

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för Maskinteknik

Genomförbarhetsstudie av ORC-anläggning, M/S Birka Stockholm

Simon Ramsay, Antti Tepponen



Datum för publicering: 18.05.2016
Handledare: Key Ginman, Göran Henriksson

EXAMENSARBETE

Högskolan på Åland

Utbildningsprogram:	Maskinteknik
Författare:	Simon Ramsay, Antti Tepponen
Arbetets namn:	Genomförbarhetsstudie av ORC-anläggning, M/S Birka Stockholm
Handledare:	Key Ginman, Göran Henriksson
Uppdragsgivare:	Rederiaktiebolaget Eckerö

Abstrakt

Syftet med detta examensarbete är att ta reda på möjligheten att använda en del av tillgänglig spillvärme som finns ombord på M/S Birka Stockholm i de olika fartygssystemen för att producera el med genom installation av en ORC-anläggning. På detta sätt skulle en mindre mängd el behöva produceras med fartygets dieselgeneratorer och bunkerkostnaderna skulle fås ner, samt utsläppen minskar.

För att få reda på ifall en installation skulle vara möjlig, har mätningar och beräkningar på mängden värme ombord utförts. Kontakt har tagits med en tillverkare av denna typ av system och fartygets klassällskap har konsulterats ifall det finns några hinder för installationen.

Resultaten av undersökningarna är att det sannolikt finns goda förutsättningar för en installation, då en tillräcklig mängd värme finns ombord samt plats för själva maskinen. En återbetalningstid på investeringen har också beräknats, baserat på de rådande förutsättningarna, men för att få en riktigt attraktiv investering borde bunkerpriserna öka från nuvarande nivåer.

Nyckelord (sökord)

ORC, Rankine -process, bunkerbesparing, Birka Stockholm, Climeon,

Högskolans serienummer:	ISSN:	Språk:	Sidantal:
2016:06	1458-1531	Svenska	107 sidor

Inlämningsdatum:	Presentationsdatum:	Datum för godkännande:
18.05.2016	13.05.2016	17.05.2016

DEGREE THESIS

Åland University of Applied Sciences

Study program:	Marine Engineering
Author:	Simon Ramsay, Antti Tepponen
Title:	Feasibility Study of ORC-plant, M/S Birka Stockholm
Academic Supervisor:	Key Ginman, Göran Henriksson
Technical Supervisor:	Rederiaktiebolaget Eckerö

Abstract

The purpose of this thesis is to investigate whether it is possible to use some of the excess heat on board M/S Birka Stockholm's machinery systems to produce electricity using an ORC plant. By using this method less electricity would have to be produced by the ships diesel generators which would mean a reduction in fuel costs as well as being beneficial for the environment with reduced emissions.

In order to find out whether an installation of this kind would be possible, measurements and calculations have been made on the amount of available thermal energy on board, contact has been made with a manufacturer of these kinds of systems and the ships classification society have been consulted to find out if there are any obstacles regarding this type of installation.

The results of the investigation is that it is very likely there are good conditions aboard M/S Birka Stockholm to install a machine of this kind, since there is enough thermal energy on-board and there is physical room for the device itself. A reasonable payback-time has been calculated according to present conditions but for the investment to become really attractive there should be a rise in bunker prices from current prices.

Key words

ORC, Rankine-process, bunker savings, Birka Stockholm, Climeon

Serial number:	ISSN:	Language:	Number of pages:
2016:06	1458-1531	Swedish	107

Handed in:	Date of presentation:	Approved on:
18.05.2016	13.05.2016	17.05.2016

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för Maskinteknik.....	1
1. INLEDNING	5
1.1. Syfte	5
1.2. Problem och frågeställningar	5
1.3. Metod	6
1.4. Material	6
1.5. Avgränsningar	6
1.6. Definitioner och förklaringar	7
2. M/S BIRKA STOCKHOLM	9
2.1. Fartygsfakta	9
2.2. Fartygsspecifikationer	10
2.3. Framdrivningsmaskineri	10
2.4. Hjälpmaskineri	11
2.5. Avgaspannor	12
2.6. Värmeåtervinningssystemet	13
2.6.1. Energimätning i värmeåtervinningssystemet	15
3. ORC-PROCESSEN	18
3.1. Rankine-principen	18
3.1.1. Arbetsprincip	18
3.2. Förbättring av processen	21
3.2.1. Överhettning av arbetsmedium	21
3.2.2. Regenerativ Rankine-process	22
3.2.3. Mellanöverhettning av arbetsmediet	25
3.3. Arbetsprincip och val av arbetsmedium till ORC	26
3.4. Applikationsmöjligheter	27
4. TILLVERKARE	30

