasseselskap har sin egen klassebetegnelse i form av et «merke» eller symbol. Dette symbolet er påført alle klassepapirer og sertifikater. Symbolet fungerer som en form for kvalitetsstempel, som forteller at fartøyet tilfredsstillende de krav til styrke og sikkerhet som er definert i selskapets regler.

Stålskip som er bygd etter DNVs regler, eller med tilsvarende styrke, beskaffenhet og utrustning, får etter besiktigelse tildelt klasse **1A1**. Denne klassen blir oppført i skipsregisteret til Det Norske Veritas.

Klassesertifikatet blir utstedt i overensstemmelse med den klassen skipet er tildelt.

Et skip beholder klassen sin så lenge en etter foreskrevne besiktigelser finner at det er tilstrekkelig vedlikeholdt til å oppfylle den normen som er forutsatt i reglene.

Skip som er bygd etter høyeste klasse og under tilsyn av DNV, får denne klassebetegnelsen:



1A1

Skip som er bygd under tilsyn av et annet klasseselskap (IACS medlem) og senere overført til høyeste klasse i DNV, får denne klassebetegnelsen:



IA1

Pålagt klassenotasjon vil også inneholde farvannsbegrensninger, hvilken skipstype det er snakk om, besiktelsesplan og eventuell klassenotasjon for ekstra styrke. Videre finnes det en rekke tilleggs-notasjoner relatert til skipstyper, last og utstyr mv.

## Tilsyn med skip

I byggekontrakten for et skip er det spesifisert at skipet skal bygges under tilsyn av et navngitt klasseselskap, for eksempel Det norske Veritas, og etter de byggereglene selskapet har.

Skipskonstruktøren bruker da byggereglene som oppslagsbok og henter konstruksjons- og dimensjoneringsgrunnlaget sitt fra formler og tabeller i boka. De ferdige tegningene, beregningene osv. må sendes inn for kontroll og godkjenning.

For skips dieselmotorer krever klassen vanligvis en generell typegodkjenning. Det innebærer at motorfabrikanten må sende inn diverse tegninger, beregninger og data for godkjenning.

For hver motorinstallasjon må det dessuten sendes inn nærmere angitte tegninger og beregninger for godkjenning.

Inspektører fra klasseinstitusjonen fører bygge tilsyn med skipet. Det foregår på skipsbyggeriet og varer fra kjølstrekking til levering av skipet.

Bygge-tilsynet går ut på å kontrollere:

1. at materialene som blir brukt, er merket og har godkjent sertifikat,
2. at materialdimensjonene stemmer overens med de godkjente tegningene,
3. at kappingen og sammensveisingen av de forskjellige elementene skjer nøyaktig og fagmessig,
4. sammenføyningen av seksjonene ute på beddingen – fra første bunnseksjon til ferdig skip,
5. monteringen av framdriftsmaskineri, pumper og rørledninger, elektriske anlegg, kjøleanlegg, kjeler, utrustning, automasjonsutstyr osv.

En stor del av maskineri og utstyr som blir montert inn i et skip, er ofte fabrikkert andre steder. Klassens kontroll skjer da på produksjonsstedet. Men monteringen i skipet må likevel kontrolleres.

### Periodisk besiktigelse

Når skipet er ferdig bygd og satt i drift, foretar klasseselskapet periodiske besiktigelser. Periodelengden varierer for de forskjellige delene av skipet, se oversikten i tabellen vist under.

En klasseperiode er vanligvis på fire eller fem år. I løpet av disse årene blir det foretatt periodiske besiktigelser av inspektører fra klasseselskapene.

Dersom de finner noe de vil ha rettet, gir de pålegg om dette. Disse påleggene kan variere fra mindre merknader som må bli utbedret i løpet av en viss periode, til krav om store reparasjoner som må utføres straks.

Tabellen under viser eksempel på periodiske besiktigelser.

<b>Årlig besiktigelse</b>	<b>Mellombesiktigelse</b>	<b>Fem årig</b>
<b>(Annual Survey)</b>	<b>(Intermediate Survey)</b>	<b>(Special Survey)</b>
Lastelinje	Skrog	Skrog
Sikkerhets sertifikat	Maskineri	Tanker
Rigg (lastegir)	Tanker	Maskineri med utstyr
Oljeforurensning (IOPPC)		Rorstammeklaringer
Radio (CSSRC)		
Bemannning		
Beredskapsplan		

Hoved besiktigelsen (hvert femte år) er vanligvis en omfattende sak, som for det første tar lang tid (flere dager) og dessuten krever at skipet ligger i dokk.

De fleste classeselskapene har derfor innført en form for kontinuerlig besiktigelse av blant annet maskineriet. Dette innebærer at det tas hyppigere, men mindre omfattende besiktigelser på deler av maskineriet, slik at alt er besiktiget innen utløpet av perioden.

Under visse forutsetninger kan perioden forlenges med inntil ett år. Men i slike tilfeller må det tas en visuell besiktigelse for å fastslå den generelle tilstanden til skipet.

## 7.4 Offentlig tilsyn med skip

### 7.4.1 Sjøfartsdirektoratets stasjoner

Sjøfartsdirektoratet er den statlige fagetaten i skipsfartsspørsmål. Sjøfartsdirektoratet er et forvaltningsorgan underlagt Nærings- og fiskeridepartementet og Klima- og miljødepartementet. Den offentlige kontrollen med skipssikkerhet blir utført i henhold til Lov av 1. juli 2007 om skipssikkerhet -Skipssikkerhetsloven.

Sjøfartsdirektoratet skal foreta kontroll og inspeksjoner med stasjoner i Norge. Stasjonene, som stort sett ligger i de større havnebyene langs kysten, er delt inn i to regioner, Nord og Sør. Stasjonene utfører bygge tilsyn, begærte sertifikatbesiktelsener, uanmeldte tilsyn og ISM-revisjoner på norske skip.

Videre foretar stasjonene kontroll av utenlandske skip i norske havner (havnestatskontroll), og fornyelse og påtegning av sertifikater etter forskriftsbestemt kontroll. Førstegangsutstedelse av enkelte sertifikater foregår imidlertid i fartøysavdelingene.

Norske og utenlandske skip (som opererer innenfor norsk territorialfarvann eller, innenfor norsk økonomisk sone, eller norsk kontinentalsokkel) som brukes i næringsvirksomhet er underlagt tilsyn etter skipssikkerhetsloven. Loven stiller krav om at eier skal ha et sikkerhetsstyringssystem.

Departementet, inngår avtale med klasseselskaper for gjennomføring av tilsyn. Dette blir i praksis styrt av Sjøfartsdirektoratet. Kontrollen skal omfatte alle forhold som kan ha noe å si for skipets sjødyktighet og sikkerhet som et vidt begrep.

Den gamle loven, "Sjødyktighetsloven", anga et skip ikke sjødyktig når:

*"Et Skip betragtes som sjødyktigt, naar det på Grund af Mangler ved Skrog, Udrustning, Maskineri eller Bemanning eller paa Grund af Overlasting eller mangelfuld Lasting eller af andre Grunde befinder seg i en slik Forfatning, at det under Hensyntagen til den Fart, hvorfor Skipet er bestemt, maa anses forbundet med større Fare for Menneskeliv at gå tilsjøs med samme, end Bedriften som sædvanmæssig medfører".*

Fra Sjøfartsdirektoratets internett

side [http://www.sjofartsdir.no/no/Publikasjoner/Navigare/Skipssikkerhetsloven\\_et\\_verktoy\\_for\\_fremtiden/](http://www.sjofartsdir.no/no/Publikasjoner/Navigare/Skipssikkerhetsloven_et_verktoy_for_fremtiden/)

#### SKIPSSIKKERHETSLOVEN

\*Det overordnede formålet med den nye skipssikkerhetsloven er å trygge liv, helse, miljø og materielle verdier. Loven selv er bygget opp etter dette mønsteret med separate kapitler for teknisk og operativ sikkerhet, personlig sikkerhet, miljømessig sikkerhet samt sikkerhets- og terrorberedskap.\

Nostalgikere vil kanskje reagere på at det tradisjonelle begrepet "sjødyktighet" forsvinner med den nye loven. Å beholde sjødyktighetsbegrepet var imidlertid ikke forenlig med utvalgets ønske om å beskrive mest mulig detaljert og spesifisert de funksjonskrav et skip må oppfylle for å nå et akseptabelt sikkerhetsnivå. Det har sin bakgrunn i at sjødyktighetsbegrepet har et upresist innhold, som blant annet varierer alt etter hvilken fart et skip er bestemt for. Begrepet gir ikke i seg selv noen klare retningslinjer for hvilke krav som stilles i hvert enkelt tilfelle".\*

Den nye skipssikkerhetsloven favner vidt. Den gjelder for norske skip uansett hvor de befinner seg, og - med de begrensninger som følger av folkeretten - for utenlandske skip som befinner seg i norsk territorialfarvann, økonomisk sone og på kontinentalsokkelen.

Sjøfartsdirektoratet delegerer [http://www.sjofartsdir.no/no/Sjofolk/Registrering\\_i\\_NIS\\_NOR/Nybygg/Delegert/](http://www.sjofartsdir.no/no/Sjofolk/Registrering_i_NIS_NOR/Nybygg/Delegert/)

Dette gjelder nybygg som skal registreres i NOR eller NIS (skip som er delegert klassen). Virkeområdet er for NIS delegerte skip og frivillig for NOR delegerte lasteskip som skal registreres i ett norsk skipsregister (NOR/NIS).

Skip som er delegert i klassen:

- Lasteskip (NIS) i internasjonal fart med bruttotonnasje på 500 og derover.
- Passasjerskip (NIS) i internasjonal fart med mer enn 12 passasjerer (unntatt hurtiggående passasjerfartøy).
- Frivillig delegerte lasteskip (NOR) i internasjonal fart med bruttotonnasje på 500 og derover (når reder har bejært alle sertifikater utstedt av klassen).

For fiskefartøy er det en kontrollordning for fartøy mellom 10,67 og 15 meter. Den trådte i kraft den 1. januar 2001. Dette medførte at kontrolloppgavene som tidligere var underlagt Sjøfartsdirektoratet ble overført til private foretak som er godkjent til å utføre kontroll.

Når et fartøy skal fremstilles for kontroll må reder eller fører selv kontakte et godkjent foretak og inngå avtale om kontroll. I denne forbindelse skal reder eller fører gjennomføre egen- kontroll av fartøyet. Egenkontrollen gjennomføres i henhold til kontrollskjema fastsatt av Sjøfartsdirektoratet, og bestilles gjennom foretaket som skal utføre kontrollen.

Kontrollordningen reguleres av *forskrift av 3. oktober 2000 om kontroll av fiskefartøy mellom 10,67 og 15 meter*. Direktoratet reviderer verkstedene og konsulentene og foretar uanmeldte stikkprøvekontroller av fartøyene.

Skip som ikke er klassifisert, skal besiktiges inngående med visse mellomrom. Det er Kontroll og Inspeksjonsavdelingen i direktoratet som bestemmer hvor ofte denne kontrollen skal foregå.

