

Energieffektivisering

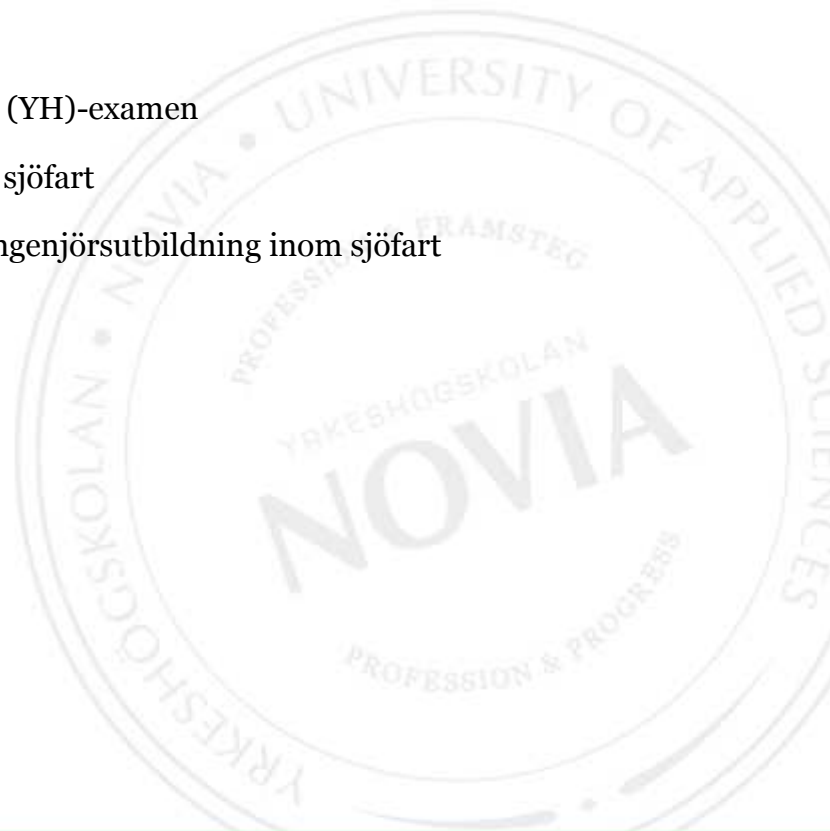
Christoffer Gustavsson

Examensarbete för Ingenjör (YH)-examen

Utbildningsprogrammet för sjöfart

Inriktningalternativet för ingenjörsutbildning inom sjöfart

Åbo ,2011



EXAMENSARBETE

Författare: Christoffer Gustavsson

Utbildningsprogram och ort: Utbildningsprogrammet för sjöfart, Åbo

Inriktningalternativ/Fördjupning: Ingenjör YH

Handledare: Hannu Yli-Heikkilä

Titel: Energieffektivisering

Datum 04.04.2011

Sidantal 48

Bilagor 4

Energieffektivisering är ett ämne vilket alltmer diskuteras inom redernäringen. Kostnaden för bunker stiger i jämn takt med kraven för utsläpp av avgasemissioner. Det här examensarbetet handlar om energieffektivisering ombord på fartyg i befintlig trafik. Arbetet behandlar strukturen för energiledningssystem och visar resultatet av hur man genom energieffektiva lösningar kan åstadkomma stora kostnadsbesparingar. Examensarbetet riktar sig främst till personer som arbetar inom den fartygstekniska sektorn, men kan även tillämpas för industrin.

Examensarbetet genomfördes genom litteraturundersökning och informationssökning på internet. För den undersökande delen av examensarbetet samlades information från tekniska manualer och utförda mätningar ombord på Finnlines RoPax fartyg m/s Finnclipper.

Målsättningen med det här examensarbetet är att läsaren skall få en uppfattning hur energieffektivisering kan tillämpas på fartyg i trafik. Examensarbetet skall kunna användas som ett exempel vid energieffektivisering eller nyinstallation av elektrisk apparatur. Examensarbetet skall även inspirera läsaren att inleda arbetet med energieffektivisering redan från den administrativa sidan av företaget.

Språk: Svenska Nyckelord: Energieffektivisering

Förvaras: Examensarbetet finns tillgängligt antingen i webbiblioteket

Theseus.fi eller i Novias bibliotek.



BACHELOR'S THESIS

Author: Christoffer Gustavsson

Degree Programme: Degree Programme in Maritime Studies, Turku

Specialization: Bachelor of Engineering

Supervisors: Hannu Yli-Heikkilä

Title: Energy efficiency

Date 04.04.2011

Number of pages 48

Appendices 4

Energy efficiency is a topic that is increasingly discussed in shipping. The cost of bunker fuel rising at a steady pace with requirements for emissions. This thesis is about energy efficiency on board ships in the existing traffic. The work deals with the structure of the energy management system and shows the result of, how energy-efficient solutions can achieve significant cost savings. The thesis is mainly for people working in the ship's engine department, but can also be applied to industry.

The work was carried out through literature survey and information on the Internet. For the exploratory part of the thesis I gathered information from technical manuals and conducted measurements onboard the Finnclipper, a Finnlines RoPax vessel.

The aim of this thesis is to provide the reader with an idea how energy efficiency can be implemented on board. The thesis should be used as an example in energy efficiency or clean installation of electric equipment. The thesis should also inspire readers to begin work on energy efficiency right from the administrative side of the company.

Language: Swedish

Key words: Energy efficiency

Filed at: The examination work is available either at the electronic library Theseus.fi or in the Novia library.

1. INLEDNING	1
1.1 MÅLSÄTTNING.....	2
1.2 PROBLEMFÖRMULERING.....	2
1.3 AVGRÄNSNING	3
1.4 METODBESKRIVNING.....	3
2. TEORI	4
2.1 ENERGILEDNINGSSYSTEM.....	4
2.1.1 <i>Energipolicy</i>	5
2.1.2 <i>Energiundersökning</i>	5
2.1.3 <i>Energimål</i>	6
2.1.4 <i>Handlingsplan</i>	6
2.1.5 <i>Rutiner</i>	7
2.1.6 <i>Anläggningsbeskrivning</i>	7
2.1.7 <i>Kartläggning</i>	8
2.1.8 <i>Utredning av åtgärder</i>	8
2.1.9 <i>Hinder mot energieffektivisering</i>	9
2.2 EFFEKTIVISERING AV ELMOTORDRIFTER.....	11
2.2.1 <i>Elmotorer</i>	12
2.2.2 <i>Varvtalsreglering vid elmotordrifter</i>	13
2.3 FREKVENSONVANDLARE.....	14
2.3.1 <i>Frekvensomvandlarens kraftdel</i>	15
2.3.2 <i>Frekvensomvandlarens likriktare</i>	16
2.3.5 <i>Frekvensomvandlarens mellankrets</i>	18
2.3.6 <i>Frekvensomvandlarens växelriktare</i>	19
2.3.7 <i>Pulsamplitudmodulering</i>	22
2.3.8 <i>Pulsbreddsmodulering</i>	23
2.3.9 <i>Sinusstyrd pulsbreddsmodulering</i>	24
3. ENERGIUTREDNING FÖR FINNLINES	25
3.1 FINNLINES M/S FINNCLIPPER.....	25
3.2 NULÄGESBESKRIVNING	25
3.3 KARTLÄGGNING AV ENERGIFÖRBRUKNINGEN	26
3.3.1 <i>Energiförluster i samband med produktion</i>	26
3.3.2 <i>Huvudmaskinernas verkningsgrad</i>	28
3.3.3 <i>Hjälpmaskinernas verkningsgrad</i>	30
3.3.4 <i>Kostnaden per energienhet</i>	32
3.4 KARTLÄGGNING AV VERKSAMHETSOMRÅDET	34
3.4.1 <i>Huvudmaskinernas sjövattpumpar</i>	34
3.4.2 <i>Hjälpmotorernas sjövattpumpar</i>	36
3.5 RESULTAT OCH ÅTGÄRDSFÖRSLAG	38
4. SAMMANFATTNING OCH DISKUSSION	41
5. KÄLLFÖRTECKNING.....	42
PUMPSYSTEM.....	BILAGA 1
ELMOTORER.....	BILAGA 2
TREND 1.....	BILAGA 3
TREND 2.....	BILAGA 4

1. Inledning

Ökade energikostnader är ett stort problem i dagens industriella företag, även inom rederinäringen. Tillgången på råolja reduceras i takt med ökade miljökonsekvenser, varav alltfler företag väljer att se energieffektivisering som ett av alternativen till minskade utsläpp och driftskostnader.

Det ligger stort ekonomiskt intresse inom energieffektivisering. Inom fartygsbranchen är detta ett kapitel som alltmer behandlas, och man ser möjligheterna att spara energi som en viktig punkt inom organisationen. Lönsamma förändringar i befintlig teknik och kostnadseffektiva förslag vid nyinstallationer gör att trenden för energieffektiva fartyg ökar.

Inom varvsindustrin är energieffektiva lösningar högt prioriterat. Vid projektering av nybyggen är det enklare att redan från början tänka ur en energieffektiv synvinkel. På befintliga fartyg är problemet större. Kunskap, motivation och tid kan vara bristfällig, men även kontakten med marknaden, som även den är en viktig del vid energieffektivisering. Tekniken går framåt med stormsteg och nya lösningar och produkter presenteras dagligen.

Som egenföretagare i elbranchen ser jag mycket positivt på trenden mot energieffektiva lösningar. Genom mitt arbete som maskinmästare får jag ofta kontakt med problematiken med höga bunker kostnader, man ser verkligen att det behövs krafttag mot detta slösande av energi på fartyg i befintlig trafik. Maskinteknik och ellära är ett stort intresse för mig, vilket gör energieffektivisering till ett intressant examensarbete.

1.1 Målsättning

Målsättningen med det här examensarbetet är att läsaren skall få en uppfattning hur energieffektivisering kan tillämpas på fartyg i trafik. Examensarbetet skall kunna användas som ett exempel vid energieffektivisering eller nyinstallation av elektrisk apparatur. Examensarbetet skall även inspirera läsaren att inleda arbetet med energieffektivisering redan från den administrativa sidan av företaget.

1.2 Problemformulering

Energiförbrukningen ombord på fartygen är i dagsläget ett problem som diskuteras, men alltför sällan analyseras och åtgärdas. Bunkerkostnaderna stiger och man installerar ny apparatur för att tillfredställa kundens behov utan åtanke på energiförbrukningen. I det här examensarbetet kommer jag ta upp frågor som berör området kring energieffektivisering.

- ✚ Energikartläggning och analys inom ett verksamhetsområde.
- ✚ Energiledningssystem.
- ✚ Rutiner för inköp och projektering.
- ✚ Åtgärdsförslag.
- ✚ Ekonomiska aspekter.

1.3 Avgränsning

Endast elmotordrifter som verksamhetsområde har studerats. För att få största möjliga energireducering bör hela fartygets energiförbrukning undersökas. Men p.g.a. examensarbetets tidsramar skulle en fullständig genomgång av ett fartygs energianläggning vara utanför dess ramar, så jag beslutade att arbetet begränsas till ett verksamhetsområde inom maskindriften, nämligen sjövattpumpar. Det var till detta område det fanns bäst bakgrundsmaterial, och ansågs vara en viktig komponent inom det maskintekniska området. Som teoretisk bakgrund har jag valt att begränsa mig till området frekvensomvandlare. Det med motiveringen att frekvensomvandlare är, enligt ABB, 2011, den mest optimala produkten för effektivisering av motordrifter.

1.4 Metodbeskrivning

Arbetet inleddes med litteraturundersökning av metoderna för energieffektivisering. Därefter studerades en nulägesbeskrivning av verksamhetsområdet och produktionen av elektrisk energi. När tillräckligt material och bakgrundsfakta var insamlat gjordes en analys av åtgärder för verksamhetsområdet. Denna analys låg sedan till grund för de åtgärdsförslag som sedan arbetades fram. Mycket av den information som hör till åtgärdsförslaget har framställts genom teoretiska beräkningar vars grundformler är av allmän kändedom inom den tekniska sektorn.

2. Teori

Energieffektivisering kan vara mycket omfattande beroende på vilken målsättning företaget har med effektiviseringen. Ledningen ombord på enskilda fartyg har olika sätt och tankegångar än vad man kanske har på systerfartyget. Energieffektivisering handlar om att man på respektive fartyg söker lämpligaste åtgärder för energibesparing. För att få de mest energieffektiva lösningar inom ett rederi bör man upprätta ett energiledningssystem redan från den administrativa sidan. Man har en plan för hur man skall genomgå en långsiktig energieffektivisering inom rederiets flotta.

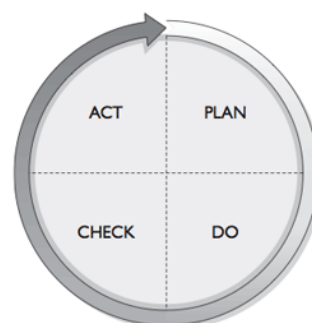
2.1 Energiledningssystem

Med en mer medveten planering, bättre drift och underhållsplanering och rutiner för inköp och projektering kan man radikalt minska energiförbrukningen.