4.1.	Climeon.....	30
4.1.1.	Tillgänglighet	30
4.1.2.	Teknik.....	30
4.1.3.	Referenser.....	32
4.2.	Varför Climeon?	33
5.	MÄTUTRUSTNING.....	35
5.1.	Flödesmätare Flexim FLUXUS F601	35
5.1.1.	Typer av flödesmätare	36
5.1.1.	Arbetsprincip	36
5.1.2.	Mätning med flödesmätare	37
5.2.	Temperaturloggare.....	40
5.3.	Squirrel SQ2010 DataLogger	41
6.	UTREDNING AV TILLGÄNGLIG VÄRMEENERGI.....	42
6.1.	Värmeåtervinningssystemet.....	42
6.2.	Avgaspannor	45
6.3.	Oljeeldade pannor	49
6.4.	Uppmätning av flöden i värmeåtervinningssystemet.....	51
6.4.1.	Kallt flöde till C3.....	52
6.4.2.	Olika uteffekt vid olika flöden samt sjövattentemperatur	52
6.5.	Höjning av temperatur i värmeåtervinningssystemet	52
7.	BERÄKNINGAR.....	54
7.1.	Varaktighet.....	54
7.2.	Bränsleförbrukning	55
7.2.1.	Specifik bränsleförbrukning	56
7.2.2.	Faktisk bränsleförbrukning.....	58
7.2.3.	Ändring av bränsleförbrukning	60
8.	ROI-kalkyler.....	64
8.1.	Idealfallet	64

8.1.1.	En Climeon Ocean C3-modul installerad.....	64
8.1.2.	Två Climeon Ocean C3-moduler installerade	67
8.2.	”Verkliga” fall.....	68
8.2.1.	En Climeon Ocean C3-modul installerad.....	68
8.2.2.	Två Climeon Ocean C3-modul installerade, scenario 1	69
8.2.3.	Två Climeon Ocean C3-modul installerade, scenario 2	70
9.	PLACERING I FARTYGET.....	72
9.1.1.	Säkerhetsaspekter	73
9.1.2.	Brandbekämpning.....	73
9.1.3.	Läckage av arbetsmedium	74
10.	ANSLUTNING TILL BEFINTLIGT ELSYSTEM.....	75
10.1.	Koppling till MSB.....	75
10.2.	Drift	76
10.3.	Automatik.....	77
10.4.	Klasskrav	78
11.	SLUTSATSER	79
11.1.	Fortsatta undersökningar	80
11.1.1.	Olika tillverkare	80
11.1.2.	Värmemängd ombord	81
11.1.3.	Byte av lastfördelning	81
	KÄLLFÖRTECKNING	82
12.	BILAGOR	85
12.1.	Bilaga 1 – Vaktrapport	
12.2.	Bilaga 2 – AE Specifik bränsleförbrukning	
12.3.	Bilaga 3 – Återbetalningstider.....	
12.4.	Bilaga 4 – Korrigerade återbetalningstider	
12.5.	Bilaga 5 – Maskinritning.....	
12.6.	Bilaga 6 – <i>Heat Recovery</i> -system	

12.7.	Bilaga 7 – <i>Heat Recovery</i> -system med en insatt C3-enhet
12.8.	Bilaga 8 – <i>Heat Recovery</i> -system med två insatta C3-enheter
12.9.	Bilaga 9 –Varaktighetsvärden
12.10.	Bilaga 10 – Kurva över tillförd energy (Qtillf)
12.11.	Bilaga 11 – Kurva över bortförd energy (Qbortf)
12.12.	Bilaga 12 – Elritning, C3 insatt på MS1-P, Field R01
12.13.	Bilaga 13 – Elritning, C3 insatt på MSB.....
12.14.	Bilaga 14 – Fysisk placering av säkring R0103Q2.....

1. INLEDNING

Detta examensarbete är en projektering för energibesparing ombord Birka Cruises fartyg M/S Birka Stockholm, genom att ta till vara överskottsvärme i form av ånga och värme från fartygets värmeåtervinningssystem (*Heat Recovery-system*). Tekniken som är tänkt att användas baseras på ORC-principen (*Organic Rankine Cycle*), vilken liknar en vanlig ångturbinprocess med skillnaden att arbetsmediet är en organisk vätska med en mycket lägre kokpunkt än vatten.

1.1. Syfte

Trots 2016 års förhållandevis låga bränslekostnader, är bunker ändå en av rederiernas enskilt största kostnader. Detta faktum gör att teknik som kan leda till reduktioner i bunkerkostnader i princip alltid är intressanta. Ofta är *retrofit*-lösningar dyra att installera och modern teknik installeras därför inte ofta på existerande fartyg.