Ved besiktigelsen skal en kontrollere at:

1. Skrog og rigg med tilbehør er i sjødyktig stand for den fart som skipet er bestemt for;
2. maskineri, kjeler, rørledninger osv. er betryggende forarbeidet, utstyrt og vedlikeholdt og i fullt arbeidsmessig stand;
3. redningsutstyr, skipsinstrumenter, lugarer, anordninger mot brann, dekkсанordninger, helse- og sikkerhetsanordninger og resten av utrustningen er i forsvarlig og forskriftsmessig forfatning.

Når tilsynet finner spesiell grunn til det, kan det også besiktige klassifiserte skip på tilsvarende måte.

## 7.4.2 Kontroll av seilende skip

Den forebyggende kontrollen tar utgangspunkt i uklassifiserte skip. For klassifiserte skip skjer kontrollen i praksis på den måten at Sjøfartsdirektoratet godkjenner skipet når en anerkjent klasseinstitusjon har godkjent det.

Lasteskip Avdelingen utsteder sertifikater og yter driftsmessige og tekniske tjenester til næringen. Avdelingen har ansvar for revisjon av klaseselskaper og utfører overordnet kontroll mot næringen.

Passasjerskip Avdelingen i Sjøfartsdirektoratet utfører blant annet kontroll av dokumentasjon for nybygg, ombygging og innflagging på denne type skip.

Skip som er i drift, blir vanligvis kontrollert hvert femte år, men det blir tatt mindre mellombesiktigelses i denne perioden.

Skip som er registrert i det Norske Internasjonale Skipsregisteret (NIS), blir normalt bare kontrollert av klasseinstitusjonen etter fullmakt fra Skipskontrollen. Dette gjelder ikke for passasjerskip og heller ikke for skip under 500 tonn.

De anerkjente klaseselskapene er:

1. Det norske Veritas og Germaniske Lloyd (DNV GL) (Slått sammen).
2. Lloyd`s Register of Shipping (LRS).
3. Bureau Veritas (BV).
4. American Bureau of Shipping (ABS).



## Havnestatskontroll

Gjennom SOLAS-konvensjonen har IMO for flere tiår siden åpnet adgang til å drive havnestatskontroll (engelsk: PSC = Port State Control) som et supplement til flaggstats- kontrollen.

Havnestatskontrollen er nå etablert i de fleste kyststater og blir gjennomført på stadig flere fremmede skip som anløper havner der. Kontrollen går i hovedsak ut på å kontrollere tilstanden til skipet og kvalifikasjonene til besetningen.

Havnestatskontrollen bygger på disse konvensjonene:

1. Lastelinjekonvensjonen, 1966 (LL 66).
2. Sjøsikkerhetskonvensjonen, 1974 (SOLAS 74).
3. Forurensningskonvensjonen (MARPOL 73/78).
4. Den internasjonale konvensjonen om normer for opplæring, sertifikat og vakthold for sjømenn, STCW 95.
5. De internasjonale regler til forebygging av sammenstøt på sjøen (Colreg 72).
6. Den internasjonale konvensjon om måling av fartøyer, 1969.
7. Den internasjonale konvensjon om minstestandarder på handelsskip 1976 (ILO-konvensjon nr. 147 med protokoller og endringer).
8. MOU: "The Paris Memorandum of Understanding on Port State Control", underskrevet 26. januar 1982.

### Generelle bestemmelser

Fremmede skip og flyttbare innretninger som anløper eller ligger for anker i norsk havn, ved kai eller ved norsk laste- og losseplass, skal oppfylle internasjonale krav til sikkerheten på skip, til vern av det marine miljøet og til helse og arbeidsmiljø om bord. Som dokumentasjon på at disse kravene er oppfylt, skal fremmede skip ha om bord de relevante sertifikatene i henhold til konvensjonene.

De ansvarlige om bord skal legge forholdene til rette for slik inspeksjon.

### Gjennomføring av inspeksjonen

Det er sjøfartsmyndighetene i hvert enkelt land som velger ut hvilke skip som skal inspiseres. I Norge er det Sjøfartsdirektoratet som står for utvelgelsen.

Inspeksjonen kan alltid foretas på skip som:

- første gang etter et fravær på tolv måneder kommer til et land som er part i MOU,
- er registrert i et land som i løpet av de siste tre år har ligget over gjennomsnittet for tilbakeholdte skip, og som er offentliggjort i MOUs rapport,
- har utestående pålegg,
- er blitt rapportert av lostjenesten eller havnemyndighetene i henhold til Rådsdirektiv 93/75/EEC av 13. november 1992,
- ikke oppfyller reglene i Rådsdirektiv 93/75/EEC av 13. september 1993,
- er underlagt utvidet inspeksjon,
- har fått klassen suspendert av sikkerhetsmessige årsaker innenfor de siste seks måneder,
- har rapporterte mangler fra en tidligere kontroll,
- har åpenbare grunner for inspeksjon,

### Gjennomføring av havnestatskontrollen

En havnestatskontroll skal utføres av inspektører som er utstyrt med PSCO-identitetsbevis. PSCO er en forkortelse for: "Port State Control Officer".

Inspeksjonen omfatter kontroll av skipets internasjonale sertifikater, målebrev, bemannings- oppgave, besetningens kvalifikasjoner, oljedagbok, radiodagbok, medisinsertifikater, stabilitetsdokumentasjon, classesertifikater for skrog, maskin og automasjon og eventuelt kjemikaliesertifikater og lastsikringshåndbok. Inspektøren skal dessuten vurdere skipets generelle standard, utstyret om bord, besetningens størrelse og arbeidsmiljøet.

Havnestatskontrollen skal også fastslå om skipet kan navigere på en sikker måte. Skipet skal ha nødvendige kart for neste reise, navigasjonsutstyr som radar og ekkolodd må være i orden, og styremaskinen må være i stand. Skipets laste- og losseutstyr må være i orden.

### **Detaljert inspeksjon**

Dersom skipet mangler sertifikater eller andre påkrevde dokumenter eller det foreligger klare grunner til det, skal det tas en mer detaljert inspeksjon.

### **Utvidet inspeksjon**

Utvidet inspeksjon skal tas i disse tilfellene:

- **Oljetankskip** som har fem år eller mindre fra den dato skipet i henhold til MARPOL 73/78 Annex I Reg. 13 G skal fases ut.
- **Bulkskip**, som er eldre enn 12 år, basert på konstruksjonsdato i henhold til skipets sikkerhetsattest for konstruksjon.
- **Passasjerskip**
- **Gass- og kjemikalietankskip**, som er eldre enn ti år, basert på konstruksjonsdato i henhold til skipets sikkerhetsattest for konstruksjon.

Utvidet inspeksjon av skip skal bare utføres en gang i løpet av en periode på tolv måneder. Det kan likevel tas vanlig inspeksjon av skipet.

Videre skal det tas utvidet inspeksjon av passasjerskip som opererer i rutefart ut fra en havn i et land som er part i MOU.

Hvis skipet opererer mellom havner i flere land som er part i MOU, skal bare en av partene foreta inspeksjonen.

### **Rapportering**

Etter en inspeksjon, detaljert inspeksjon og/eller utvidet inspeksjon skal skipsføreren ha en MOU-rapport (MOU Annex 3) om resultatet av inspeksjonen. Denne rapporten skal inneholde opplysninger om inspeksjonen og hvilken oppfølging som eventuelt skal tas av føreren, eieren eller operatøren av skipet.

Dersom skipet har mangler som krever at skipet blir holdt tilbake, skal rapporten opplyse om at tilbakeholdelse kan bli offentliggjort.

### **Tilbakeholdelse**

Retningslinjer for kriterier som legges til grunn for å holde skip tilbake, er definert i MOU Annex 1.

Skip med mangler som klart utgjør en fare for sikkerhet, helse og/eller miljø, skal holdes tilbake. Tilbakeholdelsen eller operasjonsstansen skal ikke oppheves før årsaken er utbedret eller tilsynet har tillatt skipet å gå til sjøs. En slik tillatelse skal bare gis under den forutsetning at den ikke vil forårsake en fare for sikkerhet, helse, risiko for andre skip eller være en unødig trussel for det marine miljøet.

I spesielle tilfeller, for eksempel når hovedinntrykket er at skipet åpenbart er under akseptabel standard, kan ny inspeksjon utsettes inntil den ansvarlige dokumenterer at skipet oppfyller kravene i konvensjonene.

Når et skip blir holdt tilbake, skal skipsføreren straks underrettes skriftlig om grunnen til vedtaket og gjøres oppmerksom på den adgang sjødyktighetsloven § 27 gir til å få avgjørelsen prøvd ved rettslig skjønn.

Er tilbakeholdelsen satt i verk, skal han få en oppgave over pålegg som skal etterkommes før skipet kan gå til sjøs.

Dersom det er truffet forføyninger, skal den tjenestemannen som har utført inspeksjonen, straks underrette Sjøfartsdirektoratet.

Administrasjonen, konsulen eller nærmeste diplomatiske representant for den staten skipet tilhører, skal straks underrettes skriftlig om avgjørelsen og om de forholdene som har gjort at en mente forføyninger var nødvendig. Slik underretning skal gis av Sjøfartsdirektoratet dersom det kan skje uten vesentlig forsinkelse, eller direkte av vedkommende tjenestemann.

Administrasjonen eller eventuelt den organisasjonen som har utferdiget sertifikatene, skal bli underrettet av Sjøfartsdirektoratet om de forføyningene som er truffet, og om grunnen til det.

Sjøfartsdirektoratet skal melde inn disse forføyningene til IMO etter de retningslinjer organisasjonen til enhver tid bestemmer.

### **Oppfølging av inspeksjon og tilbakeholdelse**

Dersom pålegg ikke kan bli fulgt opp i vedkommende havn, kan tilsynet tillate at skipet fortsetter til det nærmest tilgjengelige reparasjonsverkstedet. Men da må alle tiltak settes i verk slik at skipet ikke representerer noen risiko for sikkerhet, helse, risiko for andre skip eller er en unødig trussel for det marine miljøet.

Informasjon om påleggene med eventuelle vilkår og alle relevante opplysninger om skipet skal sendes til myndighetene i neste havn, til administrasjonen eller representanten for administrasjonen og til eventuelle myndigheter i andre land som blir berørt av påleggene.

## 7.5 Vedlikeholds aksjoner - dieselmaskineri

### 7.5.1 Stempelsjau

Her følger et eksempel på en detaljert prosedyre for forberedelse og gjennomføring av en stempelsjau for en større 2-takts krysshodemotor.

#### Klargjøring før ankomst havn

- Klarere med bro vedrørende liggetid og tillatelse (in-operativ fremdriftsmotor) til å foreta stempelsjau i neste havn. Dersom ok, fortsette som følger.
- Reservestempel med stempelstang og komplett ringpakke, samt nyoverhelt stempelstang boks gjøres klar for montering.
- Overhalte brennstoffventiler, avgassventil, sikkerhetsventil, starteventil og indikatorventil gjøres klar med spesial smørestoff (Molyslip/Copaslip e.l.).
- Maskinkran stilles i riktig posisjon over motorsylinder og testes.
- Wirestopper og annet verktøy for heving av sylinderdeksel og stempel gjøres klar.
- Filler for rengjøring av sylinderforing gjøres klar.
- Låseplugg/låseskiver for sylinderforing gjøres klar. (Nyttes for å hindre at foringen løftes ut av stilling når stempelet trekkes opp).
- Reservedeksel med ferdig-slipte ventiler etc. gjøres klar.
- Hydraulisk løfteapparat for mutter trekking gjøres klar.