I ett energiledningssystem arbetar man enligt en cyklisk process, figur 1.

PDCA – Plan, Do, Check, Act. (Energimyndigheten, 2004 a). Man beskriver processens innehåll på följande sätt:

- ✚ **Plan** (*planera*). Sätta upp mål för de förändringar som skall genomföras och planera metoden för själva genomförandet.
- ✚ **Do** (*genomföra*). Påbörja förändringsprocessen, Inför mätningar och eventuella utbildningar.
- ✚ **Check** (*kontrollera*). Utvärdera mätningar och förändringar och analyserar resultatet.
- ✚ **Act** (*agera*). Besluta om nya förändringar, som sedan övergår i planeringsfasen. (Karlöf, 2008).



Figur 1. P.D.C.A.-hjulet (Karlöf, 2008)

2.1.1 Energipolicy

I ett energiledningssystem är det viktigt att man har en policy där man anger riktlinjerna för fartygets energianvändning. Energipolicyn skall definiera energiledningssystemets storlek och ambitioner. Den kan även vara en del av rederiets miljöpolicy. Energipolicyn skall följa relevant lagstiftning samt åtagande om ständig förbättring och sätta mål för verksamheten. (Energimyndigheten, 2004 a).






2.1.2 Energiundersökning

Då man påbörjar organiseringen av fartygets energiledningssystem bör man först kartlägga energiaspekterna. Det skall omfatta fartygets tidigare och nuvarande energianvändning. I kartläggningen för fartyg gör man uppföljning av bränsleförbrukningen och den totala energianvändningen. Genom beräkningar får man då en uppfattning av kostnaden per förbrukad kilowattimme, kWh. Man bör göra uppföljningen under en längre tidsperiod och sedan använda sig av ett medelvärde. Anledningen är den att väderförhållanden varierar och olika driftsätt påverkar energiförbrukningen, likaså den mänskliga faktorn. Då kartläggningen av energiaspekterna är klara och man börjar analysera, ser man självklara fall där det går att energieffektivisera. Det är dessa fall som är byggstenarna i energiledningssystemet.

2.1.3 *Energimål*

För att uppnå ett ständigt effektiviserande av sin anläggning behöver man ett energimål. Energimålet skall vara kopplat till energipolicyn och vara utmanande och motivera den egna organisationen till ständiga förbättringar. Målen med energieffektivisering skall vara ambitiösa men man skall inte ställa ribban för högt. Energimålen skall dokumenteras och ha bestämda tider för start och slut. Fem till tio aktiva mål är lämpligt för ett fartyg. (Energimyndigheten, 2004 a). Man lägger upp målen efter en övergripande kartläggning gjorts. Målen bör byggas på SMART-principen och uppdateras kontinuerligt (Energimyndigheten, 2010).

SMARTa mål är:

-  Specifika mål.
-  Mätbara mål.
-  Accepterade mål.
-  Realistiska mål.
-  Tidsatta mål.

2.1.4 *Handlingsplan*

Handlingsplanen uppdateras i samband med målsättningarna och skall om möjligt integreras i organisationens existerande ledningssystem, t.ex. genom att inkludera den i miljöprogram, investeringsplaner, budgetar m.m. Handlingsplanen skall utformas så att den anger de mål som företaget lagt upp för energieffektivisering. Den anger också ansvarsfördelningen vid varje projekt. I handlingsplanen skall även finnas dokumenterat vilka resurser som krävs samt vilken tidsplan som gäller. (Energimyndigheten, 2004 a).

Handlingsplanen kan innehålla:

- ✚ Utbildning.
- ✚ Energianalyser av ett verksamhetsområde.
- ✚ Analyser av åtgärdsförslag.
- ✚ Byte av energibärare.
- ✚ Byte av utrustning.
- ✚ Införande av effektiva styr och reglersystem.
- ✚ Införande av effektivare rutiner.

2.1.5 Rutiner

För att uppnå stadig energieffektivisering skall man sätta upp rutiner för drift och underhåll. På fartyg har man oftast ett elektroniskt inköp och underhållssystem. I samband med inköp och projektering upprättas rutiner för att uppfylla de satta energimålen och policyn. Man upprättar rutiner för hur energianvändningen skall beaktas vid inköp. Kriterierna kan vara att den mest energieffektiva produkten skall väljas, men med hänsyn till produktkvalitet, livslängd och återbetalningstid. Vid projektering är det viktigt att energieffektiviseringen kommer in i ett tidigt skede. Då kan man jämföra olika produktlösningar och de största energibesparingarna. (Energimyndigheten, 2004 a).

2.1.6 Anläggningsbeskrivning

Vid kartläggning och analys av en anläggning eller ett verksamhetsområde skall en beskrivning av systemet tydliggöras. Beskrivningen definierar systemgränser och fungerar som utgångsinformation. Lämpligast är att samla och presentera informationen som ett blockdiagram. Blockschemat skall sammanfattas så att det ger en geografisk bild av systemanläggningen. Att notera energimängder eller produktionsnivåer i blockshemat är inte nödvändigt. (Energimyndigheten, 2004 b). I fartygssammanhang där ritningar finns att tillgå kan man mycket väl använda kopior av dessa som utgångsinformation.

2.1.7 Kartläggning

Den viktigaste delen inom energieffektivisering är kartläggning av anläggningen eller verksamhetsområdet. Med kartläggning får man en överblick av den utrustning som förbrukar mest energi och kan på så sätt prioritera dessa som nödvändigaste åtgärder. Har man möjlighet skall man basera kartläggningen på de uppgifter man redan har, som t.ex. energianvändning, rapporter, bränsleförbrukning och drifttimmar m.m. Med dessa uppgifter kan man sedan komplettera med beräkningar och mätningar.

(Energimyndigheten, 2004 b). De viktigaste punkterna vid energikartläggningen är uppgifter om:

- ✚ Total energiförbrukning
- ✚ Fördelning av olika energislag. (t.ex. tjockolja, diesel)
- ✚ Fördelning av förbrukar enheter. (t.ex. belysning, ventilation)
- ✚ Identifiering av utrustning med betydande energiförbrukning (t.ex. enskilda pumpar, fläktar, kompressorer, separatorer). (Klingspor, 2007).

2.1.8 Utredning av åtgärder

Då kartläggning och analys av en anläggning tagit form, börjar utredningen av åtgärderna. Arbetet med att förbättra anläggningen ur energisynpunkt skall genomföras både på kort som på lång sikt och i valet av åtgärder skall detta finnas med som en grund. Val av åtgärder beror på företagets syfte med energieffektiviseringen, det kan vara att minska företagets negativa miljöpåverkan, men oftast är det mest påtagliga intresset identifieringen av ekonomiskt intressanta åtgärder. Effektiviseringsåtgärder är konkreta förändringar i fartygens energiförbrukare, vilket leder till effektivisering av fartygens energi eller elanvändning. (Energimyndigheten, 2004 b).

2.1.9 Hinder mot energieffektivisering

Forskning pekar på att företag inte utnyttjar alla kostnadseffektiva lösningar som finns att tillgå. Man talar om *energy efficiency gap*. Gapet är en skillnad mellan faktiskt genomförda energibesparingar och den teoretiskt beräknade potential som finns för energieffektivisering. Orsaken till skillnaden mellan teoretiska besparingar och faktiska besparingar är förekomsten av olika hinder (*tabell 1*) mot energieffektivisering. (Energimyndigheten, 2010).

Tabell 1: Teoretiska hinder mot energieffektivisering

(Sorell, 2000)

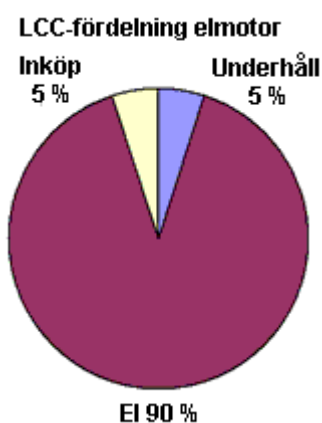
Teoretiska hinder	Hinder	Beskrivning
Ekonomiska icke marknadsmisslyckanden.	Heterogenitet	Generellt kostnadseffektiva åtgärder, men som kanske inte passar alla.
	Dolda kostnader	Ekonomiska analyser inkluderar inte alla kostnader relaterade till en teknikinvestering.
	Tillgång på kapital	Bristande tillgång på kapital kan vara ett hinder för investeringar i energieffektiv teknik.
	Risk	Korta payoff krav för energieffektiva investeringar kan ha sitt ursprung i en naturlig riskaversion.
Ekonomiska marknadsmisslyckanden	Imperfekt information	Brist på information kan leda till att kostnadseffektiva investeringar förbises
	Skilda incitament	Om den ansvarige för ett område inte ansvarar för energikostnaden, finns det risk att energieffektivitet förbises
	Ogynnsamma val	Innebär att energikostnaden riskerar att förbises på grund av transaktionskostnader
	Relationen mellan chef och underställd	Hård styrning av högre uppställda personer kan leda till att energieffektiviseringen förbises

Tabell 1: Teoretiska hinder mot energieffektivisering*(Sorell, 2000)*

Teoretiska hinder	Hinder	Beskrivning
Beteendeteoretiska	Begränsad rationalitet	Man fattar beslut som kanske inte är riktigt välgenomtänkta
	Typ av information	Effektiv information måste vara specifik om den skall göra någon nytta
	Trovärdighet och förtroende	Trovärdighet och förtroende för informationskällan är viktig om en energieffektiv teknik skall implementeras
	Tröghet	Individer som är ”motståndare” till förändringar riskerar att minska möjligheterna för energieffektivisering
Organisationsteoretiska	Värderingar	Individer med omotiverade miljövärderingar kan vara ett hinder
	Makt	Om energiledning har låg status i ledningen kan detta leda till att energifrågor ej prioriteras

2.2 Effektivisering av elmotordrifter

Det finns goda förutsättningar för effektiv energibesparing på fartyg. I en elmotorinstallation utgör underhåll och installation 10 % av den totala livscykelkostnaden, medans energiförbrukningen utgör 90 % av LCC¹, (figur 2). (ABB, 2011). Trots detta är det ofta inköpspriset som styr valet av elmotor. Felaktiga prioriteringar görs vid investeringar genom låga inköpskostnader som leder till stora förluster på lång sikt. Att investera i elmotorer med högre verkningsgrad är på längre sikt energieffektivt, men man bör även undersöka alternativen för driftsättet av motorerna (ABB, 2011). På fartyg i befintlig trafik styrs många elmotorer med direkt on-off reglering. Överdimensionerade motorer och pumpar leder till högre energiförbrukning och större slitage



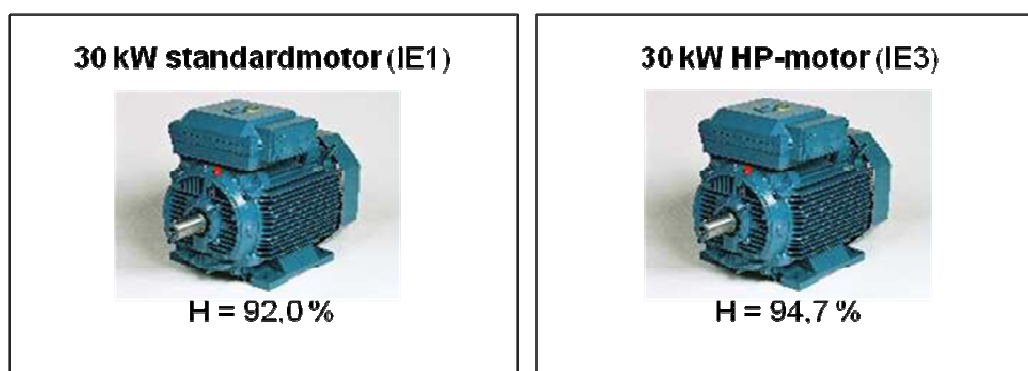
Figur 2. Livscykelkostnad för en typisk elmotor (ABB, 2011).

¹ LCC Life Cycle Cost,

Summan av investeringskostnaderna för en utrustning med beräknat nuvärde av energi och underhållskostnader under utrustningen hela livslängd. (EFF, 2009).

2.2.1 Elmotorer

Sedan år 2008 delas elmotorer in i verkningsgradsklasserna IE1, IE2 och IE3. Elmotorer med märkningen IE3 har den bästa verkningsgraden. År 2009 införde EU ett eko-design krav vilket innehåller en rad olika krav på motorer som säljs eller installeras. Fr.o.m. den 16 Juni 2011 skall alla elmotorer som installeras uppfylla verkningsgradsklassen IE2. Från den 1 Januari 2015, skall elmotorer med märkeffekt 7,5-350 kW uppfylla verkningsgradsklassen IE3 eller IE2, vid den sistnämnda skall den då förses med varvtalsreglering t.ex. frekvensomvandlare. Från och med den 1 Januari 2017 skall även elmotorer från 0,75-350 kW uppfylla samma krav som 7,5-350 kW motorer. (ABB, 2011). Man räknar med att högeffektiva elmotorer har upp till 10 % lägre energiförbrukning än motsvarande lågeffektiva elmotorer. Högeffektiva elmotorer är i regel 10-30% dyrare i inköp, men bättre material och större materialmängd leder till lägre temperaturer i lindningar och lager, vilket ger motorer med högre verkningsgrad längre livslängd och minskat servicebehov. (Klingspor, 2007).