En typ av teknologi som funnits länge i landanläggningar, men som först nu börjar utnyttjas ombord på fartyg är maskiner som använder sig av ORC-principen. Syftet med en sådan anläggning är att sänka bränslekostnaderna, genom att ta tillvara en del av värmeenergin som finns dels i HT-vattnet från motorerna, men också från den ånga som produceras i fartygets avgaspannor.

1.2. Problem och frågeställningar

För att kunna få reda på ifall det alls är möjligt att göra en installation av en ORC-anläggning ombord, behöver man få reda på mängden tillgänglig värmeenergi som kan omvandlas till elektrisk energi i anläggningen. De flesta anläggningar av den här typen har idag en verkningsgrad på ca 5-10%, vilket betyder att det behöver finnas en ansevärd mängd värme tillgänglig för att det skall löna sig. Ombord M/S Birka Stockholm använder man sig i nuläget egentligen inte av ångan från fartygets avgaspannor, utan denna går till spillo i fartygets dumpkondensorer. Av denna orsak behöver mängden termisk energi från denna ånga utredas för dimensionering av en ORC-anläggning. I fartygets värmeåtervinningssystem finns det också värme som eventuellt kan tillvaratas för att få ut ännu mer elektrisk effekt i slutändan, varför denna mängd också måste utredas. Ett problem är fysiskt utrymme ombord för en ORC, då det är ont om utrymme i maskinrummet.

1.3. **Metod**

Projektet har utförts genom att utföra mätningar av tillgänglig spillvärme ombord, främst från värmeåtervinningssystemet, men även uppskattat mängden dumpad ånga man kunde använda sig av under den varma delen av året. En dialog med besättningen ombord på fartyget har också förts. Kontakt har tagits med en leverantör av ORC-lösningar som har resulterat i uppskattningar på vad det skulle kosta att installera. Detta har gett oss en lönsamhetskalkyl där vi kan se ifall det är en möjlig lösning att satsa på. En diskussion med fartygets klassningssällskap, DNV GL, har tagits för att få reda på ifall det finns några regler som begränsar möjligheten att installera dessa typer av system ombord då det är ett såpass nytt fält.

1.4. **Material**

Materialet som använts för att göra detta arbete består av ritningar över fartyget och dess system, produkt- och funktionsbeskrivningar från ORC-tillverkare, samt övrig information om fartyget och dess komponenter insamlat från dels rederiets tekniska avdelning men också genom samtal med besättningen ombord. Även tidigare gjorda examensarbeten om M/S Birka Stockholm har använts under arbetets gång.

1.5. **Avgränsningar**

Det finns många tillverkare av ORC-system. Systemen har olika egenskaper, storlekar och effekter, men grundprincipen med ORC är i stort sett lika hos samtliga. Av det stora utbudet av tillverkare har vi valt att rikta in oss på en som vi fann intressantast. Denna tillverkare har en dialog förts med angående ifall deras system skulle vara möjligt att installera ombord M/S Birka Stockholm.

En annan avgränsning som tillkommer är att projektet i huvudsak har utförts under den kalla årstiden. Detta kan vara en källa till missvisande slutresultat, då mängden värme som skulle kunna konverteras till elektrisk energi är minst under vinterhalvåret. Ombord på ett fartyg finns det mest värme att ta tillvara under sommaren, då inte värmen behövs till så mycket annat. På M/S Birka Stockholm används HT-vatten till värmning av inredningen, och denna behöver inte värmas lika mycket när det är varmt ute som när det är kallt. Under de varma

sommarmånaderna dumpas det dessutom ånga från dess avgaspannor till fartygets dumpkondensorer under i stort sett alla fartygets drifttimmar. Hur stor mängd som dumpas kan inte noggrant uppskattas utan mätningar utförda under den varma delen av året.

1.6. Definitioner och förklaringar

- ORC - *Organic Rankine Cycle*, förklaras mer ingående i avsnitt 3.
- Dumpkondensor – När ångbehovet blir så lågt att pannorna producerar för mycket ånga, öppnas en ventil som leder ångan till en dumpkondensor där ångan kondenseras med hjälp av LT-vatten. Det här kan ses som en ren förlust av energi.
- HT-vatten - *High Temperature*-vatten, detta är motorernas högtemperatur kylvatten. Vattnet körs i ett slutet system där det kyls av lågtemperaturkylvattnet, hålls typiskt runt 80-90 °C.
- LT-vatten - *Low Temperature*-vatten, motorernas lågtemperaturkylvatten. Används för att kyla HT-vattnet samt till andra applikationer, ex. körs det in i dumpkondensorer som kylvatten. LT-vattnet kyls i sin tur av SW.
- SW - *Sea Water*. Vatten som tas direkt från havet, används för kylning av diverse komponenter ombord.
- *Heat Recovery*-system – Värmeåtervinningssystemet använder sig av värme från HT-vattnet vilket sedan används till en rad olika applikationer, förklaras mer ingående i avsnitt 2.6.
- ME - *Main Engines*, huvudmaskiner vilka används för framdriften av fartyget.
- AE - *Auxiliary Engines*, hjälpmotorer som används för elproduktionen ombord, varje diesel har en generator som sedan matar fartygets elnät.
- Flödesmätare - Mätinstrument som använder ultraljud för att mäta flöden i rörsystem.
- Driftsfall – Olika situationer som fartyget befinner sig i, t.ex. hamnliggande eller under drift till sjöss.
- *Exhaust gas boiler* – Avgaspanna. En ångpanna som används när fartyget är i drift, producerar då ånga genom att koka vatten m.h.a avgaser från fartygets dieselmotorer.
- *Auxiliary boiler* - Ångpanna som används när fartyget av någon anledning inte kan producera ånga med sina avgaspannor, t.ex. vid stillaliggande i hamn.