#### Etter ankomst havn

- Etter ankomst havn og det er slått "Finished With Engines" lar vi smøreoljepumpa gå i minst 30 min for å utjevne temperaturen i stempel mv.
- Etter ca. 30 min stoppes smøreoljepumpa og tørnegiret kobles inn.
- Veivlukene på aktuell sylinder åpnes.
- Kjølevannet for aktuell sylinder stenges (inn- og utløp).
- Kjølevann i kjølekappe, deksel og eksosventil dreneres til drehtank.
- 2. maskinist og en motormann begynner i veivrommet. Løser stempelstang-boks og stempelstang, samt teleskopprør tilkoplinger etc.
- Luker på sylinderens spylebelte og spyleluft receiver skrus av.
- 1. maskinist og to motormenn begynner på silyndertoppen. Skrur av kjølevannsbend på deksel og eksosventil, løser på eksosrør med belg, eksosventil, alle brennstoffrør fra brennstoffpumpe til brennoljefordeler for brennstoffventiler.
- Starterøret til starteventilen frakoples og alle fjernavlesnings tilkoplinger fjernes.
- Muttere på deksel løses med hydraulisk verktøy og mutterne skrus av.
- Låseplugg/låseskiver monteres for å holde sylinderforingen på plass ved løfting.
- Når alt er klart og frakoplet, løftes sylinderdeksel (med eksosventil og andre ventiler) opp fra sylinderpartiet og plasseres på et egnet sted for senere overhaling.
- Når 2. maskinisten er klar i veivrommet (løst stempelstang og boks etc.) tørnes hovedmotor slik at stempelet står et stykke fra topp, slik at 1. maskinisten kan stå på stempeltoppen og slipe vekk slitekant (grad) i øvre vendepunkt for øverste stempelring. (Nyere foringer har gjerne et dreid spor som gjør dette unødvendig).
- Stempelet tørnes i topp og løfteanordning festes på stempelkrona. Vi er nå klar til å heise stempel og stempelstang med stempelstang-boks komplett, ut av foringen.
- Maskinisten heiser stempelet opp av foringen og plasserer det på et egnet sted for senere rengjøring og overhaling. (Kontroller stempelkrona for av-brenning og evt. deformasjoner, slitasje i ringspor, slitasje på stempelringer mv og trykk prøv stempelet).
- Maskinist inspiserer spylebeltet og spyleluft receiver og noterer tilstanden. Samtidig inspiseres stempel med ringer, sylinderdeksel etc. og tilstanden noteres.
- Maskinisten inspiserer sylinderforingen innvendig før rengjøring, med kontroll av spyleporter for å danne seg et bilde av foringens tilstand etter x antall driftstimer. Tilstanden noteres.
- Maskinbesetning rengjør spylebelte, spyleluft receiver og foring innvendig.

- 1. maskinisten inspiserer sylindreforingen innvendig etter rengjøringen, og ser etter rivninger, slitasje, sprekker og micro-seizure etc.
- Foringens slitasje etter x antall driftstimer måles med mikrometer langs skips og tverrskips og resultat noteres i egen rapport som etterpå sammenlignes med målinger fra siste overhaling av samme sylinder.
- Sylinderoiljetilførsel kontrolleres ved å sveive på lubrikator og kontrollere at olje strømmer ut fra alle smørehull i foringen.
- Sylindreforingens anleggsflate for dekselet rengjøres og smøres med stoff.
- Maskinsjefen kontrollerer sylinderslitasjen i forhold til forrige måling. Dersom slitasjen er normal, er alt klart for å låre reservestempelet ned i sylinderen.
- Etter rengjøring av spylebeltet er 2. maskinisten med en motormann klar i veivrommet for å styre stempelstangfoten inn på innfestingsboltene på toppen av krysslageret.
- Litt sylinderoilje påføres innvendig i foringen og alle stempelringene smøres godt inn med sylinderoilje for at de skal gli lett i ringsporene. Ringlåsene forskyves slik at de ikke står vertikalt over hverandre. Dette for å hindre gjennomslag.
- Øverst på foringen monteres en kon stål-ring (entre-ring) for stempelringene for å styre disse på plass når vi lårer stempelet.
- Stempelet låres ned i foringen og stempelstangfoten plasseres på krysslagerets bolter og med styrepinner på plass.
- Når alt er OK, settes muttere på plass og stempelstangen boltes fast med hydraulisk verktøy.
- Nå fjernes den kone stål-ringen på toppen av foringen og løfteanordning på stempelkrona fjernes.
- Reservedeksel med ventiler komplett settes på plass og boltes fast med hydraulisk verktøy.
- Eksoskanaler, rørbend for ferskvannskjøling etc. settes på plass med nye pakninger.
- Stempelstang boks festes på plass øverst i veivrommet og teleskoprør for stempelkjøling med nye "glødede" kopperskiver monteres.
- Når alt arbeid i veivrommet er utført, fjernes filler og verktøy etc. fra veivrommet.
- Veivlukene monteres.
- Smøreoljepumpa startes og motoren tørnes for å bygge opp smørefilm i alle lagre. Under tørningen inspiseres stempelstang boks via spylebeltet og stempelringene via spyleporter.
- Luker for spylebelte og spyleluft receiver monteres.
- Vi åpner så for ferskvannkjøling til sylinderen (innløp og utløp), påser at utluftingen fra sylinderkjølingen er OK og at det ikke er noen lekkasjer i kjølevannssystemet.
- Nivå i ekspansjonstank kontrolleres og evt. etterfylles.
- Smøreoljenivå i turboladerne og regulator kontrolleres og evt. etterfylles.
- Sylinderoilje dagtank kontrolleres og evt. etterfylles.
- Oljenivå i alle lubrikatorer kontrolleres. Samtidig sveives på alle sylinderoiljekontrollerer (avhenger av type lubrikator) for å tilføre litt sylinderoilje til alle sylindrene, mens tørning av motor pågår.
- Oljenivå i smøreoljetank for kamaksel og hydraulisk styrte eksosventiler kontrolleres og smøreoljepumpa startes.
- Brennstoffrør fra brennstoffpumpa til fordeler monteres på plass.
- Brennoilje for-pumpe ("booster" pumpe) startes og alle brennstoffventiler luftes.
- Dersom vi har dysekjøling av brennstoffventilene, startes dysekjølepumpa. Kontroller nivå i tank for samme og kontroller alle koplinger for lekkasje.
- Motorens startemekanisme smøres i henhold til instruksjonsmanual og startesleid beveges for kontroll på at den glir lett.
- Tørnegir koples ut og låses i utkoplet stilling.
- Kontroller smøreoljenivå for bære- og hylselager.
- Smøreoljepumpa og ferskvannspumpa er i drift og vi kontrollerer lufttrykket på startetanker og starter evt. en kompressor ved trykk under 30 bar.
- Startlufttankene dreneres for kondensvann.
- Alle indikatorene åpnes (for kontroll av vannlekkasje i foringer).
- Motoren tørnes på starteluft når tillatelse fra bro er bekreftet.
- Maskinisten står på topprist for kontroll av indikatorkraner.
- Maskinisten tørner (noen omdreininger) på starteluft (30 bar).
- Maskinisten kontrollerer at det ikke kommer vann ut av indikatorventilene under tørningen.
- Dersom alt er OK, stenges ventilene og alt noteres i stempelsjaurapporten og maskindagbok.
- Motor er nå klar for manøver "**Stand by**".

## Kontroll av stempelringer

Kontroll av stempelringer ved stempelsjau, kan omfatte følgende:

### Kontroll før demontering:

- Kontrollere om ringene glir i sporene.
- Kontrollmåle åpning av ringlåsen (ringgapet), 50 % reduksjon indikerer defekt ring.

!

### ANMERKNING

Ringgapet må kontrolleres før ringene blir demontert, da selve demonteringen kan medføre at ring åpningen blir utvidet

### 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. (Slike mål varierer fra motor til motor og må derfor hentes ut fra instruksjonsmanualen).

**Ringer fornyes** når radialmål D2 er mindre enn 17 mm.

Nye ringer: D-1 = 20 mm  
Slitte ringer: D-2 = 17 mm

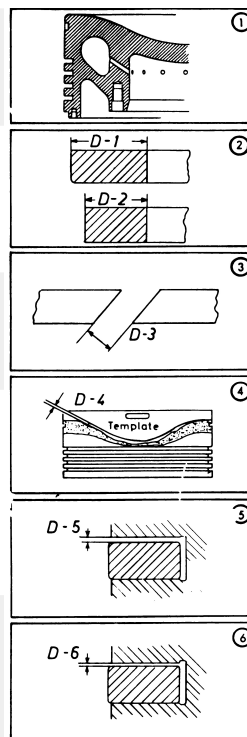
**Ringgap D-3** måles med ringen plassert i en ny sylinder, eller i bunn av en brukt.

Minimum ring-gap: D-3 = 4 mm  
Max tillatt stempelavbrenning: D-4 = 15 mm

Ringhøyde

Ringhøyde kontrolleres ved å måle den vertikale klaring D-5.

Max klaring, **ny ring og slitt spor**: D-5 = 0,7 mm  
Ny ring og nytt spor: D-6 = 0,40 - 0,45 mm  
Anmerkning vedrørende hardhet av 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 (berører) på 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 derfor at vi for eksempel ikke monterer forkrommede ringer i forkrommede foringer.

### Kontroll av egenspennkraft

Egenspennkraften er ringens spennkraft når ringen er plassert i foringen. Denne kraften avhenger av ringmaterial, dimensjon mv. 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 riggapet 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?

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 sylindersens tilstand, herunder materiale, overflate hardhet, "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 "microseisure".
- 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 vi vurdere å skifte ringene.

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".

Eksempel på innkjøringsprosedyre for ny/overhalt sylinderving (forutsatt fast propell):

- Sylinderoiljemengden justeres til maks på aktuell sylinder.
- 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 sylinder 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).

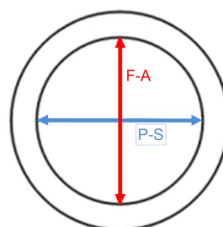
Etter innkjøringen (dvs. 20-24 timer) bør sylinderoiljedosering (til ny foring) holdes på ca. 150 % de første 1000 - 2000 driftstimer.

## Kontroll av sylinderslitasje

Ved stempelsjau blir det rutinemessig foretatt kontroll av sylinderslitasjen. Vi skal beskrive en slik prosess, med engelsk tekst.

Cylinder liner calibration

A cylinder liner is calibrated by measuring the internal diameter using a micro-meter gauge. So that the measurements can be directly compared to previous readings and a wear rate calculated, the position of the measurements is standardised by using a gauging point template, which in practice is a piece of flat bar hung over the side of the liner. The bar has holes in it at the appropriate gauging point.



The diameter is measured both in the fore and aft and athwart-ships direction.

The table below shows figures for illustration only.