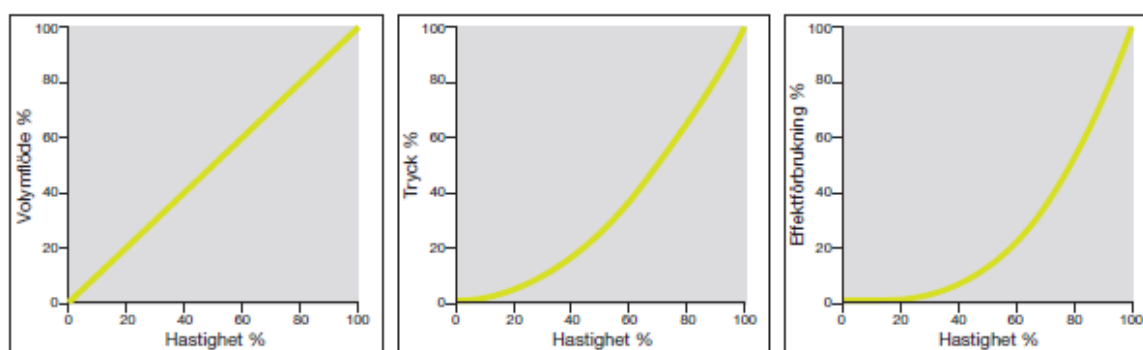
Figur 3.

*En ökning med 2,7% verkningsgrad ger en effektbesparing på 6600 kWh / år.
(Norberg, 2011).*

2.2.2 Varvtalsreglering vid elmotordrifter

Ofta i fartygssystem är motorerna direktkopplade mot nätet och går med fulla varvtal hela tiden då de är i drift. För att kontrollera flödet i ett system reglerar man genomströmningen med att strypa på ventiler eller spjäll. Detta medför direkta effektförluster, som i sin tur leder till energiförluster. Genom att varvtalsreglera elmotorer och optimera driften för ändamålet kan man göra stora energibesparingar. (Emotron, 2011). De flesta motorer för pumpar och fläktar är induktions- eller asynkronmotorer. Dessa är relativt billiga i pris och har låga underhållskostnader samt hög tillförlitlighet.

Genom beräkningar med affinitetslagarna, (*figur 4*) kan man beskriva förhållandet mellan olika variabler som genomströmning, tryck, axelvarvtal och strömförbrukning. Affinitetslagarna gäller för axial- som radialfläktar och pumpar. Vad som gäller för affinitetslagarna är att volymflödet är direkt proportionellt med hastigheten, medans trycket är proportionellt med hastigheten i kvadrat. Inom energieffektivisering där man är intresserad av att minska effektförbrukningen, beskriver affinitetslagen att effektförbrukningen är proportionell med hastigheten i tredje potens. M.a.o. En pump som går med 75% hastighet ger 75% volymflöde men endast 42% effektförbrukning krävs för just 75 % volymflöde. Genom att begränsa volymflödet till 50% reducerar man effektförbrukningen till 12,5%. (Ristimäki, 2008).



Figur. 4

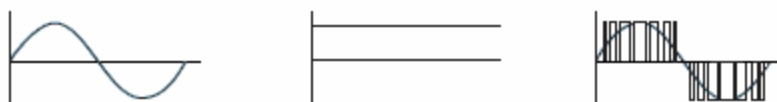
Affinitetslagarna beskriver förhållandet mellan hastigheten och andra variabler som flöde, tryck och effektförbrukning. (Ristimäki, 2008).

2.3 Frekvensomvandlare

I det här avsnittet kommer jag att behandla frekvensomvandlaren, *VFD (Variable Frequency Drive)* och dess uppbyggnad. Anledningen till att jag tar upp just frekvensomvandlaren på djupet, är den att VFD är den mest optimala apparaturen för varvtalsreglering inom elmotortekniken (ABB, 2011). För att förstå dess verkliga verksamhetsområde och möjligheter bör man känna till dess uppbyggnad.

Trots att utvecklingen inom mikroprocessorer och halvledarkomponenter har rusat under de senaste 50 åren, har principen för VFD inte förändrats.

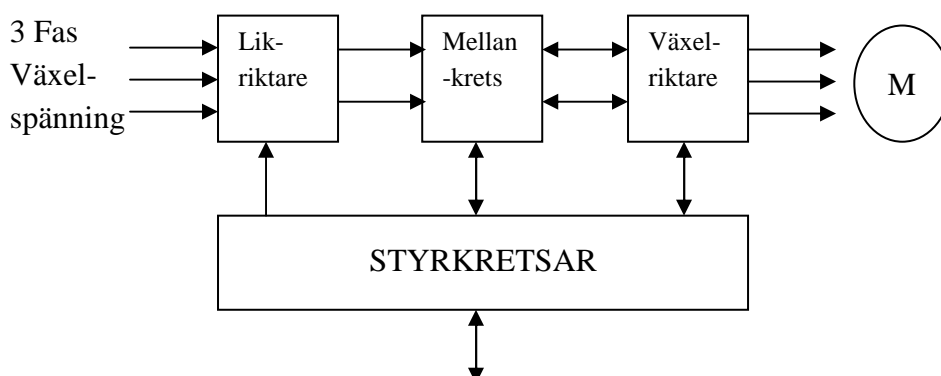
Genom att omvandla den ingående sinusspänningen till en likspänning och därefter återskapa sinusvågen med en önskad frekvens till växelspanning, kan man reglera varvtalet på en elmotor, (*Figur 5*), (Stenberg, 2005).



Figur 5.

Funktionsprincip av frekvensomvandlaren. (Stenberg, 2005)

Innehållet i en frekvensomvandlare delas upp i fyra komponenter (*figur 6*), **likriktare**, **mellankrets**, **växelriktare** och **styrkretsarnas elektronik**. (Drivteknik, 2011).

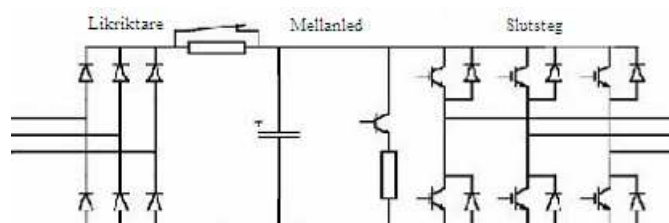


Figur 6.

Frekvensomvandlarens fyra komponenter i kraftdelen. Likriktare, mellankrets, växelriktare och styrkretsar (Drivteknik, 2011).

2.3.1 Frekvensomvandlarens kraftdel

Kraftenheten i frekvensomvandlaren (*figur 7*) består av en likriktarbrygga vid inkommande faser. Nätspänningen likriktas och glättas² över en eller flera kondensatorer. Likspänningen som uppstår är något högre än matningsspänningens effektivvärde, 565VDC vid 3 fas 400VAC. Ett motstånd med en intern kontaktor monteras i serie med kondensatorn för att begränsa inkopplingsströmmen över den, kontaktorn kortsluter motståndet när spänningen över kondensatorn når en viss nivå. Belastningen över nätet reduceras vid inkoppling och ökar kondensatorns livslängd. För att ta hand om regenerativ effekt sitter en IGBT (*Insulated Gate Bipolar Transistor*) i serie med ett motstånd. I den utgående delen av kraftenheten sitter sex stycken omväxlande låg eller hög-ohmiga switchtransistorer seriekopplade i par, dessa ger genom reglerad till och från tid önskad fasspänning och frekvens till motorn. För att begränsa spänningen över transistorerna vid frångång sitter en frihjulsdiod kopplad parallellt över transistorerna, dessa fungerar även som strömåterledare vid inbromsning av en last med stort kraftmoment. (Ferm & Andersson, 2007).



Figur 7.

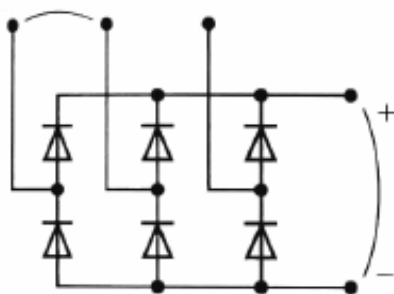
Kraftenheten i en frekvensomvandlare. (Ferm & Andersson, 2007)

² **Glättning.** Eliminering av ojämnheter som uppstår vid likriktad växelström

2.3.2 Frekvensomvandlarens likriktare

Med likriktning menas en omvandling av en växelspanning till en likspanning. Likriktaren kan se annorlunda ut beroende på vilken funktion man vill uppnå, i frekvensomvandlare är likriktaren uppbyggd av antingen enbart dioder, thyristorer eller med en kombination av båda dessa halvledarkomponenter (Drivteknik, 2011).

Likriktare med enbart dioder som strömriktarkomponenter kallas **ostyrda** likriktare. Dioden har den egenskapen att den fungerar som ventil för elektrisk ström, strömmen kan endast flyta i en riktning. (Johansson & Lindell, 1985). En ostyrd trefas likriktare ser ut enligt (*figur 8*), och fungerar så att varje diod leder ström under en tredjedel av periodtiden, d.v.s. 120 grader. Kopplingen kallas trefas helvågsbrygga, och kan bestå av två stycken

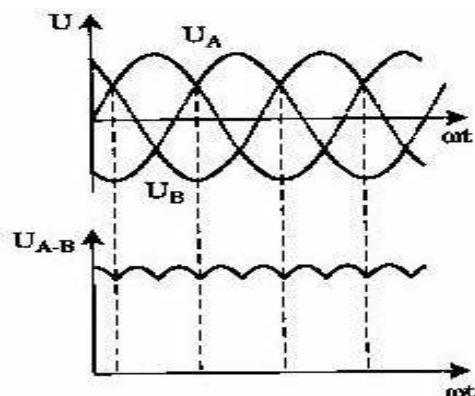


trepulskopplingar, varav den ena arbetar på den positiva sidan och den andra på den negativa sidan av trefasperioderna. De övre dioderna i *figur 8* släpper igenom de positiva halvperioderna. Pluspolen kommer då att få likvärdig spänning som den fas, vid samma tidpunkt, har den högsta positiva spänningen. På samma sätt kommer minuspolen att få samma spänning, som den fas med lägst negativa spänning, då den nedre diodgruppen släpper fram de negativa halvperioderna. (Ferm & Andersson, 2007).

Figur 8.

Sexpulslirikriktare (Karlstads universitet, 2003).

Utspänningen från en ostyrd likriktare (*figur 9*) är spänningsdifferensen mellan +/- anslutningarna. Denna utspänning har medelvärdet $1,35 \times$ nätspänningen. (Drivteknik, 2011).



Figur 9. En ostyrd likriktares utspänning (Ferm & Andersson, 2007).

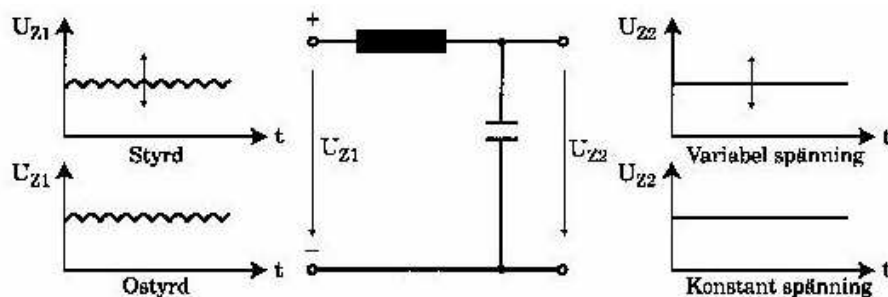
Då man byter ut dioderna mot thyristorer, kallas likriktaren för **helstyrd likriktare**. Liksom dioden leder thyristorn ström från anoden till katoden, men endast då den fått styrsignal på gate ingången. Då thyristorn fått styrsignal leder den ström så länge som spänningen över den är mer än noll. Styrsignalen är en tidsförskjutning omräknat till grader där gradantalet motsvarar förskjutningen mellan spänningens nollgenomgång och det ögonblick thyristorn börjar leda. Thyristorbryggan kommer antingen att fungera som likriktare eller växelriktare beroende på vilket värde styrsignalen har. Då värdet är mellan 0 och 90 grader har kopplingen likriktarverkan, och på motsvarande sätt mellan 90 och 300 grader växelriktarverkan. Helstyrda likriktare har liknande funktion som ostyrda likriktare, men i de helstyrda likriktarna är thyristorena styrda till att börja leda ström mellan 0-30 grader efter växelspänningens nollgenomgång. Med hjälp av styrsignalen kan likriktarens utspänning styras. Medelvärdet på likspänningen är $1,35 \times \cos \alpha$. (Ferm & Andersson, 2007).

2.3.5 Frekvensomvandlarens mellankrets

Likriktarens mellankrets kan ses som ett förråd där motorn hämtar sin energi. Beroende på vilken typ av likriktare och växelriktare den skall arbeta med är mellankretsen uppbyggd enligt tre olika principer.