- ROI - *Return of Investment*. Kalkyl som görs för att få reda på ifall en investering är lönsam genom att räkna ut vinst per tidsperiod och därmed en återbetalningstid.
- Värmeväxlare – Används för att överföra energi från ett medium till ett annat, t.ex. för att kyla eller värma vatten. Finns av olika typer som ex. plattvärmeväxlare och tubvärmeväxlare.
- Spillvärme – Överbliven värme från olika typer av processer som kan användas till andra ändamål eller måste kylas bort, t.ex. med sjövattnen i en värmeväxlare.
- SFOC – *Specific Fuel Oil Consumption* (specifik bränsle förbrukning), måttenhet på hur mycket bränsle en motor konsumerar per given energienhet, en vanlig enhet är g/kWh.
- IAS – *Integrated Automation System*, mjukvara som bl.a. samlar in data från alla mätpunkter på fartyget.
- PMS – *Power Management System*. System som kontrollerar fartygets elproduktion, ser bl.a. till att nödvändigt antal AE är inkopplade till nätet.
- MSB – *Main SwitchBoard*, fartygets huvudtavla. Fartygets dieselgeneratorer matar in eleffekt till denna för vidare distribution ut till fartygets olika elförbrukare.
- Entalpi – Ett mått på energi i ett termodynamiskt system.
- Isobar process – Termodynamisk process som sker med konstant tryck.

2. M/S BIRKA STOCKHOLM

I de följande avsnitten kommer fartyget och fartygsspecifika data att presenteras, t.ex. vilka typer av motorer som finns ombord, och värmeåtervinningssystemet beskrivs.

2.1. Fartygsfakta

M/S Birka Stockholm (figur 1) beställdes år 2002 av Birka Line och är byggd i Raumo, Finland av Aker Finnyards. Hon färdigställdes under våren 2004 och sattes in i trafik den 11:e november samma år under namnet M/S Birka Paradise. Namnbytet till M/S Birka Stockholm skedde år 2013 när företaget ville få ett mer nordeuropeiskt tema. Hon kallas nuförtiden ofta kort bara för M/S Birka, och hennes hemmahamn är Stockholm. Hon seglar idag under svensk flagg efter att genomgått ett flaggbyte från finsk till svensk flagg år 2009. (Wikipedia, 2016)



Figur 1: Birka Cruises fartyg M/S Birka Stockholm (Ejeborg, 2013).

2.2. Fartygsspecifikationer

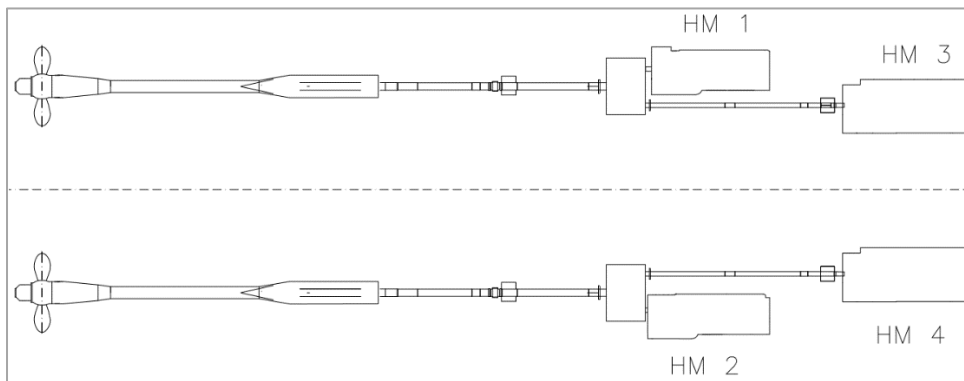
- Typ: Kryssningsfartyg
- Längd: 177 m
- Bredd: 28 m
- Höjd: 43 m
- Djupgående: 6,5 m
- Bruttodräktighet: 34924 ton
- Nettodräktighet: 18839 ton
- Dödvikt: 4022 ton
- Antal däck: 11 st.
- Isklass: 1 A Super
- Fart: 21 knop
- Antal hytter: 715 st.
- Passagerarkapacitet: 1800 passagerare
- Klass sällskap: DNV GL (Det Norske Veritas, Germanischer Lloyd)
- IMO nummer: 9273727
- *Call sign*: SIJW
- Varv: Aker Finnyards OY, Raumo