Cylinder Number 1			Total Running hours:		Running hours since last calibration:			
Nominal Dia: 840mm			60000		15000			
Gauge point	P-S	F-A	Wear rate	Wear rate	Last	Wear rate	Last	Wear rate
			/1000 hrs	/1000 hrs	Calib	/1000hrs	Calib	/1000hrs
			P-S	F-A	P-S	P-S	F-A	F-A
1	841.20	841.26	0.020	0.021	840.95	0.017	841.00	0.017
2	841.38	841.44	0.023	0.024	841.1	0.019	841.17	0.018
etc								





## 7.5.2 Replacement of Main Bearings

Vi skal her beskrive utskifting av rammelager for en Sulzer RTA krysshodemotor, med tekst på engelsk.

Følgende er hentet fra:

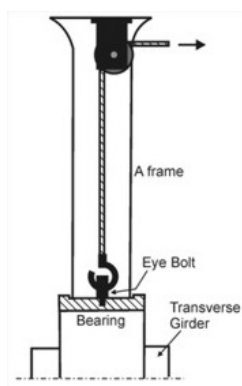
- Manualer for Sulzer RTA
- <http://www.usse-natation.com/sulzer-7-rta-58-manual.pdf>
- <http://www.usse-natation.com/sulzer-5-rta-58-manual.pdf>
- <http://www.usse-natation.com/manual-sulzer-rta-84.pdf>

Relevant safety precautions to be observed, LO and start air shut off and turning gear engaged. Permit to work obtained.

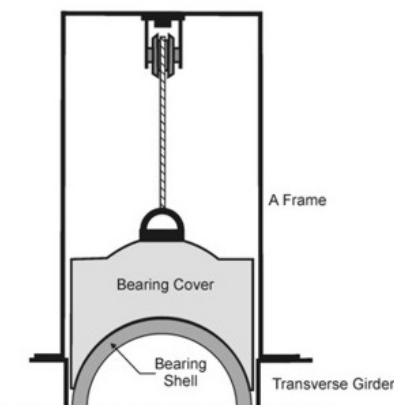
Before removal of the main bearing it is advisable to take a set of deflections and measure the bearing clearance.

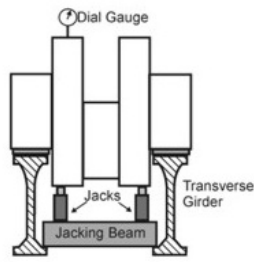
Turn the crankshaft so that the crank web of the respective bearing is in horizontal position.

- Remove LO feed to bearing.
- Loosen and remove the bearing jacking bolts.
- Mount roller support as shown on A-frame and bolt lifting bracket to main bearing cover.
- Using lifting tackle lift cover a few mm to ensure bearing is not lifting with cove, then lift cover and using a second chain block pull out of engine.



Screw an eye bolt into the bearing top half and lift out of the engine in a similar way to the cover.



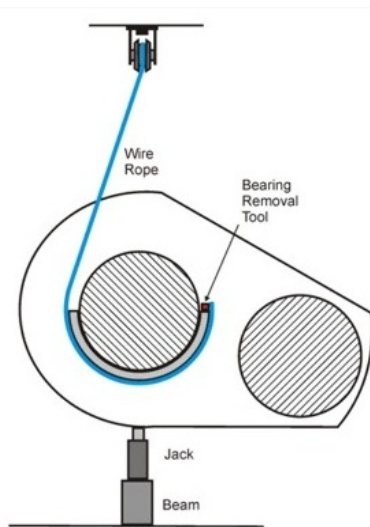


Turn the engine until the lower side of the respective crank is parallel to the bedplate.

Place a dial gauge above a crank web near the bearing shell to be removed and set it to zero.

Place the supplied jacking beam between the transverse girders as shown.

Place hydraulic jacks on girder



Mount removal tool on one face of the lower bearing shell and tighten the allen screws.

Attach a wire rope to the short hook on removed tool and lead it outside the shell collar to the other side and then up through the roller support and attach to the chain block.

Using the jacks and paying close attention to the dial gauge, lift the crankshaft the equivalent of the bearing clearance in the adjacent bearing. By pulling on the steel rope turn the lower bearing shell out.

When the bearing shell lies on the top of the crankshaft journal, remove the steel rope and screw the eye bolt into the threaded holes on the crown of the shell rear surface. Then lift the lower bearing shell and remove it from the engine

The bearing is inspected and depending on its condition will be renewed or replaced.

To replace the lower half of the bearing coat the back of the bearing with molyslip. Ensure the journal is clean and coated with a film of lubricating oil.

Lift the bearing half back onto the journal ensuring it is correct way round, disconnect the lifting gear and with the crankshaft lifted on the jacks allow the bearing half to slide around the journal tapping into position with a piece of wood if necessary.

Measure the distance from each end of the shell to the top of the transverse girder, these distances must be equal. Remove jacks.

Replace top half of bearing, ensuring it is fitted correct way round and fit bearing cover and jacking bolts, ensuring the cover is tightened down evenly. Replace LO pipe

Remove all tools from engine. Measure bearing clearance and take a set of deflection. Check LO supply through bearing. Turn engine on turning gear and observe ammeter reading.

## 7.5.3 Cylinder Head and Piston removal

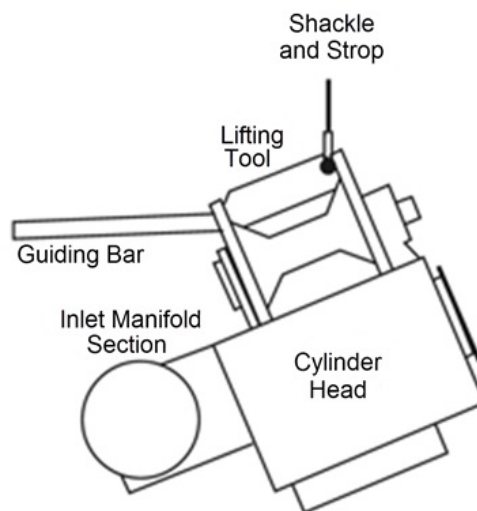
Det følgende er hentet fra:

- Manualer for MAN B&W V32 40
  - <https://marine.man.eu>
  - <http://www.abato.nl/bestanden/weichaischeepsmotoren/man/V32/manuals/L+V32-40Marine-Four-stroke.pdf>

### Cylinder head - removal

The following describes removal of a cylinder head from a MAN B&W V32 40 engine.

- Engine shut down and secured. Start air off, turning gear engaged, cocks open. LO off. Fuel off. Cooling Water in the engine drained to a level below the cylinder heads. Fuel valve cooling drained.



Turn engine so that the piston of respective cylinder is at ignition TDC.

- Remove rocker cover.
- Slacken cylinder head nuts using hydraulic jacks.
- Remove HP fuel pipe and FVC pipes from injector.
- Remove clamp from exhaust pipe.
- Loosen the couplings on the air inlet manifold.
- Remove air start pipe.
- Remove cylinder head nuts.
- Attach lifting tool to cylinder head with four bolts attaching to crane with shackle and strop.
- Screw in guiding bar to lifting tool.

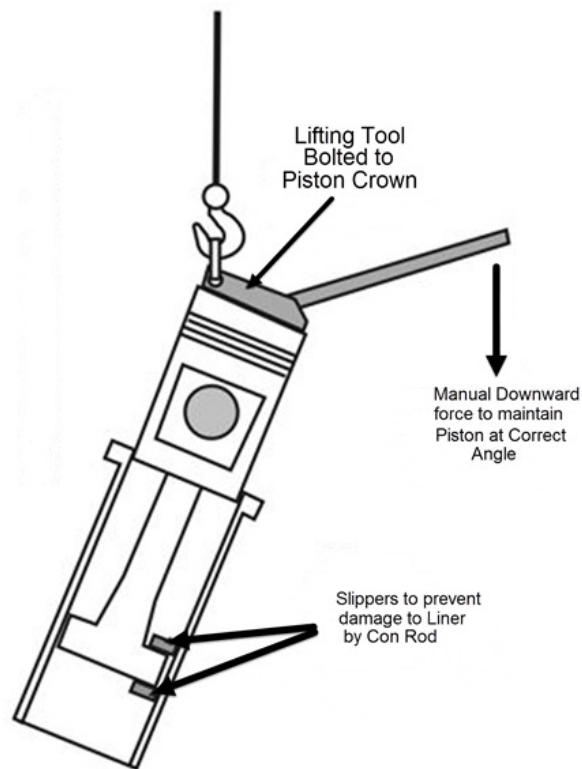
Then lift the cylinder head, guiding it by means of the guiding bar to ensure the correct lifting angle, and land the head onto a wooden pad

### Piston removal

The following describes removal of a piston from MAN B&W V32 40 engine.

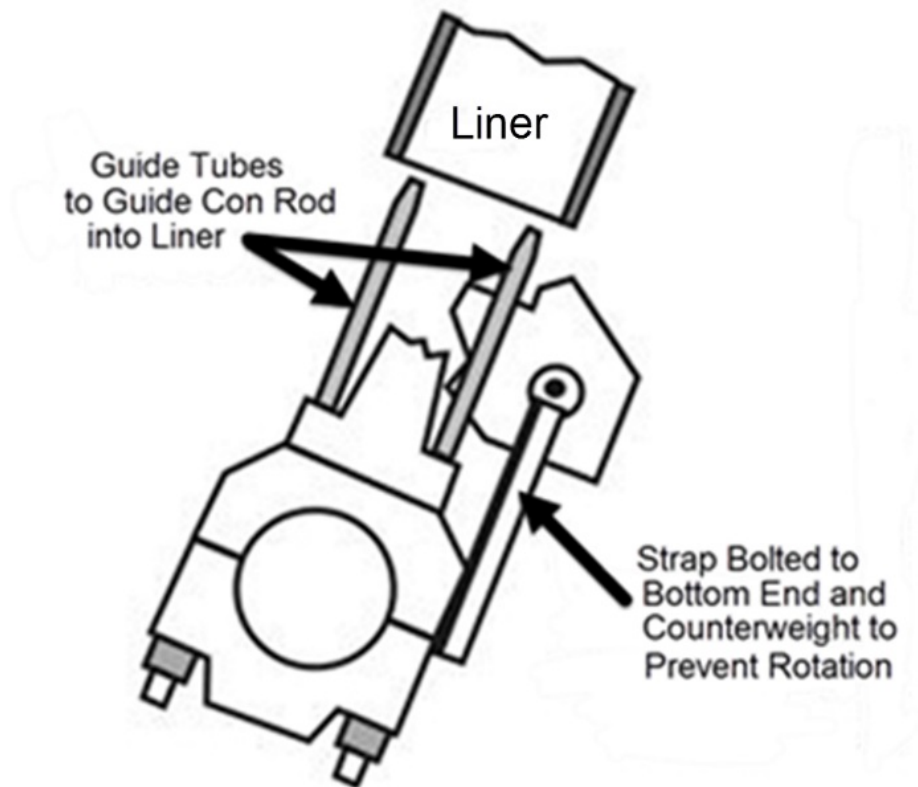
The piston and con rod are removed through the liner leaving the bottom end bearing on the crankshaft. Engine shut down and secured. Start air off, turning gear engaged, cocks open, LO off, Fuel off. Cooling water in the engine drained. FVC drained. Cylinder head removed, crankcase opened.

-



Remove anti polishing ring from top of liner.