- ✚ En typ som omformar likriktarspänningen till likström.
- ✚ En typ som stabiliserar eller glättar den pulserande likspänningen och sänder den vidare till växelriktaren.
- ✚ En typ som omformar den konstanta likspänningen från likriktaren till variabel spänning.

Vid kopplingar med helstyrda likriktare används en mellankrets som består av en mycket stor spole. Spolen omformar likspänningen som är variabel från likriktaren till variabel likström. Belastningen bestämmer sedan hur hög spänning som tillförs motorn. Detta används vid strömstyrda växelriktare. I spänningstyrda växelriktare består mellandelen av ett filter som innehåller en kondensator och en spole. Filtret glättar den pulserande likspänningen som likriktaren levererar, (figur 11). Spänningen hålls konstant vid en given frekvens om likriktaren är helstyrd, den tillförs då växelriktaren som en ren likspänning vars värde kan varieras. Denna typ av mellankrets kan kombineras med båda likriktartyperna. (Drivteknik, 2011).

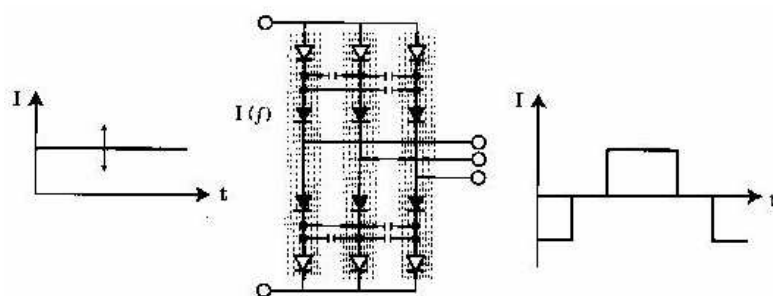


Figur 11. Mellankrets med konstant likspänning (Drivteknik, 2011).

2.3.6 Frekvensomvandlarens växelriktare

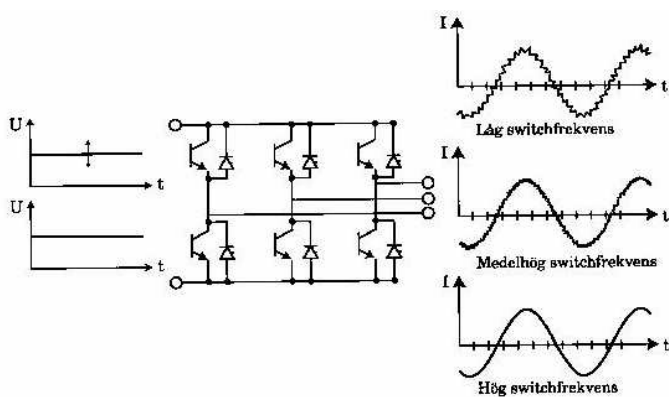
Sista steget i frekvensomvandlaren före inkoppling till motorn är växelriktaren. I växelriktaren anpassas utspänningen så den tillgodoser motorns krav. Växelriktaren är konstruerad på lite olika sätt, beroende på om det kommer variabel likström, variabel spänning eller konstant likspänning från mellankretsen. Funktionen är dock detsamma, att förse motorn med variabel växelspänning. Växelriktaren är uppbyggd av styrda halvledare kopplade i par, i tre grenar. Tidigare användes thyristorer som komponenter i växelriktare, men då dessa är svåra och långsamma att styra mellan till- och frånslag har man övergått till transistorer. T.ex. bipolär (LTR), unipolär (MOS) eller Insulated Gate Bipolar Transistor (IGBT). Fördelen med transistorer är att switchfrekvensen ökas från 2 kHz som den är i thyristorer till 20 kHz som det är i vissa transistorer. Man kan då höja switchfrekvensen i växelriktaren till 20 kHz från tidigare 300 Hz. (Ferm & Andersson, 2007).

Växelriktare med variabel likström som matningsström innehåller sex dioder, sex thyristorer och sex stycken kondensatorer (*figur 12*). Dessa komponenter styrs av styrkretsen. Eftersom strömmen redan är variabel i detta läge är det endast frekvensen som behöver skapas. I motorns faslindningar uppstår det ett mönster av likströmpulser som är förskjutna 120 grader, dessa pulser skapas genom till- och frånslag av thyristorerna, som i sin tur tänds och släcks genom kondensatorerna. När matningsspänning periodiskt läggs över motorns anslutningar uppstår ett roterande fält med önskad frekvens i statorn. På detta sätt leder det till att motorströmmarna blir nästintill fyrkantiga och motorspänningarna sinusformade. Diodernas uppgift är att spärra mellan kondensatorerna och motorns belastningsström. (Drivteknik, 2011).



Figur 12. Växelriktare för mellankrets med variabel ström (Drivteknik, 2011).

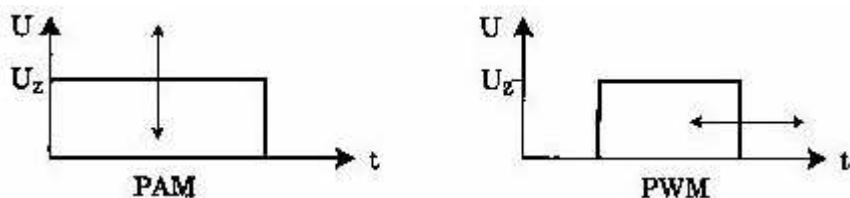
I (figur 13) kan man se konstruktionen av en växelriktare med sex stycken halvledarkomponenter. Dessa har principiellt samma funktion som med övriga komponenter. Styrkretsarna kopplar in och ur halvledarna enligt någon av flera möjliga principer varvid frekvensen i frekvensomvandlaren varieras. Detta kallas för modulering. Då variabel ström eller spänning kommer från mellankretsen, behöver endast frekvensen skapas. Detta skapar man genom att upprepa intervaller då de enskilda halvledarna leder eller spärrar. Då man använder sig av en spänningsstyrd oscillator kommer frekvensen hela tiden att följa spänningens amplitud. Denna metod kallas för pulsamplitudmodulering. (Ferm & Andersson, 2007).



Figur 13.

Växelriktare för mellankrets med variabel eller konstant spänning (Ferm & Andersson, 2007).

I det fall då man har konstant spänning från mellankretsen måste både variabel frekvens och spänning skapas. Det gör man genom att styra tidsintervallet då mellankretsens spänning är kopplad till motorlindningarna. Genom att växla spänningspulserna längs tidsaxeln, positiva under den ena halvperioden och negativa under den andra, får man den variabla frekvensen. Detta sätt kallas för pulsbreddsmodulering och kan illustreras i (figur 14). (Ferm & Andersson, 2007).

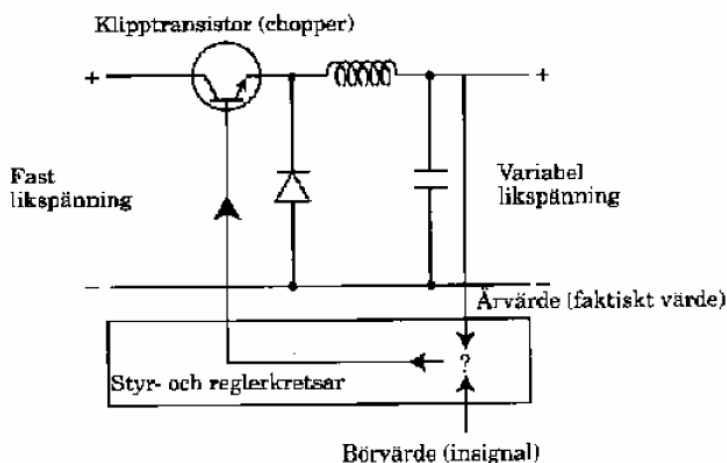


Figur 14. PAM, Puls Amplitud Modulering.

PWM, Puls Bredd Modulering (Pulse Width Modulation) (Ferm & Andersson, 2007).

2.3.7 Pulsamplitudmodulering

Som jag tidigare beskrivit handlar pulsamplitudmodulering (PAM) om att växla spänningspulserna längs tidsaxeln, då det är variabel utspänning från mellankretsen. Utspänningens amplitud³ från kraftdelen bestäms på flera sätt beroende på vilken likriktare som är installerad. Då ostyrda likriktare är monterade bestämmer mellankretsens klipptransistor (*chopper*) amplituden (*figur 15*), och vid styrda likriktare bestäms amplituden direkt. I mellankretsar med klipptransistor är det styr och reglerkretsar som styr choppers till och frånslag. Den upmätta spänningen över kondensatorn bestämmer tiden då klipptransistorn skall leda respektive spärra. Spolen och kondensatorn fungerar som ett filter vars funktion är att jämna ut spänningsvariationer. (Ferm & Andersson, 2007).

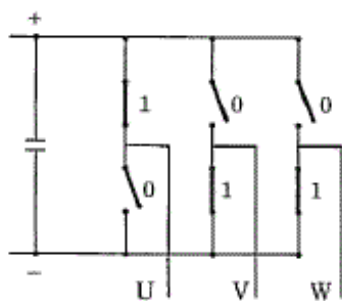


Figur 15. Spänningsreglering med mellankretschopper (Ferm & Andersson, 2007).

³ **Amplitud.** Ett icke skalärt mått på höjden av en oscillerande våg.

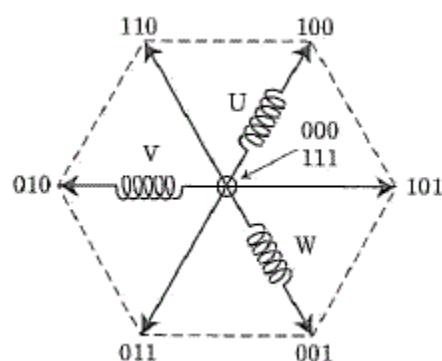
2.3.8 Pulsbreddsmodulering

Den vanligaste metoden för generering av trefasspänning med motsvarande frekvens är genom pulsbreddsmodulering (PWM). Genom att slå till- och från mellankretsspänningen med effektelektronik får man i PWM tekniken en variabel utspänning genom att variera pulsbredden och frekvensen. Varje gren i en trefas PWM-växelriktare kan inneha två lägen, till eller från (*figur 16*). Detta medför att det finns 8 stycken kombinationer och då även 8 stycken spänningsvektorer på utgången av växelriktaren. En illustration av hur vektorerna spänns upp kan ses i (*figur 17*). Vektorerna är 100, 110, 010, 011, 001, 101 samt nollvektorer 000 och 111. Nollvektorerna har samma potential, antingen på mellankretsens pluspotential eller minuspotential och på växelriktarens tre utgångar, de kan därmed ses som samma vektor. För motorn ger detta i stort sett liknande effekt som vid en kortslutning av dess anslutningar. D.v.s. spänningarna som läggs på motorlindningarna blir 0 Volt. (Drivteknik, 2011).



Figur 16.

Varje gren i en trefas PWM-växelriktare kan inneha två lägen, till eller från. (Drivteknik, 2011).



Figur 17

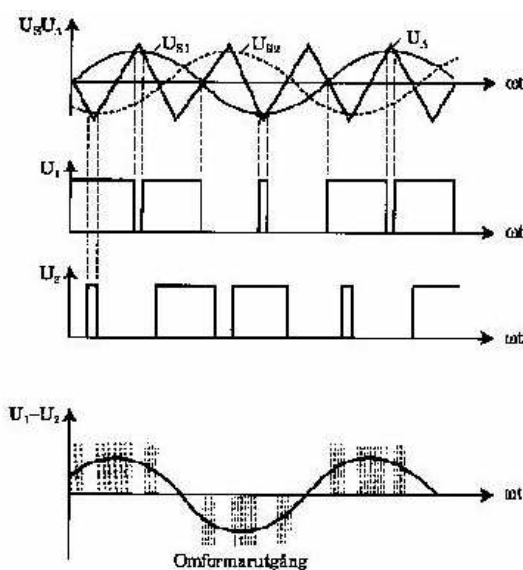
PWM växelriktarens spänningsvektorer (Drivteknik 2011).

2.3.9 Sinusstyrd pulsbreddsmodulering

Då man har en sinusstyrd PWM (*figur 18*) använder man sig av en referensspänning som är sinusformad för växelriktarens olika utgångar. Längden på perioden hos sinusspänningen motsvarar en önskad grundfrekvens hos utspänningen. Man jämför de tre olika referensspänningarna med en trekantsspänning, för sedan att bestämma när de olika halvledarna skall slå till eller ifrån. Styrkortet detekterar sedan skärningspunkterna mellan sinusreferensen och trekantsspänningen. Utgångspulsen växlar sedan från negativ till positiv om trekantsspänningen är högre än sinusspänningen, och vice versa. Utspänningen bygger på en funktion av förhållandet i tillslagstid respektive frånslaget läge. Genom att ändra på tiden varierar utspänningen. Amplituden hos den positiva och den negativa spänningspulsen är halva mellankretsspänningen. (Drivteknik, 2011).