(Wikipedia, 2016)

2.3. Framdrivningsmaskineri

Med framdrivningsmaskineri avser man de motorer som används ombord på fartyget för att driva fartyget framåt genom vattnet. M/S Birka Stockholms framdrivningsmaskineri består av fyra Wärtsilä 6L46B fartygsdieslar med en total effekt på 23400 kW. Motorerna har vardera sex cylindrar i rad med en cylinderdiameter på 46 cm. Motorerna är parvis kopplade till två propelleraxlar (se figur 2). Det vanligaste driftläget är att en motor per axel körs åt gången. Fyra motorer samtidigt används i princip endast när tidtabellen kräver detta, oftast när hon gör långkryssningar i Östersjön under sommarmånaderna. För ökad säkerhet och redundans av maskinsystemen är ME placerade parvis i ett förligt och ett akterligt maskinrum, vilka är åtskilda av vattentäta avdelningar. M/S Birka Stockholms huvudmotorer

klarar av att få upp fartyget till hennes designhastighet på 21 knop, men det är mycket sällan som detta behöver göras under normal drift av fartyget.

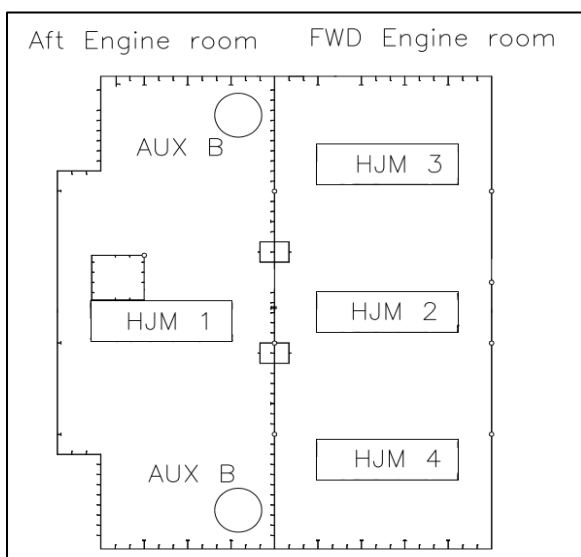


Figur 2: Schematisk bild över M/S Birka Stockholm Stockholms huvudmaskineri.

2.4. Hjälpmaskineri

Med hjälpmaskineri (figur 3) ombord på ett fartyg avser man de motorer eller andra maskiner som finns ombord med uppgift att producera elektricitet till fartygets elsystem, eller ånga för värmning av maskinsystem. M/S Birka Stockholm är utrustad med fyra stycken Wärtsilä 6L32 dieselgeneratorer som vardera har en kapacitet på $3312 \text{ kVA} = 2760 \text{ kW}$ /generator set. Dessa motorer är 6-cylidriga radmotorer med en cylinderdiameter på 32 cm. Den totala generatorkapaciteten ombord blir 13248 kVA.

Till hjälpmaskineriet kan man också räkna in fartygets två ångpannor, vilka vardera har en kapacitet på 6000 kg/h ånga vid 7 bars övertryck, eller 8 bar absoluttryck.