- Remove wear ridge from liner.
- Slacken hydraulic nuts securing con rod palm to bottom end.
- Turn engine to TDC.
- Clean out tapped holes on piston crown and lifting tool, shackle and strop to piston.
- Turn the piston accurately to BDC and attach the crane to the lifting tool.
- Attach the turning gear stirrup to the big-end bearing and to the crankshaft balance weight. This is to prevent the bottom end turning when the con rod is separated from the bottom end.
- Take off the hydraulic nuts from the studs securing the con rod palm to the bottom end. Screw two guide tubes on to the studs. This will guide the con rod into the liner as it is lifted.



Figur 7.6.1.1 Oksygenkorrosjon

- Using the crane lift the piston until the protecting slide can be screwed to the con rod bottom palm. This will protect the liner from being damaged by the con rod as the piston is removed.
- Pull the piston partially out of the liner until a guide bar can be screwed to the piston lifting tool. Lift the piston and con rod out of the liner, using the guide bar to ensure the lifting angle is correct and the protecting slide on the con rod palm is in contact with the liner.
- Land the piston and con rod on prepared wooden blocks.

## 7.6 Vedlikeholdsrutiner hjelpedampsystem

### 7.6.1 Fødevannsbehandling

Vann har meget gode fysiske egenskaper som gjør det egnet for varmeoverføring. De kjemiske egenskapene er derimot ikke så ideelle; vann inneholder oppløste gasser og salter som forårsaker korrosjon og beleggdannelse. Det er derfor nødvendig å kontrollere og behandle vannet.

Fødevanssystemet for et kjele anlegg om bord vil stort sett måtte bli etterfylt av vann hentet fra sjøen. Selv om man evaporerer sjøvann, kan det ikke unngås å få med bestanddeler som medfører korrosjonsskader eller beleggdannelse i anlegget.

Korrosjon kan føres tilbake til de gasser som er oppløst i sjøvannet, mens beleggannelsen skrives fra de oppløste saltene.

For driftspersonellet er derfor både produksjonen av fødevannet og den påfølgende vannbehandlingen aktiviteter som må vies ekstra oppmerksomhet.

#### Vannbehandling for å hindre korrosjon

Korrosjon i kjelanlegg skrives i all hovedsak fra oksygen og karbonsyreinnholdet i fødevannet. Dette gjelder både korrosjon på stål, kobber eller kobberlegeringer. I tillegg bidrar et surt miljø (lav pH-verdi) til korrosjon av metaller.

Den type korrosjon vi får på metaller i et slikt miljø fordeler seg over hele overflaten. Korrosjonstypen vil gjøre stor skade, men fordi korrosjonen skjer jevnt over det hele, vil det ta en viss tid før materialene blir så tynne at det medfører fare. I kjelanlegg er det mer viktig å unngå punkt tæring, såkalt «pitting». Denne typen korrosjon danner hull i overflaten og oppstår i løpet av relativt kort tid.

Metallenes spenningsrekke viser at jern skulle gå i oppløsning i kontakt med vann, under utvikling av hydrogengass på samme måte som i syre. Dette skjer ikke fordi det dannes et passiviseringsjikt.

Når jern angripes av vann eller fuktig luft dannes det hydroksider på overflaten. Det dannes to typer, det toverdige  $\text{Fe}(\text{OH})_2$ , eller det treverdige  $\text{Fe}(\text{OH})_3$ . Det som helst bør dannes er det toverdige jernoksidet, også kalt magnetitt. Dette skjer når vannet er oksygenfritt.

Er det oksygen til stede dannes rust (treverdig jernhydroksid -  $\text{Fe}(\text{OH})_3$  eller  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ). I damp anlegg kan rustingen forsterkes i lokale soner og skadene kan bli betydelige.

Når rusten forsterkes i lokale soner, skyldes dette at jernets potensial ikke er det samme over hele overflaten. Jernets potensial er sterkere negativt når det blir stående i en mekanisk spenningstilstand, for eksempel ved valsing eller annen mekanisk bearbeiding. Fremstående punkter på jernoverflaten vil lett bli katodisk, mens kroker og nisjer blir anodisk.

Foruten forskjellige kjemiske og mekaniske forhold i selve stålet, vil også forskjellige konsentrasjoner av oppløste stoffer i vannet forårsake anodiske og katodiske felter på overflatene. Særlig er konsentrasjonen av oksygen avgjørende.

Områder med høy oksygenkonsentrasjon blir gjerne katodiske, mens de oksygenfattige blir anodiske. Jernet vil gå i oppløsning fra de anodiske soner, og her får man utløst jernhydroksid ( $\text{Fe}(\text{OH})_3$ ) som vil dekke det anodiske felt og hindre oksygentilgangen. Figur 7.6.1.1 viser dette.

Under jernoksidet vil korrosjonen akselerere og jernhydroksidet vil bli stadig tykkere. En forhøyning, en såkalt tuberkel, av jernhydroksid dannes. Under denne forhøyning dannes det i stålet en dyp grop med skarpe kanter. Denne korrosjonsformen betegnes oksygenkorrosjon eller «pitting».



Dersom all oksygenet i vannet fjernes eller absorberes, vil det dannes det svarte toverdige jernhydroksid ( $\text{Fe}(\text{OH})_2$ ) over hele overflaten. Dette gir god beskyttelse mot videre korrosjon. Med tiden vil nemlig det toverdige jernhydroksidet avgi vann og gå over til jernoksidet magnetitt. Magnetittbelegget er sort og fast og gir en utmerket passivering. Ved kontroll av kjelen er dette lett å se ved at alle flater er sorte.

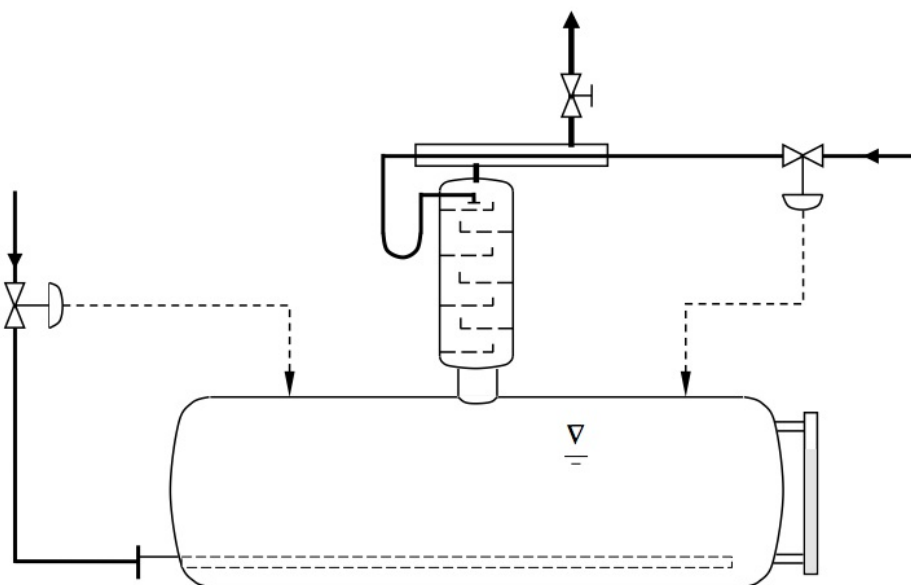
Når det gjelder karbonsyren dannes den når det er  $\text{CO}_2$  i vannet. Karbondioksid blir produsert ved nedbrytning av organisk materiale, organiske karbonater og bikarbonater i fødevannet.

For å unngå korrosjon i alle typer kjele, damp anlegg er det altså viktig å opprettholde et alkalisk miljø, samtidig som det foretas en best mulig fjerning av det oppløste oksygenet i vannet.

## Avgassing og alkalisering

Gassene i vannet bør fjernes før dette kommer inn på damp anlegget. Dette kan i en viss utstrekning skje ved oppvarming av vannet i et trykkavgassingsanlegg.

I avlufter («de aerator») fjerner vi oksygen og karbonsyreinnholdet i vannet ved en strippingsprosess som vist i figuren under.



Figur 7.6.1.2 Trykkavgassingsystem

Her kommer vannet inn på toppen gjennom dyser og renner i sikksakk ned gjennom perforerte plater. Et syklonarrangement kan også forekomme. I motstrøm går en dampstrøm som river med seg oksygenet og karbonsyren i vannet.

For å få minst mulig vanskeligheter med sugeside til fødevannspumpen blir avgasseren plassert så høyt som mulig. Legg merke til at selv de mest effektive trykkavgassingsanlegg ikke vil kunne gi et helt gassfritt vann.

Normalt regner vi med at et godt trykkavgassingsanlegg skal kunne redusere oksygen- innholdet i vannet til ca. 0,05 mg  $\text{O}_2$  per liter. Denne oksygenmengden er likevel nok til å få oksygenkorrosjon.

I tillegg vil det kunne suges inn luft i undertrykksområder i kjele/damp anlegg gjennom tetninger/spalter og lekkende pakninger. Det er derfor nødvendig å kombinere den termiske avgassingsprosessen med kjemisk binding av oksygenet.

## Fjerning av belegg på vann-siden

Dersom det oppstår belegg på kjelens heteflater brukes det stort sett kjemiske metoder for å fjerne dette. Mekaniske metoder kan også nyttes, men stor andel bøyde rør i en moderne kjele gjør adkomst vanskelig.

Den vanligste metoden er en oksidasjonsbehandling som får belegget til å svulle med en etterfølgende syrebehandling.

For brukte kjeler brukes saltsyre. Syrekokingen må skje under nøye kontroll av utkokingsforløpet. For å hindre korrosjon på stål flatene blir syren tilsatt en inhibitor som bør tåle temperaturer på omkring 65 °C til 70 °C.

En ny kjele renses først for rust, olje, glødeskall og smuss vha. en kjemisk rengjøring kalt beising. Først fylles kjelen med en sterk alkalisk oppløsning, et oksidasjonsmiddel og en emulgator.

Kjelen fyres slik at oppløsningen koker. Glødeskall vil svulle og olje, smuss og lignende kan fjernes ved avtapping.

Neste prosess er å behandle med sitronsyre. Den vil gi stålet en gråaktig jernoverflate som holder ca. 10 dager før vi får noe etter-rusting. Så snart som mulig bør så kjelen konserveres ved å bygge opp et magnetittsjikt.

Kjelen holdes fylt med vann med hydrazin inntil den tas i bruk.

## 7.6.2 Belegg og korrosjon på røykgassiden

Utvendig på rørene i en vannrørskjele vil det bli beleggdannelse. Graden av beleggdannelse er i all hovedsak en funksjon av selve forbrenningen, fyringsoljens kvalitet og utstyrets evne til å håndtere oljer med varierende kvalitet.

Dårlig forbrenning skaper sot, aske og asfalt. Dette fester seg på rørene. Ikke brennbare forbindelser kan også legge seg på rørene og danne belegg. Belegg vil virke isolerende. Resultatet blir hardere fyring for at kjelen skal levere den samme dampmengden og virkningsgraden avtar.

Dette fører igjen til at forbrenningen blir enda dårligere og belegg dannelsen øker ytterligere. Til slutt greier ikke kjeleviftene å levere tilstrekkelig luft med det resultat at uforbrent olje faller ned. Murverket i kjelen blir ødelagt og nederste del av rørsatser fylles igjen. Kjelen er inne i en «ond sirkel» og vil til slutt bli fullstendig ødelagt.