Vid låga statorfrekvenser kan problem förekomma eftersom periodtiden blir lång och därmed också tiden då switcharna spärrar. Trekantsspänningens frekvens kan inte bevaras och följden blir att motorn har längre perioder då den är spänningslös. Genom att fördubbla trekantsspänningens frekvens vid låga frekvenser kan man avstyra detta problem.

Frekvensomvandlarens fasspänning på utgången är halva mellankretsspänningen dividerat med roten ur 2 som blir lika med halva nätspänningen. Huvudspänningen på frekvensomriktarens utgång är roten ur 3 gånger fasspänningen, eller 0,866 av den nominella spänningen. Detta gör att motorns märkspänning inte kan uppnås. (Ferm & Andersson, 2007).



Figur 18. Principen för sinusstyrd pulsbreddsmodulator (Ferm & Andersson, 2007)

3. Energiutredning för Finnlines

Finnlines ingår i Grimaldi Group, som är ett av världens största operatörer av RoRo⁴ fartyg, och Europas största operatör inom farleder i Europa för både passagerare och frakt. Inom Finnlines Group ingår 23 st. fartyg. Bränsleförbrukning och utsläpp av avgasemissioner är en viktig miljöaspekt inom Finnlines. (Finnlines, 2011)

3.1 Finnlines m/s Finnclipper

M/s Finnclipper är byggd i Puerta Real, Spanien 1999. Finnclipper trafikerar mellan Kapellskär, Sverige och Nådendal, Finland (Finnlines, 2011). Fartyget är utrustat med 4 st. Wärtsilä Sulzer 8ZAL40S huvudmaskiner, 23040 kW. Samt 3 st. Wärtsilä Sulzer 8S20U hjälpmotorer, 3840 kW. Den elektriska produktionen utgörs av dieselgenerator drift men även axelgeneratorer som drivs av huvudmaskinerna när fartyget är till havs (Författarens egen anmärkning).

3.2 Nulägesbeskrivning

I dagsläget finns ingen apparatur installerad för energieffektiv drift av elmotorer på Finnclipper. De flesta pump och fläktinstallationer har on/off reglering och i vissa fall tvåhastighetsreglering. Det finns 60 stycken elmotorer där vardera elmotor är ansluten till en pump, (bilaga 2) samt 107 stycken elmotorer för fläktmotordrift. Av dessa elmotordrifter består ca. 25 % av motorer med märkeffekt över 10 kW, vilket motsvarar en total märkeffekt på 1697,5 kW. De övriga elmotorerna under 10 kW motsvarar en total märkeffekt på 102,5 kW.

⁴ (RoRo) Roll on Roll off

3.3 Kartläggning av energiförbrukningen

I kartläggningen av energiförbrukningen genomfördes först en grundlig genomgång av kostnaden för energin räknat i kilowatt per timme (kWh). Fartyget producerar sin energi genom dieseldrivna generatoraggregat och genom generatorer direkt anslutna till huvudmaskinernas reduktionsväxel. För att få ett så korrekt svar som möjligt har jag beräknat verkningsgraden för bägge produktionsaggregat med ett terminsbaserat bränslepris. Den kemiska energin kommer ombord i form av olja. Energin i bränslet är det effektiva värmevärdet H_i med enheten MJ/kg, för enklare beräkningar omvandlas värmevärdet till kWh/kg och beräknar vidare med bränsleförbrukningen i kg/h, man får då den totala energiförbrukningen genom $kWh/kg \times kg = kWh$ (Alvarez, 1990). För framdrift av huvudmaskinerna använder man sig av HFO (*Heavy Fuel Oil*), oljan har en viscositet på 380 centistoke och värmevärdet 11,44 kWh/kg, dieselgeneratorerna drivs med MGO (*Marine Gas Oil*) med värmevärdet 11,78 kWh/kg. (Neste Oil Oyj, 2011).

3.3.1 Energiförluster i samband med produktion

Vid produktion av elektricitet med dieselmotorer uppstår en hel del energiförluster i form av värmeenergi genom kylvattensystem och avgaser samt strålningsenergi. Man kan genom avgaspannor och vattenvärmeväxlare ta tillvara en del av den energin för andra ändamål, men för den direkta elproduktionen krävs rörelseenergi genom roterande generatoraggregat. För att bestämma produktionskostnaden per kWh måste man subtrahera förlusterna mot den tillförda energikostnaden.

Kylvattenförluster

Genom att beräkna temperaturdifferensen på kylvattnet över dieselmotorn tillsammans med flödet under en bestämd tidsenhet kan man på så sätt bestämma energiinnehållet i kylvattnet.

Mängden energi i vatten: $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$

$m =$ *Vattnets massa*

$c =$ *Vattnets specifika värmekapacitet = 4200 KJ/kg*K*

$\Delta T =$ *Temperaturdifferensen*

$$Q_{\text{vatten}} = m \cdot 4200 \cdot \Delta T$$

(Alvarez, 1990).

Avgasförluster

Energiinnehållet i avgaserna beräknas på samma sätt som kylvattnet, med skillnaden att man istället beräknar spilluften, avgaserna och bränslet. Då det kan vara problematiskt att mäta avgasernas massa, beräknar man istället massflödet av spilluften adderat med massflödet bränsle som är det samma som massflödet avgaser.

Mängden energi i avgaser: $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$

$$m_{avgas} = m_{spolluft} + m_{bränsle}$$

$$m_{spolluft/h} = V_{spolluft/min} \cdot \rho_{spolluft} \cdot 60min$$

$$V_{spolluft/min} = P_{spolluft} \cdot \text{fyllnadsgrad} \cdot V_{cylinder} \cdot a_{cylinder} \cdot n/2$$

$$P_{spolluft} = T_0 / T \cdot \rho_0$$

$$T_0 = 273,15 \text{ K}$$

$$\rho_0 = 1,293 \cdot 10^{-3} \text{ g / cm}^3$$

$$V = \text{Volym (m}^3\text{)}$$

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

$$P = \text{Absolut tryck (bar)}$$

$$a = \text{Antal (st.)}$$

$$T = \text{Temperatur (K)} = T_{avgas} - T_{spolluft}$$

$$n = \text{Varvtal (rpm)}$$

(Alvarez, 1990)

Fyllnadsgraden är förhållandet mellan motorns insugna luftmassa och den teoretiskt beräknade luftmassan. Enligt (Alvarez, 1990) har en långsamtgående fyrtaktsmotor en approximativ fyllnadsgrad mellan 0,90 – 0,95.

$$m_{spolluft} = P_{spolluft} \cdot 0,9 \cdot V_{cyl} \cdot a_{cyl} \cdot (n/2) \cdot 60 \cdot ((273,15 / T) \cdot 1,293 \cdot 10^{-3})$$

Avgasernas ungefärliga värmekapacitet (c_p) fås enligt (Alvarez, 1990) ett värde av **1,05 kJ/kg*K**.

$$Q_{avgaser} = m_{avgaser} \cdot 1,05 \text{ kJ/kgK} \cdot \Delta T$$

3.3.2 Huvudmaskinernas verkningsgrad

Enligt mätningar utförda under Februari 2011 framkom att huvudmaskinernas bränsleförbrukning uppgår till ca 900 liter HFO per drifttimme vid 80 % belastning, vilket är maxbelastning för normaldrift. Motorn har då ett spillluftstryck på 2,3 bars övertryck med temperaturen 46°C samt medeltemperaturen på avgaserna ca. 400°C. Wärtsilä Sultzer 8ZA40S har 8 stycken cylindrar med diametern 400 mm och slaglängden 560 mm. Vid 80% belastning arbetar motorn på 510 varv / minut. Enligt tillverkaren producerar motorn som mest 720 kW per cylinder vid 100 % belastning. Som jag beskrev tidigare drivs motorerna med HFO IF 380, vilket har en densitet på 0,965 kg/L och värmeverdet 11,44 kWh/kg. Den totala energiåtgången vid 80 % belastning fås genom formeln:

$$P_{tot} = 11,44 \text{ kWh/kg} * 900 \text{ L} * 0,965 \text{ kg / L} \approx 9936 \text{ kW}$$

Den mekaniska effekten vid 80 % belastning är per huvudmaskin:

$$P_{mek} = 720 \text{ kW / cyl} * 8 \text{ cyl} * 80 \% = 4608 \text{ kW}$$

För att beräkna värmeförlusterna i kylvattnet mättes temperaturdifferensen före och efter maskinerna, varav ett medeltal på 20°C accepterades. Sjövattenflödet genom ren kylare har beräknats vid ren kylare till 406 m³/h. Temperaturdifferensen över sjövattnenkylaren är efter mätning ca. 6°C. Färskvattenflödet har beräknats till 157,7 m³/h. Mätningarna utfördes med en maskin i drift.

Ekvationen för mängden energi i vatten:

$$Q = m * 4200 \text{ kJ / (kg*K)} * \Delta T$$

$$Q = V * \rho * 4200 * \Delta T$$

För sjövatten:

$$Q_{sjö} = 406 \text{ m}^3/\text{h} * 1030 \text{ kg / m}^3 * 4200 \text{ kJ/kgK} * 6^\circ\text{C} = 1,05 * 10^{10} \text{ J}$$

$$Q_{sjö} = 1,05 * 10^{10} * 2,778 * 10^{-7} = 2927,5 \text{ kW}$$

För färskvatten:

$$Q_{färsk} = 157,7 \text{ m}^3/\text{h} * 1000 \text{ kg / m}^3 * 4200 \text{ kJ/kgK} * 20^\circ\text{C} = 1,32 * 10^{10} \text{ J}$$

$$Q_{färsk} = 1,032 * 10^{10} * 2,778 * 10^{-7} = 3681 \text{ kW}$$

$$Q_{maskin} = 2927,5 \text{ kW} \text{ försvinner med kylvattnet}$$

Energiförlusterna i avgaserna beräknas enligt formeln:

$$P_{avgas} = m_{avgas} * c_p * \Delta T$$

$$\Delta T = T_{avgas} - T_{Spolluft}$$

$$m_{avgas} = m_{spolluft} + m_{bränsle}$$

$$m_{bränsle} = V_{bränsle} * \rho_{bränsle}$$

$$m_{spolluft} = V_{spolluft} / \text{min} * 60 * \rho_{luft \text{ vid } 46^\circ C}$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = P_{spolluft} * \text{fyllnadsgraden} * V_{cyl} * a_{cyl} * n / 2$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = P_{spolluft} * 0,9 * (\pi * d^2) / 4 * h * a_{cyl} * n / 2$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = 2,3 \text{ bar} * 0,9 * ((\pi * 0,4^2) / 4) * 0,56 * 8 * (510 / 2) = 297 \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$m_{spolluft} = 297 \text{ m}^3 / \text{min} * 60 * 1,10 \text{ kg/m}^3 = 19602 \text{ kg / h}$$

$$m_{avgas} = 19602 \text{ kg/h} + 900 \text{ L/h} * 0,965 \text{ kg/m}^3 = 20470,5 \text{ kg / h}$$

$$\rho_{luft \text{ vid } 46^\circ C} = T_0 / T * \rho_0 = 273,15 \text{ K} / 319,15 \text{ K} * 1,293 * 10^{-3} = 1,10 \text{ kg / m}^3$$

$$P_{avgas} = 20470,5 \text{ kg / h} * 1,05 \text{ kJ/kgK} * (400 - 46) = 7608 \text{ MJ}$$

$$P_{avgas} = 7608 * 10^6 * 2,778 * 10^{-7} = 2114 \text{ kW} \text{ försvinner med avgaserna.}$$

Verkningsgraden för för en huvudmaskin η_x är P_x / P_{tot}

$$D_{mek} = 4608 \text{ kW} / 9936 \text{ kW} = 46,3 \%$$

$$D_{kylvatten} = 2927 \text{ kW} / 9936 \text{ kW} = 29,5 \%$$

$$D_{avgas} = 2114 \text{ kW} / 9936 \text{ kW} = 21,3 \%$$

$$D_{strål} = 288,14 \text{ kW} / 9936 \text{ kW} = 2,9 \%$$

3.3.3 Hjälpmaskinernas verkningsgrad

Finnclipper har tre stycken hjälpmaskiner anslutna till vardera generator. De drivs med marin diesel olja (MDO) vilket har en densitet på 0,857 kg/L och värmevärdet 11,78 kWh/kg (Neste Oil Oyj, 2011). Varje maskin förbrukar ca. 140 L MDO per drifttimme vid 80 % belastning, vid mätningstillfället var spilluftstrycket 2,0 bar och temperaturen 44°C. Avgastemperaturen efter cylindrarna har då en medeltemperatur på 390°C. Hjälpmotorerna som är av Wärtsilä Sultzer 8S20U, har 8 stycken cylindrar, med diametern 200 mm och slaglängden 300 mm. De arbetar med ett fast varvtal på 900 varv per minut. Normalt brukar belastningen ligga runt 520 kW generatorlast vid det tillfället, d.v.s. 40 % av 1280 kW som är maxuttag.