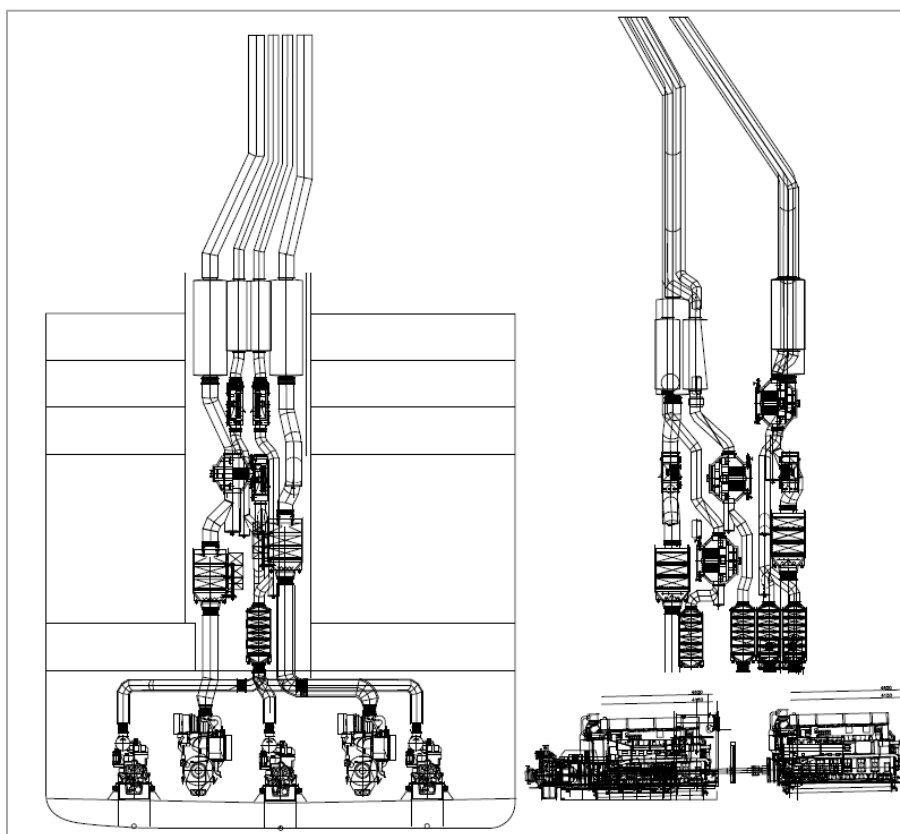


Figur 3: M/S Birka Stockholms hjälpmaskineri schematiskt utritat i maskinrummen.

2.5. Avgaspannor

Ombord M/S Birka Stockholm finns det installerat s.k. avgaspannor (se figur 4). Dessa används för att producera ånga ombord, vilket i sin tur används för värmningen av t.ex. bunkertankar och andra ändamål. De är i drift bara när fartygets motorer är i drift då de producerar ånga genom att koka vatten med hjälp av motoreernas avgaser. Fartyget är utrustad med totalt sex stycken avgaspannor enligt följande:

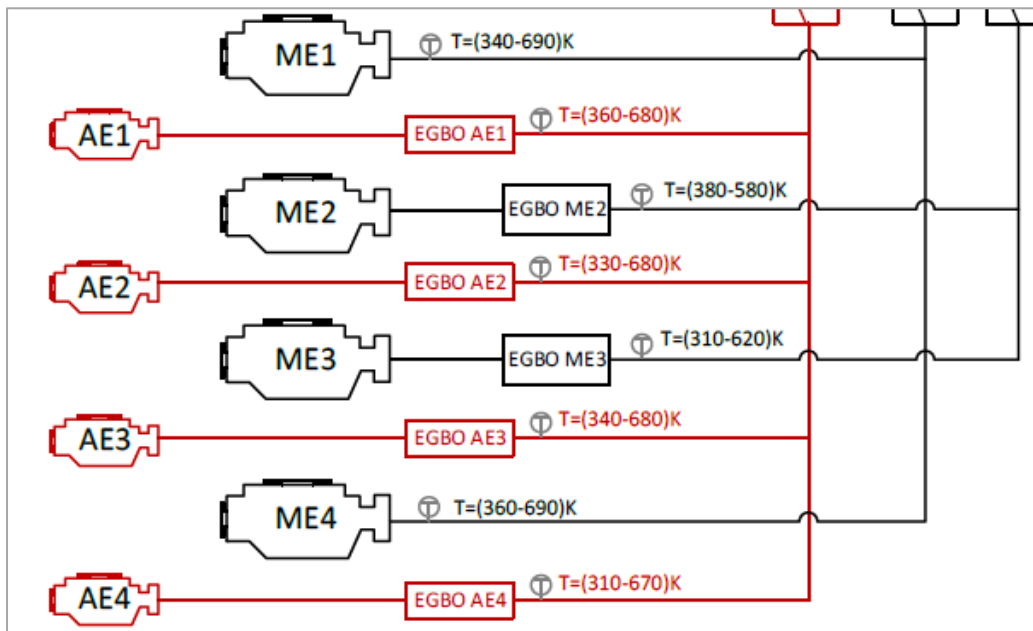
- 2*1000 kg/h, 7 bar_ö, ME avgaspannor
- 4*800 kg/h, 7 bar_ö, AE avgaspannor



Figur 4: Avgaspannornas placering i fartyget, i bilden till vänster ses de bakifrån och till höger ses samma bild från sidan.