Tungoljer inneholder en god del metaller. Vanadium er det som oftest skaper problemer. Tungolje kan inneholde konsentrasjoner over 300 ppm. Vanadium reagerer med oksygen og gir flere varianter av vanadiumoksider. Det bygges opp belegg som over tid blir tykkere og tykkere. Dette er det mest brysomme belegget. Det legger seg på overheter sløyfer, damp produserende rør og økonomiser rør.

Belegget er meget hardt, sitter godt og blir ikke fjernet ved sotblåsing. Divanadiumpentoksid vil gradvis reagere med natrium, dersom tilstede, og danne forbindelsen  $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{V}_2\text{O}_4 \cdot 5\text{V}_2\text{O}_5$  (Natrium-vanadyl-vanadate) som igjen fører til sterk korrosjon på kjele-rørene.

Natrium forekommer også i fyringsolje. Det reagerer med oksygen og svovelsyrling ( $\text{SO}_3$ ) og danner natriumoksid ( $\text{Na}_2\text{O}$ ) eller natriumsulfat ( $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ).

Både nikkel, aluminium, jern og bly kan være tilstede i oljen og danne oksider som igjen danner belegg.

Innhold av svovel i oljen danner svoveldioksidgass ( $\text{SO}_2$ ) ved forbrenningen. Gassen i seg selv betyr ingenting for kjelen, men en liten del, ca. 5 %, kan oksidere videre til svoveltrioksid ( $\text{SO}_3$ ) som igjen kan reagere med vanddampen i røykgassen og danne svovelsyre ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ).

Dette skjer når røykgassens kjøles på flater med temperatur under syrens duggpunkt (110 – 150 °C). Svovelsyre vil tære på materialene. Spesielt når temperaturen på flatene er rundt 50-75 °C, avhengig av luftoverskuddet. Luftforvarmeren er derfor ofte meget utsatt dersom svovelsyre dannes.

Svovelsyre sammen med sot-belegg øker korrosjonen.

Det er derfor viktig å fjerne sot-belegget. Beste botemiddel er å fyre med minst mulig luftoverskudd. Da holdes gasstemperaturen høy og det vil være mindre oksygen tilstede slik at dannelsen av  $\text{SO}_3$  minimaliseres.

## 7.7 Dokking og verkstedsopphold

### 7.7.1 Planlegging av verkstedopphold

For å få gjennomført et effektivt verkstedopphold, er det nødvendig å ha god systematikk, en gjennomarbeidet plan for verkstedoppholdet og et godt samarbeid mellom rederi, skip og verksted.

#### **Planleggingen om bord omfatter stort sett:**

- registrering av reparasjonsbehovet og utarbeiding av verksteds-lister
- gjennomgang av spesifikasjoner
- plan for eget arbeid, reisereparatører i forhold til verkstedsplanen
- generelle forhold i forbindelse med skipet og verkstedet
- merking av objekt som skal repareres
- sikre tilkomst til reparasjonsobjektet
- organisering og oppfølging av verkstedoppholdet

#### **Planleggingen på rederikontoret omfatter:**

- utarbeiding av spesifikasjon og innhenting av pristilbud
- arbeid med kontraktsforhold og framdriftsplan
- kontakt med klasseinstitusjon og sjøfartsmyndigheter og kontroll av klasse- og sertifikatforhold; det kan for eksempel være aktuelt å foreta bunn-, propell- og hylsebesiktelse i forbindelse med dokking
- kontakt med verksted og besøk om bord i skipet
- koordinering og oppfølging av innkjøp
- registrering av behov for personell og spesialister og oppsett av en plan for dette

#### **Registrering av reparasjonsbehov - verkstedslister**

Verksteds- eller reparasjonslistene utgjør den største og viktigste delen av spesifikasjons- grunnlaget. For å lage en god verkstedliste, er det nødvendig med rutiner for systematisk registrering av reparasjonsbehovet. Slike rutiner inngår gjerne i moderne pc-baserte vedlikeholds systemer, men forutsetter at systemet er oppdatert.

#### **Generelt blir verksteds-listen laget på grunnlag av:**

- Kontinuerlig registrering av reparasjonsbehovet ved at en under det daglige vedlikeholdet om bord merker seg alle ting som må repareres, forandres eller fornyes.
- Hvert enkelt av disse punktene noteres vi ned. De skal senere legges fram på ukentlige planleggingsmøter (der slike møter blir holdt). Her blir det vurdert om jobbene kan utføres av skipets egne folk eller reisereparatører, eller om skipet må på verksted.
- Dersom en jobb kan utføres av besetningen på skipet, legger vi den inn i skipets arbeidsplaner. Dersom den krever ekstern hjelp, må det skrives ut en arbeidsordre med alle nødvendige spesifikasjoner.
- Alle punkter som blir ført på verkstedlisten, bør vurderes nøye. Det kan for eksempel være aktuelt å bruke reisereparatører. Tiden på verksted er jo i seg selv kostbar og fører dessuten til tap av fraktinntekter. Bruk av reisereparatører kan derfor være en god løsning.
- Når det gjelder hvilke data og opplysninger som skal registreres, er hovedregelen at jo flere opplysninger verkstedet får om jobben, desto bedre blir tilbudet og planleggingen. I denne sammenheng er det viktig å ha i tankene at den som ser reparasjonsobjektet eller skaden, ofte ubevisst utelater informasjon som andre som ikke ser gjenstanden eller skadestedet, er avhengig av for at de skal kunne få et fullstendig bilde av jobben. I uheldige tilfeller kan det føre til at verkstedet får for få opplysninger til å kunne gjøre jobben så godt som ønskelig. Det er med andre ord svært viktig at flest mulig relevante opplysninger blir registrert og formidlet til verkstedet.
- Beholdningen av reservedeler må kontrolleres jevnlig, og nye deler må bestilles etter behov. Dette inngår også i moderne vedlikeholdssystemer, men forutsetter også her at systemet er ajourført. Uansett årsak, er det ikke akseptabelt å forlenge verksteds- oppholdet på grunn av mangel på reservedeler.

## Verkstedspesifikasjon

Spesifikasjonen er et viktig ledd i forberedelsen, planleggingen og gjennomføringen av verkstedoppholdet. Den danner grunnlaget for blant annet:

- innhenting av tilbud og etterfølgende kontrakt
- bestilling av folk og materiell
- planlegging på skip, i rederi og på verksted
- ordre- og arbeidsbeskrivelse på verksted
- kommunikasjon før, under og etter verkstedoppholdet
- oppfølging og oppgjør
- budsjettering
- oppdatering av vedlikeholds- og reservedelssystemet

For at verkstedoppholdet skal bli så vellykket som mulig, må spesifikasjonen være mest mulig entydig med hensyn til sted, type, dimensjoner osv. og samtidig gi en nøyaktig beskrivelse av omfanget av reparasjonen.

Spesifikasjonen er videre det viktigste kommunikasjonsgrunnlaget mellom rederiet og verkstedet. Sett fra verkstedets side er spesifikasjonen ofte det eneste grunnlaget det har å bygge på i anbuds- og forberedelsesfasen. En dårlig spesifikasjon kan blant annet føre til at arbeidet kommer sent i gang, og at det påløper mye uforutsett tilleggsarbeid. For rederiet blir det dermed lengre avbrudd og økte kostnader mv.

Spesifikasjonen er gjerne delt inn i fire hoved emner:

- generelle opplysninger om skipet, dimensjoner, maskineri osv.
- generelle dokkings- og reparasjonsvilkår, kontraktsforhold osv.
- opplysninger om service
- reparasjonsarbeid

Disse hoved emnene blir gjerne delt inn i mer detaljerte opplysninger.

Når det gjelder selve reparasjonsarbeidet, bør spesifikasjonen inneholde:

- **Komponentdata:** komponentnavn, fabrikat, typebetegnelse, serienummer, kapasitet, tegning/instruksjonsnummer, vekt, dimensjoner osv.
- **Stedsangivelse:** hvor om bord reparasjonsobjektet eller skaden befinner seg
- **Beskrivelse av feil:** kort, konsis og opplysende beskrivelse av hvorfor det er behov for reparasjon
- **Jobbeskrivelse:** entydig beskrivelse av hva som skal gjøres, eventuelt med aktuelle alternativer. Dersom klassen skal innkalles, noterer vi det
- **Materialer, deler og verktøy:** hvem som skal skaffe og holde deler, rekvisita, materialer og eventuelt spesialverktøy
- **Mål, dimensjoner, kvaliteter, standardreferanse, eventuelt ordrenummer osv.**
- **Tilkomstarbeider:** behov for rengjøring, stillinger, demonteringer osv.
- **Skisser, tegninger og fotografier:** alle relevante tegninger og eventuelle skisser eller fotografier av reparasjonen

## 7.7.2 Forberedelse og gjennomføring av verkstedoppholdet

I perioden fra verksted er valgt til skipet ankommer verkstedet for dokking eller reparasjon, bør det være et forberedende møte om bord mellom inspektør, skipsledelse og representanter fra verkstedet (reparasjonsingeniør, formann). Av saker som bør tas opp, kan nevnes:

- gjennomgang av spesifikasjonen
- kontroll og koordinering av bestillinger og leveranser av reservedeler, verktøy og tegninger mv.
- avtale om hvem som innkaller spesialister
- avtale om organisering av gjennomføringen
- avklaring av på- og avmønstringer
- oppsett, eventuelt justering av framdriftsplanen for arbeidet

### Gjennomføring av verkstedoppholdet

For at verkstedoppholdet skal bli vellykket, er det nødvendig å sette opp en framdriftsplan før arbeidet begynner. Denne framdriftsplanen skal danne grunnlaget for gjennomføringen av verkstedoppholdet. Et stikkord her er kommunikasjon. Verkstedet har sine arbeidsformenn som skal lede de ulike oppgavene, og skipet eller rederiet har sine inspektører og/eller offiserer som skal kontrollere og godkjenne arbeidet. Alle involverte parter bør vite hvem som gjør og har ansvaret for hva.

Under gjennomføringen av verkstedoppholdet er det derfor praktisk å ta utgangspunkt i framdriftsplanen. Den gir oversikt over framdriften i arbeidet slik at vi kan oppdage forsinkelser tidlig og sette i verk eventuelle justeringer. Planen gjør det også lettere å se konsekvensene av å sette i verk slike tiltak og tilleggsarbeider og å takle uforutsette hendelser underveis.

Under oppholdet bør det videre holdes daglige, korte møter mellom skipsledelsen, inspektører og representanter fra verkstedet (reparasjonsingeniører, formenn), der en drøfter framdrift, korrigering av planer, eventuelle tekniske problemer osv. For at slike møter skal bli effektive, er det viktig at alle involverte parter er godt forberedt.

Av andre forhold vi bør passe på under et verkstedopphold, kan vi nevne:

- Offiserer og formenn kontrollerer alle jobber på reparasjonslistene. Klassen og/eller skipskontrollen skal varsles for jobber som angår skipssertifikater.
- Hver enkelt offiser og inspektør fører tids- og mann liste for hver jobb.
- Dersom det ved kontroll blir oppdaget feil eller mangler ved arbeidet, må rapport sendes tjenestevei. Vi må særlig være oppmerksomme på forhold som kan ha betydning for klasse og/eller sertifikater.
- Dagen skal avsluttes med en oppsummering og et eventuelt statusmøte. Dette er spesielt viktig av hensyn til progresjonen i arbeidet og for å gi kaptein og maskinsjef oversikt over hvordan arbeidet går.
- Det bør ikke settes i gang arbeid utover det som står på verkstedlistene, uten etter samråd med teknisk inspektør eller driftsavdeling. Slike ekstraarbeider har lett for å bli kostbare.