Den totala energiåtgången per hjälpmotor vid 40 % belastning fås enligt formeln:

$$P_{tot} = 11,78 \text{ kWh/kg} * 145 \text{ L} * 0,857 \text{ kg / L} \approx 1464 \text{ kW}$$

Den mekaniska effekten vid 40 % belastning, som är normalt per hjälpmotor:

$$P_{mek} = 160 \text{ kW/cyl} * 8 \text{ cyl} * 40\% = 512 \text{ kW}$$

På samma sätt som huvudmaskinerna mättes temperaturdifferensen på kylvattnet före och efter maskinerna. Varav ett medeltal på 5°C accepterades. Sjövattenflödet genom ren kylare har beräknats till 237 m³/h. Temperaturdifferensen över sjövattenkylaren är efter mätning ca. 2°C. Färskvattenflödet uppgår enligt tillverkarens tabell till 157,7 m³/h.

Ekvationen för mängden energi i vatten:

$$Q = m * 4200 \text{ kJ / (kg*K)} * \Delta T$$

$$Q = V * \rho * 4200 * \Delta T$$

För sjövatten:

$$Q_{sjö} = 237 \text{ m}^3/\text{h} * 1030 \text{ kg / m}^3 * 4200 \text{ kJ/kgK} * 4^\circ\text{C} = 2,05 * 10^9 \text{ J}$$

$$Q_{sjö} = 2,05 * 10^9 * 2,778 * 10^{-7} = 569,6 \text{ kW}$$

För färskvatten:

$$Q_{färsk} = 157,7 \text{ m}^3/\text{h} * 1000 \text{ kg / m}^3 * 4200 \text{ kJ/kgK} * 13^\circ\text{C} = 8,6 * 10^9 \text{ J}$$

$$Q_{färsk} = 8,6 * 10^9 * 2,778 * 10^{-7} = 2391 \text{ kW}$$

$$Q_{maskin} = 569,6 \text{ kW} \text{ försvinner med kylvattnet}$$

Energiförlusterna i avgaserna beräknas enligt formeln:

$$P_{avgas} = m_{avgas} * c_p * \Delta T$$

$$\Delta T = T_{avgas} - T_{Spolluft}$$

$$m_{avgas} = m_{spolluft} + m_{bränsle}$$

$$m_{bränsle} = V_{bränsle} * \rho_{bränsle}$$

$$m_{spolluft} = V_{spolluft} / \text{min} * 60 * \rho_{luft \text{ vid } 46^\circ C}$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = P_{spolluft} * \text{fyllnadsgraden} * V_{cyl} * a_{cyl} * n / 2$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = P_{spolluft} * 0,9 * (\pi * d^2) / 4 * h * a_{cyl} * n / 2$$

$$V_{spolluft} / \text{min} = 2,0 \text{ bar} * 0,9 * ((\pi * 0,2^2) / 4) * 0,30 * 8 * (900 / 2) = 61,1 \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$m_{spolluft} = 61,1 \text{ m}^3 / \text{min} * 60 * 1,11 \text{ kg} / \text{m}^3 = 4069,3 \text{ kg} / \text{h}$$

$$m_{avgas} = 4069,3 \text{ kg} / \text{h} + 145 \text{ L} / \text{h} * 0,857 \text{ kg} / \text{m}^3 = 3611,6 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\rho_{luft \text{ vid } 44^\circ C} = T_0 / T * \rho_0 = 273,15 \text{ K} / 317,15 \text{ K} * 1,293 * 10^{-3} = 1,11 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$P_{avgas} = 3611,6 \text{ kg} / \text{h} * 1,05 \text{ kJ} / \text{kgK} * (390 - 44) = 1312,1 \text{ MJ}$$

$$P_{avgas} = 1312,1 * 10^6 * 2,778 * 10^{-7} = 364,5 \text{ kW} \text{ försvinner med avgaserna.}$$

Verkningsgraden för för en hjälpmotor η_x är P_x / P_{tot}

$$D_{mek} = 512 \text{ kW} / 1464 \text{ kW} = 35 \%$$

$$D_{kylvatten} = 569,6 \text{ kW} / 1464 \text{ kW} = 38,9 \%$$

$$D_{avgas} = 364,5 \text{ kW} / 1464 \text{ kW} = 24,8 \%$$

$$D_{strål} = 19 \text{ kW} / 1464 \text{ kW} = 1,3 \%$$

3.3.4 *Kostnaden per energienhet*

När den mekaniska verkningsgraden nu är känd för de två energiproducenterna, kan man genom nedanstående beräkningar visa den faktiska kostnaden per förbrukad kilowattimme. Beräkningarna bygger ett dygns resa där hjälpmaskinerna står för elproduktionen under 10 timmar per dygn och axelgeneratorerna för resterande 14 timmar (*bilaga 3 & 4*). Kostnaden för underhåll tas inte med i beräkningarna, då det förefaller restriktioner om dess offentlighet.

Den 23 Februari 2011 kom uppgifter från Neste Oil Oyj om fartygets bränsle kostnader.

HFO 380.	472,85 € / Ton
MGO	660,50 € / Ton

Energipris Axelgenerator:

I kapitel 3.3.2 är den mekaniska verkningsgraden på en huvudmaskin beräknad till 46,3 %. Jag antar att axelgeneratorn, som är direkt kopplad på reduktionsväxeln, har verkningsgraden 95 %. Då bränslets energivärde är 11,44 kWh/kg och kostnaden för 1000 kg HFO är 472,85 € får man följande pris per kilowattimme.

$$11,44 \text{ kWh/kg} * 0,463 = 5,296 \text{ kWh/kg}$$

$$5,296 \text{ kWh/kg} * 0,95 = 5,031 \text{ kWh/kg}$$

$$472,85 \text{ €} / 1000 \text{ kg} = 0,47285 \text{ €} / \text{kg}$$

$$0,47285 \text{ €} / \text{kg} / 5,031 \text{ kWh/kg} = 0,09398 \text{ €} / \text{kWh}$$

<i>Kostnaden per energienhet = 0,094 € / kWh</i>

I kapitel 3.3.3 har verkningsgraden på en hjälpmaskin beräknats till 35 %. Liksom axelgeneratoren antar jag även här att generatoren som är direkt kopplad till dieselmotorn har verkningsgraden 95 %. Bränslets energivärde är 11,78 kWh/kg och kostnaden för 1000 kg MGO 660,50 €.

Energipris Dieselgenerator:

$$11,78 \text{ kWh/kg} * 0,35 = 4,123 \text{ kWh/kg}$$

$$4,123 \text{ kWh/kg} * 0,95 = 3,9168 \text{ kWh/kg}$$

$$660,50 \text{ €} / 1000 \text{ kg} = 0,6605 \text{ €} / \text{kg}$$

$$0,6605 \text{ €} / \text{kg} / 3,916 \text{ kWh/kg} = 0,1686 \text{ €} / \text{kWh}$$

$\text{Kostnaden per energienhet} = 0,17 \text{ €} / \text{kWh}$
--

3.4 Kartläggning av verksamhetsområdet

Som verksamhetsområde har jag valt att mera ingående undersöka hur man kan energieffektivisera driften av sjövattpumparna för huvudmaskinerna och hjälpmaskinerna. Anledningen att jag valt just detta område för energieffektivisering är att jag efter egen erfarenhet vet att dessa motorer har stor potential för reducering av energiförbrukningen.

Sjövattpumparna har som funktion att cirkulera sjövattnet genom en plattvärmväxlare vars uppgift är att överföra värmeenergi från motorns färskvattensystem. På Finnclipper finns tre stycken kylsystem, två för huvudmaskinerna och ett för hjälpmaskinerna. Varje system består av två stycken sjövattpumpar varav en är i drift medan den andra står i standby. För huvudmaskinerna är sjövattpumpen endast i drift då maskinerna är igång. Sjövattpumpen för hjälpmaskinerna är i drift dygnet runt.

3.4.1 Huvudmaskinernas sjövattpumpar

Under normala väderförhållanden använder man allt som oftast två av de fyra huvudmaskinerna för en rundresa mellan Sverige och Finland. Det betyder att maskinerna går ca 34 timmar totalt per dygn, vid en belastning på 80 %. Varje maskin avger enligt beräkningarna i kapitel 3.3.2 värmeenergi motsvarande 2927,5 kW vid 80 % belastning. Under ett dygn ger detta $34 \text{ h} * 2927,5 \text{ kW} = 99535 \text{ kWh}$.

Vid drift med två maskiner och belastningen 80 % skall 5855 kW kylas.

För att beräkna vilket flöde som krävs för att behålla den önskade temperaturen på kylvattnet, måste man först räkna temperaturdifferensen ΔT över sjövattnenkylaren.

$$\Delta T_{\text{sjö}} = Q_{\text{kylas}} / (c_p * m)$$

$\Delta T_{\text{sjö}}$ = Temperaturdifferensen över kylaren

Q_{kylas} = Energimängden som skall kylas (J)

c_p = Specifika värmekapaciteten kJ / (kg * K)

m = massan = Volymen (V) * Densiteten (ρ)

$$\Delta T_{\text{sjö}} = (5855 \text{ kW} * 3,6 * 10^3) / (4,18 * 440 * 1030) = 11,12 \text{ °C}$$

Enligt varvet Astilleros Puerta Real är systemet konstruerat för max sjövatten temperatur på 30°C, vilket jag använt som max temperatur i mina beräkningar.

Sjövatten temperaturen efter kylaren beräknas enligt följande:

$$T_{\text{efter kylare}} = T_{\text{max}} + \Delta T$$

$$T_{\text{efter}} = 30^{\circ} + 11,12^{\circ}\text{C} = 41,12^{\circ}\text{C}$$

För att beräkna vilket flöde som krävs för kylning vid olika sjövatten temperaturer beräknar man enligt formeln :

$$V_{\text{flöde}} = (Q_{\text{kylas}} * 3,6 * 10^3) / (c_p * \rho * (T_{\text{efter}} - X_{\text{sjö}}))$$

$$V_{\text{flöde}} = (5855 \text{ kW} * 3,6 * 10^3) / (4,18 * 1030 * (41,12^{\circ}\text{C} - X_{\text{sjö}}))$$

I *tabell 2* visas uträknade flöden som krävs vid olika sjövattemperaturer ($X_{\text{sjö}}$), då man kör 2 maskiner med 80 % belastning på ett sjövattemsystem. Flödet halveras då man beräknar på endast en maskin. Jag har räknat med ett medelvärde på 10°C.

Tabell 2

$X_{\text{sjö}} \text{ }^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{flöde}} \text{ m}^3/\text{h}$	% av max flöde
0	117	26,6%
5	134	30,5%
10	155	35,2%
15	185	42%
20	230	52,3%
25	302	68,6%
30	440	100%

Medeltemperaturen i Östersjön är ca. 10°C (Statens miljöförvaltning, 2001). Det betyder att endast ett flöde på 155 m³/h (mot maxflöde 440 m³/h) krävs för att kyla bort 5740 kW vilket två maskiner producerar som överloppsvärme vid 80 % belastning.

Enligt affinitetslagarna som jag beskrev i kapitel 2.2.3 är volymflödet direkt proportionellt med varvtalet. Det betyder att reducerar man varvtalet med 65 %, reduceras flödet med 65%. Enligt beräkningarna kan man reducera nuvarande flöde från 440 m³/h, till 155 m³/h för fortsatt effektiv kylning av maskinerna. Affinitetslagarna beskriver även att effektförbrukningen är proportionell med varvtalet i tredje potens, vilket resulterar i att minskar man varvtalet med 65 % krävs endast 8,75 % av maxeffektförbrukning (42 kW). Resultatet baserar sig givetvis på rena kylare och pumpar i gott skick.

3.4.2 Hjälpmotorernas sjövattpumpar

Hjälpmaskinernas sjövattpumpar är förutom hjälpmaskinerna även anslutna för kylning av stabilisatorer, kylkompressorer, luftkompressorer och air condition enheter. Dessa förbrukare har försumbart kyleffektbehov, och tas endast med i beskrivningen som ett faktum. P.g.a. dessa förbrukare är sjövattpumpen i drift 24 timmar per dygn, även fast det stora kyleffektbehovet enbart är 10 timmar per dygn då hjälpmaskinerna är i drift.