Ombord används dock ett något lägre ångtryck på 6,5 bars övertryck. I figur 5 kan ses en skiss över hur avgaspannorna är kopplade till sina respektive motorer. Från bilden kan också ses att samtliga AE är utrustade med avgaspannor men bara ME 2 och 3 har dessa. Detta betyder att det oftast kommer att finnas möjlighet att producera ånga med bara en ME i taget, då M/S Birka Stockholm oftast kör med antingen ME 1/3 eller 2/4. Vidare kan ånga

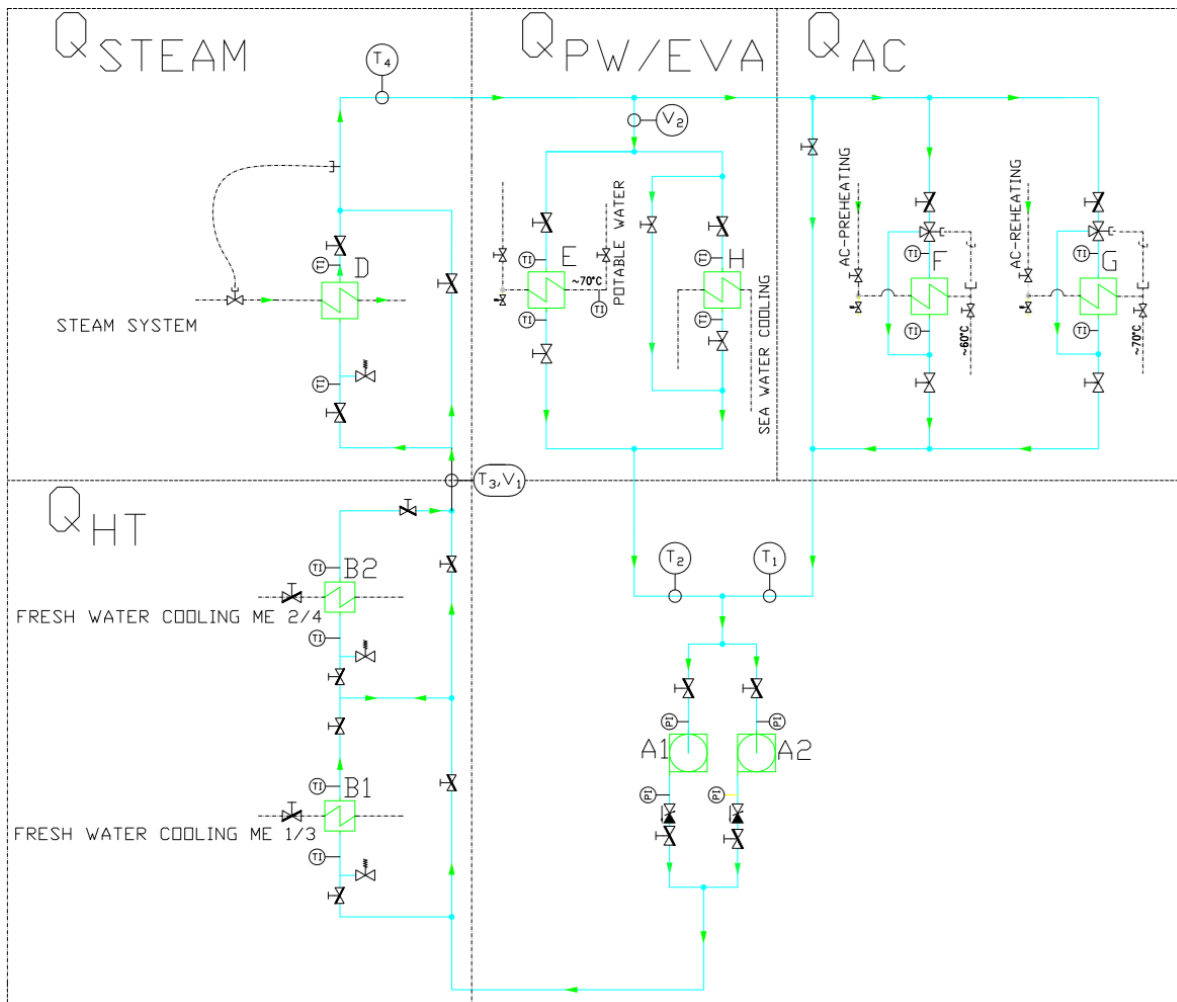
produceras med det antal dieselgeneratorer som är i drift vid olika driftsituationer. Det kommer i regel finnas möjlighet att producera ånga med två AE, då fartyget måste ha två av dessa igång när det går i skärgårdstrafik. Dock bör det nämnas att eftersom fartygets samtliga motorer oftast går med väldigt låg belastning, kommer man inte kunna ta ut max mängd ånga som pannorna är dimensionerade för. Mängden ånga som produceras med dessa avgaspannor utreds vidare i avsnitt 6.1.2.



Figur 5: Schematisk skiss över motorer och avgaspannor (Ahlgren, Mondejar, Genrup, & Thern, 2014).