Havarireparasjoner. Under de fleste verkstedopphold blir det foretatt reparasjoner på grunn av havari eller skader, som går under skipets forsikring. For slike forsikringsarbeid er det viktig å huske på at det nesten alltid kommer spørsmål om journalutdrag (fra dagboka). Det er nemlig journalutdraget og en eventuell besiktigelsesrapport som danner grunnlaget for oppgjøret med assuranseselskapet.

Sluttrapport til rederiet. Etter verkstedoppholdet sender skipet en utførlig rapport til rederiet, der det bør gå fram hva som er utført, og hvordan det er gjort. Det kan også være aktuelt å kommentere kvaliteten på arbeidet, og om det er gjort effektivt. Rederiet får dermed et best mulig vurderingsgrunnlag for senere valg av verksted. (Det finnes også standardskjema for slike rapporter.)

## 7.7.3 Skrog- og bunnbesiktelse

For klassifiserte skip er det normalt inspektører (engelsk: Surveyor) fra skipets klasseinstitusjon som foretar bunnbesiktelsen. Den blir vanligvis foretatt når skipet står i dokk eller på slipp. Bunnbesiktelse kan også tas når skipet er flytende, klassen må da varsles på forhånd og godkjenne opplegget for besiktelsen.

Vi forutsetter her at skipet står i tørrdokk eller på slipp.

Før vi foretar bunn- og skrogbesiktelse, må skroget være grundig rengjort.

Bunn- og skrogbesiktelse omfatter vanligvis dette:

**Utvendig skrog:** Stevner, hud, kjøll og bunn kontrolleres for groper og tæringer. Bulb og andre sterkt krummede flater har mange knutepunkter (sveiser). Vær derfor spesielt oppmerksom på sprekker som kan oppstå her.

**Baugtruster der slik er montert:** Vær oppmerksom på konstruksjonen rundt den med hensyn på belastningsskader (sprekddannelser).

**Sjøkasser** er spesielt utsatt for lokal tæring og sprekker, særlig der luftlommer og temperatursvingninger er framtrepende.

**Kontroll av inntaks- og overbordløp** for tæringer, skader og sprekker. Alle ventiler skal besiktiges i åpen stand og funksjonsprøves.

Kontroller stengeinnretninger for inntaks- og overbordventilene.

Vær særlig oppmerksom på «røde bronsekiker» som indikerer materialsprøhet.

**Ror:** Kontroller rorstamme, rorplate og lager for tæringer, skader, sprekker, slitasje og sikring av muttere.

Mål klaringer og sammenlign med tidligere målinger hvis det er mulig. Leverandøren kan også gi opplysninger om akseptkriterier.

Dersom ingen lekkasje eller ytre skader er påvist, er det vanligvis ikke nødvendig å demontere rorstammen for ytterligere kontroll. Noter klaringer og om rorstammen er løst ned.

**Propell:** Kontroller om det er skader (ubalanse), slark eller tegn til kavitasjon.

For vribare propeller skal hode og vinger kontrolleres for lekkasje.

Dersom det er løse vinger eller lekkasje i propellhodet, må propellen åpnes for slitasjekontroll av klosser og klaringer i bladanlegg.

Fast propell som sitter på kon og kile, må tas av slik at en får undersøkt om det er sprekddannelser i kilespor og i forkant av kon og kile.

**Propellaksel:** Akselen skal kontrolleres for slitasje, tæringer og sprekker.

Akseptabel reduksjon er ca. 5 % av den originale regeldiameteren.

Vær oppmerksom på at propellakslar kan være overdimensjonert i forhold til regelkrav.

**Hylsetetningsarrangement** skal kontrolleres for lekkasje. Vær oppmerksom på at for *simpleks boks* må smøreolje renne ut før vi kan påvise eventuell lekkasje.

### Lagerklaringer

Mål klaringer og sammenlign med tidligere målinger og/eller innhent opplysninger fra leverandøren.

Dersom ingen andre kriterier kan framskaffes, er en tommelregel at maksimal klaring er to ganger den originale klaringen.

Større hylsebokser er ofte utstyrt med målestav for måling av slitasje i hylselageret. Skriv ned klaringene.

**Utsettelse med akseltrekk:** For propellakslar med godkjent hylsetetningsarrangement og oljesmurt lager er hovedregelen at akseltrekk skal foretas ved sertifikatfornyelsen (hvert femte år).

Skipskontrollen skal etter søknad i hvert enkelt tilfelle vurdere om det kan gis utsettelse med akseltrekk til neste femårsbesiktigelse. Det forutsettes at det blir foretatt en grundig besiktelse etter klasseinstitusjonens regler og med tilfredsstillende resultat.



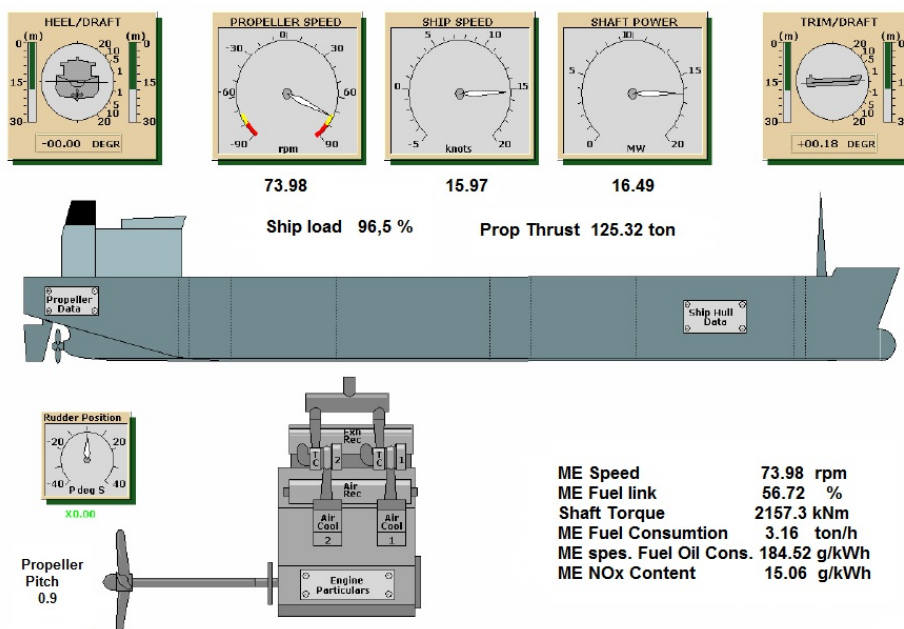
# Vedlegg 1 - Modellskip - simulator

Dette kompendiet vil i stor grad referere til maskineri og utstyr installert i modellskipet for Kongsbergs maskinromsimulator MC90, versjon 5. Vi tar derfor med en oversikt over skip og utstyr for dette anlegget.

## Oversikt - Skip og maskineri

Modellskipet er en VLCC tanker med følgende hoveddimensjoner:

- Lengde overalt (LOA) 305 m
- Lengde mellom perpendikulærer (Lpp) 295 m
- Brekke på spant 47 m
- Dybde i riss 30,40 m
- Sommer dypgang 19,07 m
- Dødvakt 187997 tonn
- Fart 14 knop



## Tanker

- 2 tungolje (HFO) settlingstanker
- 1 avfallstank
- 1 tungolje (HFO) dagtank
- 1 dieselolje (DO) lagertank
- 1 dieselolje (DO) dagtank
- 1 sylindrolje lagertank
- 4 bunkerstanker
- 2 x 1 ballast ving-tanker
- 1 spilloljetank
- 1 forpik tank

## Maskineri

Hoved fremdriftsmotoren er basert på en MAN B&W 5L90MC motor, dvs. en 2-takts, langsomt gående, turboladet krysshodemotor, som valgfritt kan koples til en vriibar (VP) propell eller en fast propell (FP). Motoren kan også koples til en akselgenerator.

### Fremdriftsmotor (ME)

Sylinderdiameter	900	mm
Slaglengde	2900	mm
Antall sylindre	5	
Antall turboladere	2	
Effekt ved 100 %	17,4	MW
Turtall	74	rpm
Midlere indikert trykk	16,8	bar
Spylelufttrykk	2,1	bar
Turbolader turtall	8000	rpm
Antall propellblad	5	
Propeller stigning	0,9	S/D
Effektivt spesifikt forbruk	168	g/kWh (47 g/MJ)

### Propellsystem

Propellsystemet omfatter både fast propell (FP) og vriibar propell (VP), valgbart fra "Auto Chief" kontrollsystemet.

### Elektrisk system

- 2 stk. 850 kW diesel synkrogeneratorer
- 1 stk. 1200 kW akselgenerator
- 1 stk. 850 kW damp turbogenerator
- 1 stk. 180 kW nød generator

### Baugpropell

1 stk. CPP baugtruster (750 kW)

### Hovedmotor system

- Høytemperatur ferskvannskjølesystem (HTFW) med forvarmings-system
- Lavtemperatur ferskvannskjølesystem (LTFW)
- Brennstoff høytrykks system
- Hoved smøreolje system
- Kamaksel smøreolje system
- Turbolader spyleluftkjøler system
- Manøversystem
- NOx katalysator - "Selective Catalytic Reduction" (SCR)

### Propell og styresystem

- Propell hydraulikkolje system
- Hylseoljesystem
- Styremaskineri

### Hjelpesystem og utstyr

- Sjøvannskjølesystem
- Ferskvannskjølesystem (Høy- og lavtemperatur)
- Luft ventilasjonssystem
- Starteluft kompressorer

- Serviceluft kompressorer
- Brennolje transfersystem
- Brennolje service tanker
- Brennolje settlingstanker
- Tungolje separatorsystem
- Smøreolje separatorsystem
- Ferskvannsgenerator (Eva)
- Ferskvanns hydroforsystem
- Lensevannsystem og lenseseparator
- Kuldeanlegg
- Dampsystem
- Avgasskjele
- Damp kondenser
- Turbogenerator
- Lastepumpe turbiner
- Ballastsystem
- Nøytralgass-system

### Symbol/enheter simulator

Kongsberg maskinroms simulator anvender i hovedsak følgende symbol og enheter:

T = Temperatur i grader Celsius (°C)  
 G = Strømningsmengde i tonn per time (t/h)  
 P = Trykk i bar (manometertrykk)  
 L = Nivå i meter (Level)  
 $\Delta P$  = Trykkfall (mm vann søyle) (10 000 mm VS = 1 bar, dvs. 100 mm VS = 0,01 bar)  
 MIP = Indikert middeltrykk (Mean Indicated Pressure) (bar)  
 TINJO = Time of Injection Opening (Dysenål åpner - grader veivinkel)  
 TIGN = Time of Ignition (Tenning, grader veivinkel)  
 PMAX = Maksimaltrykk (bar)  
 PCOMPR = Kompresjonstrykk (bar)  
 PINJO = Pressure Injection Opening (Brennstoff ventilens åpningstrykk i bar)  
 PINJM = Pressure Injection Max (Maks innsprøytingstrykk i bar)  
 LINJ = Length of Injection (Innsprøytingens varighet, grader veivinkel)  
 TMAX = Grade-tall for makstrykk i sylindere

### Pumpeindeks simulator

Det bemerkes at pumpeindeks i Kongsberg simulator motor, MAN B&W 5L90MC, versjon 5 har maks indeks på 65%, dvs. 100% belastning = 65% indeks. Årsaken til dette er ukjent, men en mulig årsak er 100% belastning tilsvarer en indeks på 65 mm. Det må også bemerkes at instruksjonsmanualen inneholder diverse figurer der indeksen varierer fra 0 til 100%.