Liksom för huvudmaskinerna beskrivs i formeln nedan temperaturdifferensen över kylaren. Beräkningarna är utförda på uppgifter ur (bilaga 3&4) där grafer visar att de tre hjälpmaskinerna går ca. 20 timmar totalt per dygn. Delar man de 20 timmarna med 10 timmar, som är det beräknade timantalet maskinerna producerar elektricitet per dygn, får man givet att 2 maskiner i snitt är i drift per dygn. Det betyder att man får ett kyleffektbehov på $569,6 \text{ kW} * 2 = 1139 \text{ kW}$.

$$\Delta T_{sjö} = Q_{kylas} / (c_p * m)$$

$\Delta T_{sjö}$ = Temperatur differensen över kylaren

Q_{kylas} = Energimängden som skall kylas (J)

c_p = Specifika värmekapaciteten $\text{kJ} / (\text{kg} * \text{K})$

m = massan = Volymen (V) * Densiteten (ρ)

$$\Delta T_{sjö} = (1139 \text{ kW} * 3,6 * 10^3) / (4,18 * 240 * 1030) = 3,96 \text{ °C}$$

Även här är systemet konstruerat för max 30°C sjövattemperatur

Temperaturen efter kylaren:

$$T_{\text{efter kylare}} = T_{\text{max}} + \Delta T$$

$$T_{\text{efter}} = 30^{\circ} + 3,96^{\circ}\text{C} = 33,96^{\circ}\text{C}$$

I (tabell 3) visas uträknade flöden som krävs vid olika sjövattemperaturer ($X_{sjö}$) då man kör 2 hjälpmaskiner med 80 % belastning på 1 sjövattnensystem. Flödet halveras då man beräknar på endast en maskin. Jag har åter räknat med ett medelvärde på 10°C.

$$V_{flöde} = (Q_{kylas} * 3,6 * 10^3) / (c_p * \rho * (T_{efter} - X_{sjö}))$$

$$V_{flöde} = (1139 \text{ kW} * 3,6 * 10^3) / (4,18 * 1030 * (33,63^\circ\text{C} - X_{sjö}))$$

Tabell 3

$X_{sjö} \text{ }^\circ\text{C}$	$V_{flöde} \text{ m}^3/\text{h}$	% av max flöde
0	26	10,8%
5	30,5	12,7%
10	37	15,4%
15	47	19,6%
20	64	26,6%
25	101	42%
30	240	100%

I (tabell 3) kan man se att vid 10°C sjövattemperatur krävs ett flöde på endast 37 m³/h, d.v.s. 15,4 % av det maximala flödet 240 m³/h. Detta gäller då två maskiner är i drift.

Som jag tidigare beskrivit gäller att volymflödet är direkt proportionellt med varvtalet, och effektförbrukningen proportionell med varvtalet i tredje potens. I det här fallet kan man visa att för bibehållen kyleffekt kan man reducera varvtalet med 84,6 % vilket kräver endast 3,85 % av maxeffektförbrukning (21,5kW).

3.5 Resultat och Åtgärdsförslag

Resultatet av den här undersökningen visar att endast 46 % av den tillförda energin till huvudmaskinerna blir till rörelseenergi för generatordrift. Samma resultat gäller för dieselgeneratorerna där endast 35 % av energin blir rörelseenergi. Enligt beräkningarna i 3.3.4 kan man se att kostnaden per kilowattimme, är för axelgeneratordrift 0,094 € / kWh och för dieselgeneratordrift 0,17 € / kWh.

Verksamhetsområdet vilket innefattar sjövattpumparna för färskvattenkylning av dessa två produktionsaggregat, har enligt beräkningar i 3.4.1 och 3.4.2 överdimensionerats för de sjövattnens temperaturer som råder i Östersjön. Enligt beräkningarna kan man för huvudmaskinerna sänka volymflödet till 35 % av maxflödet och för dieselgeneratorerna till 15,5 % av maxflödet.

I dagsläget är belastningen 35 kW på huvudmaskinernas sjövattpumpar och 19,5 kW på dieselgeneratorernas. Som man kan se i (bilaga 2) är max effektförbrukning på huvudmaskinernas sjövattpumpar 42 kW och för dieselgeneratorernas sjövattpumpar 21,5 kW. Optimering av elmotordriften skulle ge en besparing enligt (tabell 4).

Tabell 4

Huvudmaskinspump

	€ / kWh	kWföre**	€ / hföre	kWefter*	€/hefter	Diff. €/h
Driftsätt:						
Med axelgenerator	0,094	35	3,29	3,675	0,35	2,94
Med dieselgenerator	0,17	35	5,95	3,675	0,62	5,33

* (vid 35,2% av maxflöde)

** (uppmätt effekt)

Hjälpmaskinspump

	€ / kWh	kWföre**	€ / h före	kWefter*	€/h efter	Diff. €/h
Driftsätt:						
Med axelgenerator	0,094	19,5	1,833	0,828	0,08	1,76
Med dieselgenerator	0,17	19,5	3,315	0,828	0,14	3,17

* (vid 15,4% av maxflöde)

** (uppmätt effekt)

En huvudmaskinspump är i drift 17 timmar per dygn. Av dessa 17 timmar får den sin strömmatning 14 timmar från axelgeneratoren och 3 timmar från dieselgeneratoren.

Det betyder att summan för en pumps drift under ett dygn blir:

$$(0,094 \text{ €/kWh} * 35 \text{ kW} * 14 \text{ h/dygn}) + (0,17 \text{ €/kWh} * 35 \text{ kW} * 3 \text{ h/dygn}) = 63,91 \text{ €/dygn}$$

(Eftersom 2 maskiner alltid är i drift, blir summan 127,82 €/dygn)

Reducerar man varvtalet till 35,2 % av maxvarvtal, får man summan:

$$(0,094 \text{ €/kWh} * 3,7 \text{ kW} * 14 \text{ h/dygn}) + (0,17 \text{ €/kWh} * 3,7 \text{ kW} * 3 \text{ h/dygn}) = 6,75 \text{ €/dygn}$$

Detta skulle medföra en årsbesparing på

20799,50 €

Hjälpmaskinspumparna som är i drift 24 timmar per dygn får sin strömmatning från axelgeneratorerna 14 timmar per dygn och från dieselgeneratorerna 10 timmar per dygn.

Det medför i sin tur en kostnad av:

$$(0,094 \text{ €/kWh} * 19,5 \text{ kW} * 14 \text{ h/dygn}) + (0,17 \text{ €/kWh} * 19,5 \text{ kW} * 10 \text{ h/dygn}) = 58,80 \text{ €/dygn}$$

Vid reduktion av varvtalet till 15,4 % av maxvarvtal, får man summan:

$$(0,094 \text{ €/kWh} * 0,83 \text{ kW} * 14 \text{ h/dygn}) + (0,17 \text{ €/kWh} * 0,83 \text{ kW} * 1 \text{ h/dygn}) = 2,50 \text{ €/dygn}$$

Detta skulle medföra en årsbesparing på

20549,50 €

(Här skall nämnas att pumpen tidvis kunde vara helt avstängd då hjälpmotorerna står stilla, och kyleffektbehovet är väldigt lite)

Som det är idag börjar pumpar och motorer bli gamla. Fartyget är byggt 1999, men modellen på pumpar och motorer kan vara av en betydligt äldre årgång än så. Med tanke på att vatten är ett relativt tacksamt medium att pumpa så har det inte medfört någon större försämring av pumparna än normalt slitage. Anledningen till att de kanske inte är så energieffektiva mera är att de arbetar under ogynnsamma förhållanden som vibrationer, smutsig miljö, många lagerbyten m.m. Som åtgärdsförslag till energieffektivisering rekommenderar jag byte av elmotor till en med högre verkningsgrad. Detta är kanske inte ekonomiskt hållbart i dagsläget då motorerna är i sitt fulla bruk, men vid haveri eller vid underhållsbaserade lagerbyten bör man se över kostnaderna för en ny energieffektiv motor. Det som jag ser som en direkt åtgärd är installation av frekvensomvandlare. Istället för att skifta master och standby mellan motorerna vid månadsskiftet bör man montera frekvensomvandlare på en motor, varav den andra får stå i standby. Alternativt montera en frekvensomvandlare som med arbetsbrytare lätt kan manövreras för korskoppling av matningsspänningen mellan båda pumpar. På det viset monteras endast en frekvensomvandlare, men utnyttjas för båda motorer.

4. Sammanfattning och diskussion

Energieffektivisering på fartyg i befintlig trafik är utan tvekan en sak som borde få mera uppmärksamhet inom rederinäringen. Genom att skapa ett energiledningssystem där energieffektiva åtgärder och förslag uppmärksammas, skapar man en bana där man på lång, som på kort sikt uppnår olika mål för energieffektivisering. Vi går mot en tid där kundkretsen alltmer väljer miljömedvetna sätt att befrakta sig själv och sina varor. Ett rederi som effektivt arbetar för energieffektiva lösningar gynnar både miljön som det egna kapitalflödet.

Jag har i det här examensarbetet visat hur man lägger upp grunden för ett energiledningssystem. Jag har även visat ett exempel på energieffektivisering av ett verksamhetsområde, där resultatet visar effekterna hur energieffektivt tänkande kan nyttjas inom det maskintekniska området. Med det som grund anser jag att målsättningarna i examensarbetet uppfylldes.

Under examensarbetets gång har jag lärt mig mycket om energieffektivisering. Både från maskinteknisk som elteknisk synvinkel. Av resultatet att döma finns det många verksamhetsområden ombord med stor potential för energieffektivisering. Av de 25 % elmotordrifter som är över 10 kW har jag endast behandlat två system varav arbetet kommer att fortsätta då jag är ute i mitt arbetsliv. Som egenföretagare inom elbranchen har jag i arbetsgången till mitt examensarbete, lärt mig hur jag som konsult kan vägleda mina kunder inom industrin till ett energieffektivt tänkande. Och på så sätt också främja den egna verksamheten.

Som ett förslag till fortsatt forskning inom detta område skulle jag vara intresserad av att se en lösning på hur man kan kommunicera med de olika elmotordrifternas frekvensomvandlare från en basstation. T.e.x. genom fältbussar, I/O moduler, givare och olika gränssnitt för dataöverföring.

5. Källförteckning

Alvarez, H. (1990). *Energiteknik*. Lund: Studentlitteratur.

EFF. (2009). *Spara energi i mindre industrier*. www.eef.se (hämtat: 05.03.2001).

Energimyndigheten. (2000). *EMIL 1*.

http://www.nenet.se/siteDocuments/energieffektivisering_i_industrin_emil1.pdf (hämtat: 07.03.2001).

Energimyndigheten. (2010). *Energikoll i små och medelstora företag*.

http://webbshop.cm.se/System/ViewResource.aspx?p=Energimyndigheten&rl=default:/Resourc/Permanent/Static/361f24a462b34893b68c0d8f70d4022e/ET2010_29w.pdf (hämtat: 07.03.2001).

Energimyndigheten. (2004 a). *Handbok för energiledningssystem*.

<http://www.energimyndigheten.se/Global/F%C3%B6retag/Energimyndighetens%20handbha%20f%C3%B6r%20energiledningssystem.pdf> (hämtat: 07.03.2001).

Energimyndigheten. (2004 b). *Handbok för kartläggning och analys av energianvändning*.

<http://www.energimyndigheten.se/Global/F%C3%B6retag/kart.pdf> (hämtat: 07.03.2001).

Ferm, J., & Andersson, L.-J. (2007). *Positionering av last med frekvensomriktare*.

http://www.iea.lth.se/publications/MS-Theses/Full%20document/5231_Postionering%20av%20last%20med%20frekvensomriktarf.pdf (hämtat: 13.03.2001).

Finnlines. (2011). *Ship details*.

http://www.finnlines.com/freight/vessels_and_equipment/vessels/finnclipper (hämtat: 21.03.2001).

Johansson, B., & Lindell, B. (1985). *Praktisk elektronik 1*. Lund: Almqvist & Wiksell Förlag AB.

Karlöf, B., & Helin Lövingsson, F. (2008). *Management från A till Ö*. Stockholm: SIS Förlag.

Klingspor, M. (2007). *Energimanual*. <http://www3.ivl.se/rapporter/pdf/B1867.pdf> (hämtat: 08.03.2001).

Neste Oil Oyj. (2011). *Finnlines delivery report*.

Norberg, B. (2011). *Energieffektiva motordrifter*. ABB.

Ristimäki, T. (2008). *Energieffektivitet*.

<https://www.centraline.com/fileadmin/extern/energy/inc/pdf/se/CL-VFD-0808-sw.pdf>
(hämtat: 16.03.2001).

Sorell, S. S. (2000). *Barriers to Energy Efficiency in Public and Private Organisations*.

Hämtat från <http://www.sussex.ac.uk/Units/spru/publications/reports/barriers/final.html>

Stenberg, B. (2005). *Test platform for pump controller*.

<https://eeweb01.ee.kth.se/upload/publications/.../2005/IR-RT-EX-0515.pdf> (hämtat:
12.03.2001).

Bilaga 1

Pumpsystem

SYSTEM	PUMPTILLV.	SERIENR.	TYPNR.	KAPACITET m ³ /h
Heeling pump No.2	Frank Mohn	40408	RBPI-300	1550
Heeling pump No.1	Frank Mohn		RBPI-300	1550
Emergency Fire Pump	Allweiler	G 41190/001	NIM 80-200	160
Centr. SW. Cooling Pump	Allweiler	G 41169/002	NIM 150-250/225 U3 1D	440
Centr. SW. Cooling Pump	Allweiler	G 41169/001	NIM 150-250/225 U3 1D	440
Centr. SW. Cooling Pump	Allweiler	G 41169/004	NIM 150-250/225 U3 1D	440
Centr. SW. Cooling Pump	Allweiler	G 41169/003	NIM 150-250/225 U3 1D	440
ME Lub. Oil pump	IMO	444277	ACF100N4 IRBO	80
ME Lub. Oil pump	IMO	444278	ACF100N4 IRBO	80
ME Lub. Oil pump	IMO	444280	ACF100N4 IRBO	80
ME Lub. Oil pump	IMO	444279	ACF100N4 IRBO	80
Aux Centr. FW Cooling Pump	Allweiler	G 41174-001	NIM 125-250/261-U3 1D	160
Aux Centr. FW Cooling Pump	Allweiler	G 41174-002	NIM 125-250/261-U3 1D	160
L.T. Cooling Pump	Allweiler	G 41173/001	NIM 100-250/260 U3-1D	220
L.T. Cooling Pump	Allweiler	G 41173/003	NIM 100-250/260 U3-1D	220
L.T. Cooling Pump	Allweiler	G 41173/002	NIM 100-250/260 V3LD	220
L.T. Cooling Pump	Allweiler	G 41173/004	NIM 100/250/260 V3-ID	220
Aux Circ. SW Pump (Fore)	Allweiler	G 41170/002	NIM 100/250/251 U3 1D	240
Aux Circ. SW Pump (After)	Allweiler	G 41170/001	NIM 100/250/251 U3 1D	240
Ballast pump	Allweiler	G 411179/001	NIM 125-250/228 U3 1D	250
Ballast/Bilge pump	Allweiler	G 41180/001	NIM 125-250/228 U3 1D	250
AC Acc. Preheating Pump	Desmi	147259-1	SL80-330/A-A	60
AC Acc. Preheating Pump	Desmi	147259-2	SL80-330/A-A	60
AC Acc. Sea Water Pump	Desmi	146597-31	SL100-265/D-G	150

SYSTEM	PUMPTILLV.	SERIENR.	TYPNR.	KAPACITET m³/h
ME H.T. Cooling Pump (STBY)	Allweiler	G 41172/002	NB 65-125/145	90
ME H.T. Cooling Pump (STBY)	Allweiler	G 41172/001	NB 65-125/145	90
HFO/MDO Transfer pump	IMO	495232	ACF 090 KH-IRBO	3,5
HFO/MDO Transfer pump	IMO	445233	ACF 090 KH-IRBO	3,5
Boiler Feed Water pump 1	Allweiler	P0295004	L25/3-VIB6-W1	4
Boiler Feed Water pump 2	Allweiler	P02952002	L25/3-VIB6-W1	4
Boiler Feed Water pump 3	Allweiler	F02592001	L25/3-VIB6-W1	4
Boiler Feed Water pump 4	Allweiler	F02592001	L25/3-VIB6-W1	4
Booster Pump No.1	IMO		ACE 38N2NTBP	8,8
Booster Pump No.2	IMO		ACE 38N2NTBP	8,8
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/1	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/6	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/4	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/2	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
Clean Oil Transfer pump	IMO	444175	ACE-038 NIIVBP	10
Dirty Oil Transfer pump	IMO	444176	ACE-038 NIIVBP-09009STD	10
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/5	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
EGB Cirkulating water pump	Allweiler	2902040/3	CLT-H32-160 G1-1W22	7,7
DO Pump No.1	IMO		ACE 032 L1 IVBP	3,5
DO Pump No.2	IMO		ACE 032 L1 IVBP	3,5
FW.Cooling Transfer Pump	Allweiler	G 41175/001	NISM-32/200/205	10
Feed Pump No. 1	IMO		ACE 032 L1 IVBP	3,98
Feed Pump No. 2	IMO		ACE 032 L1 IVBP	3,98
Boiler Feed water transfer pump	Allweiler		NB 32-160 U3D-W19-24/200	8
Boiler Feed water transfer pump	Allweiler		NB 32-160 U3D-W19-24/200	8
Stern Tube Oil Transfer pump	IMO	444117	ACD 025 L6	1,5
Reducer Oil Transfer pump	IMO	444116	ACD 025 L6	2

Bilaga 2

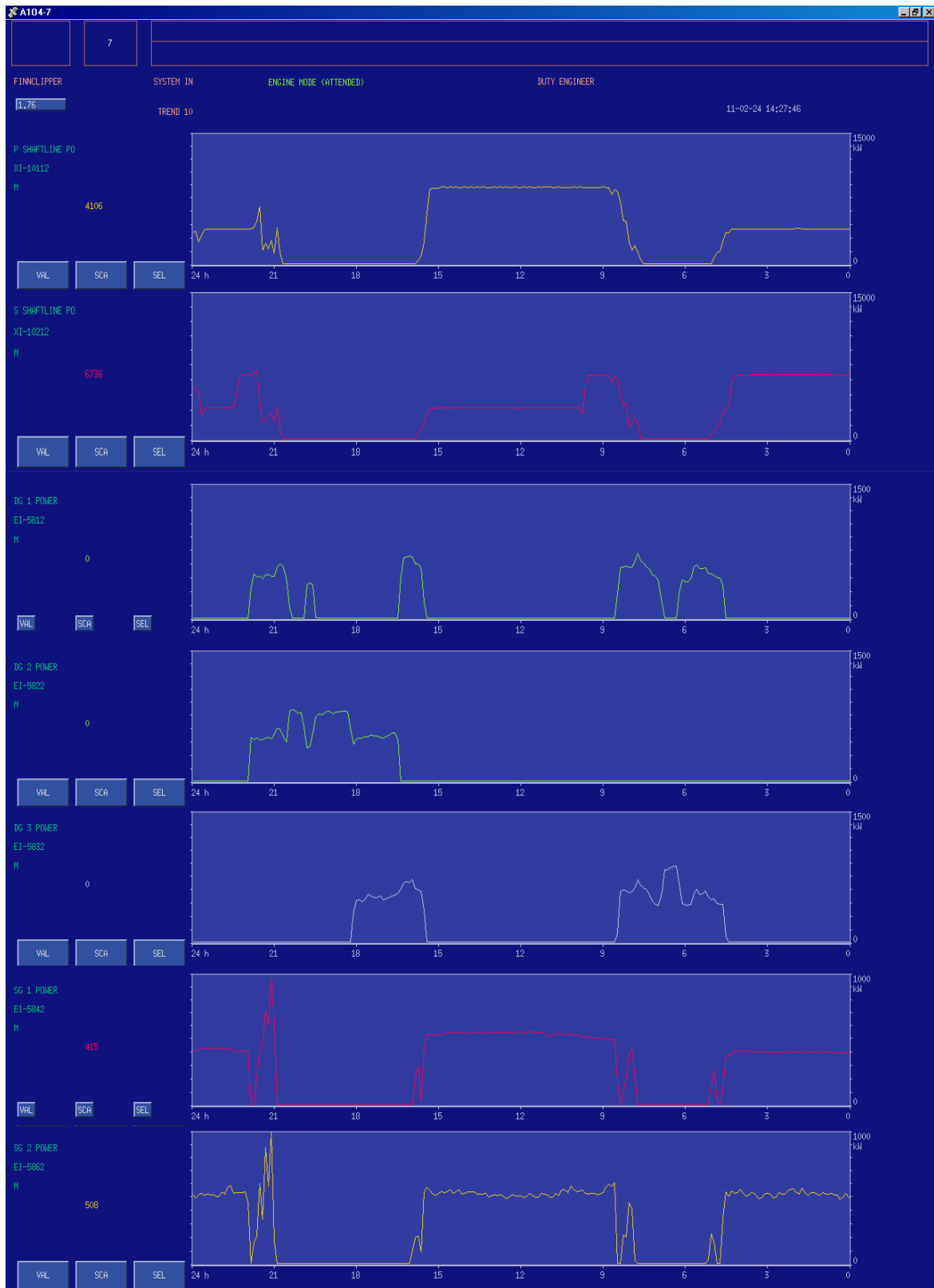
Elmotorer

SYSTEM	MOTOR	TYPNR.	SERIENR.	EFFEKT	STRÖM
Heeling pump No.2	ABB	M2FA250SA4	3310107	86	146
Heeling pump No.1	ABB	M2FA250SA4	3310108	86	146
Emergency Fire Pump	ABB	M2AA 255/SM-B2	9 640 509 220 001	54	87
Centr. SW. Cooling Pump	ABB	MBT 225 S-4	70522 PO-212/2	42	70
Centr. SW. Cooling Pump	ABB	MBT 225 S-4	70522 PO-212/1	42	70
Centr. SW. Cooling Pump	ABB	MBT 225-S4	70522 PO-212/4	42	70
Centr. SW. Cooling Pump	ABB	MBT 225-S4	70522 PO-212/3	42	70
ME Lub. Oil pump	ABB	M2AA180L-4	961265331.0002	28,7	48,5
ME Lub. Oil pump	ABB	M2AA180L-4	961265331.0001	28,7	48,5
ME Lub. Oil pump	ABB	M2AA180L-4	961265331.0004	28,7	48,5
ME Lub. Oil pump	ABB	M2AA180L-4	961265331.0003	28,7	48,5
AC Acc. Cold Water Pump	AEG	AM180LZ A494	0870263F	26,5	44
AC Acc. Cold Water Pump	AEG	AM180LZA4Q4	03703340F	26,5	44
Aux Centr. FW Cooling Pump	ABB	MBD 180 L4	70518 PO-214-1	25	44
Aux Centr. FW Cooling Pump	ABB	MBD 180 L4	70518 PO-214-2	25	44
L.T. Cooling Pump	ABB	MBT 180 M-4	70518 PO/213/1	21,5	38
L.T. Cooling Pump	ABB	MBT 180 M-4	70518 PO/213/3	21,5	38
L.T. Cooling Pump	ABB	MBT 180 M-4	70518 PO/213/2	21,5	38
L.T. Cooling Pump	ABB	MBT 180 M-4	70518 PO/213/4	21,5	38
Aux Circ. SW Pump (Fore)	ABB	MBT 150 M4	1970001/2	21,5	38
Aux Circ. SW Pump (After)	ABB	MBT 180 M-4	1970001/1	21,5	38
Ballast pump	ABB	MBT 180 M-4	197 004/1	21,5	38
Ballast/Bilge pump	ABB	MBT 180 M-4	705 18 PO 217/1	21,5	38
AC Acc. Preheating Pump	AEG	AM160LZA4Q4	08704871F	18	30,5
AC Acc. Preheating Pump	AEG	AM160LZA4Q4	08714870F	18	30,5
AC Acc. Sea Water Pump	AEG	AM160LZA4Q4	08714868F	18	30,5
AC Acc. Sea Water Pump	AEG	AM160LZA4Q4	08714869F	18	30,5
ME H.T. Cooling Pump (STBY)	ABB	MBT 160 M-2	1970002/2	17,5	28
ME H.T. Cooling Pump (STBY)	ABB	MBT 160 M-2	1970002/1	17	28

SYSTEM	MOTOR	TYPNR.	SERIENR.	EFFEKT	STRÖM
ME 1 LO Purifier	ABB	MBT 160 M-4	396.0119/5	14	25
ME 2 LO Purifier	ABB	MBT 160 M-5		14	25
ME 3 LO Purifier	ABB	MBT 160 M-6		14	25
ME 4 LO Purifier	ABB	MBT 160 M-7		14	25
F.O. Purifier 1	ABB	MBT 160 M-4	396.0119/1	14	25
F.O. Purifier 2	ABB	MBT 160 M-4	3960087/7	14	25
F.O. Purifier 3	ABB	MBT 160 M-4	3960119/1	14	25
HFO/MDO Transfer pump	ABB	M2AA160 H6	961265221.0002	9,8	18,5
HFO/MDO Transfer pump	ABB	M2AA160 M6	961265221.0001	9,8	18,5
Boiler Feed Water pump 1	ABB	132 S	967034622/004	6,4	10,8
Boiler Feed Water pump 2	ABB	132 S	967034622/004	6,4	10,8
Boiler Feed Water pump 3	ABB	132 S	967034622/001	6,4	10,8
Boiler Feed Water pump 4	ABB	132 S	967034622/002	6,4	10,8
Booster Pump No.1	ROTOR	100L-2		4,1	5,4
Booster Pump No.2	ROTOR	100L-2		4,1	5,4
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959188	2,5	4,7
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959192	2,5	4,7
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959190	2,5	4,7
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959191	2,5	4,7
Clean Oil Transfer pump	ABB	NT90L	9612651717.001	2,5	4,7
Dirty Oil Transfer pump	ABB	NT90L	961265171.002	2,5	4,1
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959187	2,5	4,7
EGB Cirkulating water pump	ABB	MT 90 L 24-2	6959189	2,5	4,7
DO Pump No.1	ROTOR	4AP 80-2		2	2,6
DO Pump No.2	ROTOR	4AP 80-2		2	2,6
FW.Cooling Transfer Pump	ABB	M2AA/090L-4	1970003/001	1,9	3,8
Feed Pump No. 1	ROTOR	4AP 90S-2	6081347	1,5	2,9
Feed Pump No. 2	ROTOR	4AP 90S-2	6081344	1,5	2,9
Boiler Feed water transfer pump	ABB	90 SL	6959193	1,3	2,9
Boiler Feed water transfer pump	ABB	90 SL	6959194	1,3	2,9
Stern Tube Oil Transfer pump	ABB	MT 71-B	961265191.0001	0,75	1,6
Reducer Oil Transfer pump	ABB	MT 71-B	961265191.0002	0,75	1,6

Bilaga 3

Trend 1. Effektuttag från alla generatorer och propelleraxel effekt.



Bilaga 4

Trend 2. Effektuttag från alla generatorer och propelleraxel effekt.