Versjon 3 av samme simulator har ellers normale verdier fra 0 til 100%.

## Vedlegg 2 - SOLAS - Steering gear

### Chapter II-I Regulation 29 – Steering gear

Her gjengis SOLAS krav til styremaskineri, med engelsk tekst.

**1** Unless expressly provided otherwise, every ship shall be provided with a main steering gear and an auxiliary steering gear to the satisfaction of the Administration. The main steering gear and the auxiliary steering gear shall be so arranged that the failure of one of them will not render the other one inoperative

2.1 All the steering gear components and the rudder stock shall be of sound and reliable construction to the satisfaction of the Administration. Special consideration shall be given to the suitability of any essential component which is not duplicated. Any such essential component shall, where appropriate, utilize antifriction bearings such as ball-bearings, roller bearings or sleeve bearings which shall be permanently lubricated or provided with lubrication fittings

2.2 The design pressure for calculations to determine the scantlings of piping and other steering gear components subjected to internal hydraulic pressure shall be at least 1.25 times the maximum working pressure to be expected under the operational conditions specified in paragraph 3.2, taking into account any pressure which may exist in the low-pressure side of the system. At the discretion of the Administration, fatigue criteria shall be applied for the design of piping and components, taking into account pulsating pressure due to dynamic loads.

2.3 The relief valves shall be fitted to any part of the hydraulic system which can be isolated and in which pressure can be generated from the power source or from external forces. The setting of the relief valves shall not exceed the design pressure. The valves shall be of adequate size and so arranged as to avoid an undue rise in pressure above the design pressure.

3 The main steering gear and rudder stock shall be:

1. of adequate strength and capable of steering the ship at maximum ahead service speed which shall be demonstrated;
2. capable of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on the other side with the ship at its deepest seagoing draught and running ahead at maximum ahead service speed and, under the same conditions, from 35° on either side to 30° on the other side in not more than 28 s;
3. operated by power necessary to meet the requirements of paragraph 3.2 and in any case when the Administration requires a rudder stock of over 120 mm diameter in way of the tiller, excluding strengthening for navigation in ice; and
4. so designed that they will not be damaged at maximum astern speed; however, this design requirement need not be proved by trials at maximum astern speed and maximum rudder angle.

4 The auxiliary steering gear shall be:

1. of adequate strength and capable of steering the ship at navigable speed and of being brought speedily into action in an emergency;
2. capable of putting the rudder from 15° on one side to 15° on the other side in not more than 60 s with the ship at its deepest seagoing draught and running ahead at one half of the maximum ahead service speed or 7 knots, whichever is the greater; and
3. operated by power where necessary to meet the requirements of paragraph 4.2 and in any case when the Administration requires a rudder stock of over 230 mm diameter in way of the tiller excluding strengthening for navigation in ice

5 Main and auxiliary steering gear power units shall be

1. arranged to restart automatically when power is restored after a power failure; and

2. capable of being brought into operation from a position on the navigation bridge. In the event of a power failure to any of the steering gear power units, an audible and visual alarm shall be given on the navigation bridge.

6.1 When the main steering gear comprises two or more identical power units, an auxiliary steering need not be fitted, provided that:

1. in a passenger ship, the main steering gear is capable of operating the rudder as required by paragraph 3.2 while any one of the power units is out of operation;
2. in a cargo ship, the main steering gear is capable of operating the rudder as required by paragraph 3.2 while operating with all power units;
3. the main steering gear is so arranged that a single failure in its piping system or in one of the power units the defect can be isolated so that the steering capability can be maintained or speedily regained.

6.2 The Administration may, until 1 September 1986, accept the fitting of a steering gear which has a proven record of reliability but does not comply with the requirements of paragraph 6.2.3 for a hydraulic system.

6.3 Steering gears, other of the hydraulic type, shall achieve standards equivalent to the requirements of this paragraph to the satisfaction of the Administration.

7 Steering gear control shall be provided:

1. for the main steering gear, both on the navigation bridge and in the steering gear compartment;
2. where the main steering gear is arranged in accordance with paragraph 6, by two independent control systems, both operable from the navigation bridge. This does not require duplication of the steering wheel or steering lever. Where the control system consists of a hydraulic telemotor, a second independent system need be fitted, except in a tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards;
3. for the auxiliary steering gear, in the steering gear compartment and, if power-operated, it shall also be operable from the navigation bridge and shall be independent of the control system for the main steering gear.

8 Any main and auxiliary steering gear control system operable from the navigation bridge shall comply with the following:

1. if electric, it shall be served by its own separate circuit supplied from a steering gear power circuit from a point within the steering gear compartment, or directly from switchboard busbars supplying that steering gear power circuit at a point on the switchboard busbars supplying that steering gear power circuit at a point on the switchboard adjacent to the supply to the steering gear power circuit;
2. means shall be provided in the steering gear compartment for disconnecting any control system operable from the navigation bridge from the steering gear it serves;
3. the system shall be capable of being brought into operation from a position on the navigation bridge;
4. in the event of a failure of the electrical power supply to the control system, an audible and visual alarm shall be given on the navigation bridge; and
5. short circuit protection only shall be provided for steering gear control supply circuits.

9 The electrical power circuits and the steering gear control systems with their associated components, cables and pipes required by this regulation and by regulation 30 shall be separated as far as is practicable throughout their length.

10 A means of communication shall be provided between the navigation bridge and the steering gear compartment.

11 The angular position of the rudder shall:

1. if the main steering gear is power-operated, be indicated on the navigation bridge. The rudder angle indication shall be independent of the steering gear control system;

2. be recognizable in the steering gear compartment.

12 Hydraulic power-operated steering gear shall be provided with the following:

1. arrangement to maintain the cleanliness of the hydraulic fluid taking into consideration the type and design of the hydraulic system;
2. a low-level alarm for each hydraulic fluid reservoir to give the earliest practical indication of hydraulic fluid leakage. Audible and visual alarms shall be given on the navigation bridge and in the machinery space where they can be readily observed; and
3. a fixed storage tank having sufficient capacity to recharge at least one power actuating system including the reservoir, where the main steering gear is required to be power-operated. The storage tank shall be permanently connected by piping in such a manner that the hydraulic systems can be readily recharged from a position within the steering gear compartment and shall be provided with a content gauge.

13 The steering gear compartments shall be:

1. readily accessible and, as far as practicable, separated from machinery spaces; and
2. provided with suitable arrangements to ensure working access to steering gear machinery and controls. These arrangements shall include handrails and gratings or other nonslip surfaces to ensure suitable working conditions in the event of fluid leakage.

14 Where the rudder stock is required to be 230 mm diameter in way of the tiller, excluding strengthening for navigation in ice, an alternative power supply, sufficient at least to supply the steering gear power unit which complies with the requirements of paragraph 4.2 and also its associated control system and the rudder angle indicator, shall be provided automatically, within 45 s, either from the emergency source of electrical power or from an independent source of power located in the steering gear compartment. This independent source of power shall be used only for this purpose. In every ship 10,000 gross tonnage and upwards, the alternative power supply shall have a capacity for at least 30 min of continuous operation and in any other ship for at least 10 min.

15 In every tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards and in every other ship of 70,000 gross tonnage and upwards, the main steering gear shall comprise two or more identical power units complying with the provisions of paragraph 6.

16 Every tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards shall, subject to paragraph 17, comply with the following:

1. the main steering gear shall be so arranged that in the event of loss of steering capability due to single failure in any part of one of the power actuating systems of the main steering gear, excluding the tiller, quadrant or components serving the same purpose, or seizure of the rudder actuators, steering capability shall be regained in not more than 45 s after the loss of one power actuating system;
2. the main steering gear shall comprise either
  1. two independent and separate power actuating systems, each capable of meeting the requirement of paragraph 3.2
  2. at least two identical power actuating systems which, acting simultaneously in normal operation, shall be capable of meeting the requirements of paragraph 3.2. Where necessary to comply with this requirement, interconnection of hydraulic power actuating systems shall be provided. Loss of hydraulic fluid from one system shall be capable of being detected and the defective system automatically isolated so that the other actuating system or systems shall remain fully operational,
3. steering gears other than of the hydraulic type shall achieve equivalent standards

17 For tankers, chemical tankers or gas carriers of 10,000 gross tonnage and upwards, but of less than 100,000 tonnes deadweight, solutions other than those set out in paragraph 16, which need not apply the single failure criterion to the rudder actuator or actuators, may be permitted provided that an equivalent safety standard is achieved and that;

1. following loss of steering capability due to single failure of any part of the piping system or in one of the power units, steering capability shall be regained within 45 s; and
2. where the steering gear include only a single rudder actuator, special consideration is given to stress analysis for the design including fatigue analysis and fracture mechanic analysis, as appropriate, to the material used, to the installation of sealing arrangements and to testing and inspection and to the provision of effective maintenance. In consideration of the foregoing, the Administration shall adopt regulations which include the provisions of the Guidelines for acceptance of non-duplicated rudder actuators for tankers, chemical tankers and gas carriers of 10,000 gross tonnage and above but less than 100,000 tonnes deadweight, adopted by the Organization. (Resolution A.467(XII))

18 For a tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards, but less than 70,000 tonnes deadweight, the Administration may, until 1 September 1986, accept a steering gear system with a proven record of reliability which does not comply with the single failure criterion required for a hydraulic system in paragraph 16.

19 Every tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards, constructed before 1 September 1984, shall comply, not later than 1 September 1986, with the following:

1. the requirements of paragraph 7.1, 8.23, 8.4, 10, 11, 12.2, 12.3 and 13.2;
2. two independent steering gear control systems shall be provided each of which can be operated from the navigation bridge. This does not require duplication of the steering wheel or steering lever;
3. if the steering gear control system in operation fails, the second system shall be capable of being brought into immediate operation from the navigation bridge; and
4. each steering gear control system, if electric, shall be served by its own separate circuit supplied from the steering gear power circuit or directly from switchboard busbars supplying that steering gear power circuit at a point on the switchboard adjacent to the supply to the steering gear power circuit.

20 In addition to the requirements of paragraph 19, in every tanker, chemical tanker or gas carrier of 10,000 gross tonnage and upwards, constructed before 1 September 1984, the steering gear shall, not later than 1 September 1988, be so arranged that, in the event of a single failure of the piping or of one of the power units, steering capability can speedily regained. This shall be achieved by:

1. an independent means of restraining the rudder, or
2. fast-acting valves which may be manually operated to isolate the actuator or actuators by a fixed independent power-operated pump and piping system; or
3. an arrangement such that, where hydraulic power systems are interconnected, loss of hydraulic fluid from one system shall be detected and the defective system isolated either automatically or from the navigation bridge so that the other system remains fully operational.