2.6. Värmeåtervinnningssystemet

Värmeåtervinnningssystemet, eller *Heat Recovery*-systemet, tar tillvara värme från fartygets huvud- och hjälpmaskiner med hjälp av värmeväxlare, vilka kyler motorernas HT-vatten och använder värmeenergin till värmning av fartygets tappvatten och AC-system, samt produktion av färskvatten i en evaporator. En schematisk skiss över fartygets *Heat Recovery* system kan ses i figur 6, och komplett systemritning finns i bilaga 5.



Figur 6: Schematisk skiss över fartygets Heat Recovery-system. Utritad är också de punkter i systemet där mätningar utförts.

Systemet tar värmeenergi från motorernas HT-vatten med hjälp av två värmeväxlare (B1,B2), vilka är dimensionerade för 2400 kW/st. Värmeväxlare B1 tar upp värmeenergin från HT-system 1/3, som koler följande motorer; ME1, ME3, AE1, AE3. Värmeväxlare B2 tar i sin tur värmeenergi från HT-system 2/4 som koler motorerna ME2, ME4, AE2, AE4. För att kunna tillgodose fartygets värmebehov när motorerna producerar för lite spillvärme har man också installerat en ångbooster (D) efter värmeväxlarna. Effekten från D styrs av temperaturen på vattnet före förbrukarna i systemet. Ifall värmeväxlarna B1 och B2 inte kan höja temperaturen till systemets börvärde, kommer ångboostern att tillföra termisk energi i form av ånga från fartygets ångsystem till Heat Recovery-systemet, för att bibehålla det utgående vattnets temperatur.

Ångboostern är dimensionerad för att maximalt kunna tillföra 7150 kW extra värmeenergi till systemet. AC-systemet förbrukar denna värmeenergi i AC-Preheatern (F), vilken är dimensionerad för 1200 kW och AC-Reheatern (G) som är dimensionerad för 3500 kW. Dessa båda enheter är de enskilt största förbrukarna i värmeåtervinnningssystemet, och deras energibehov är beroende av utetemperaturen, ju kallare uteluften är desto högre blir värmebehovet till fartygets inredning, för att hålla temperaturen inne på lagom nivå.

För tappvattnets värmning finns det en värmeväxlare som är dimensionerad för 1200 kW (E). Förbrukningen av värmeenergi i denna värmeväxlare är mer eller mindre konstant men varierar något beroende på antalet passagerare ombord vid aktuellt tillfälle. En evaporator (H) finns också installerad och används vid behov fört att producera tekniskt vatten till fartyget samt pannvatten till fartygets ångsystem. Evaporatorn är dimensionerad för 1050 kW.

Värmeåtervinnningssystemet har två varvtalsstyrda cirkulationspumpar (A1,A2) vilka vardera är dimensionerade för ett flöde på 300 m³/h vid 3 bars tryck. Systemet styrs av en tryckreglering vars börvärde är kopplat till trycket på pumparnas trycksida. Då detta tryck skall hållas konstant kommer frekvensomvandlaren att styra elmotorns varvtal, vilket ger olika varvtal på pumparna, och därmed olika flöden i systemet beroende på effektbehovet i de olika delarna.

I AC-systemet har man monterat strypbrickor på bypass-ledningen för värmeväxlarna, i syfte att minska flödet genom AC-systemet när behovet av värmeenergi är litet. Därmed skulle trycket i systemet bli för högt om flödet skulle vara konstant, men nu kommer man att minska på flödet i systemet så att trycket hålls konstant vilket i sin tur minskar på pumparnas elenergibehov.

2.6.1. Energimätning i värmeåtervinnningssystemet

För att få reda på den tillgängliga värmeenergin i värmeåtervinnningssystemet, måste man bedöma hur mycket värmeenergi som tillförs i värmeväxlarna B1 och B2 vid normal drift, och vad den maximala energitillförseln av dessa värmeväxlare är vid olika motorbelastningar. Man måste också veta hur mycket värmeenergi det förbrukas vid normaldrift för att kunna

jämföra detta med den maximala tillgängliga värmeenergin. Den största förbrukaren är AC-enheterna, vars värmeenergiförbrukning är beroende av utetemperaturen, och därmed är det viktigt att veta hur mycket värmeenergi dessa förbrukar vid olika utetemperaturer.

Tappvattenvärmningsförbrukningen är mer eller mindre konstant, och den påverkar inte så mycket den totala förbrukningen av termisk energi. Evaporatorn kommer att höja den totala förbrukningen av värmeenergi momentant med ca 500-1000 kW baserat på de mätningar som utförts. Den används dock relativt sällan, vilket betyder att den inte kommer att påverka den tillgängliga värmeenergin för ORC i lika hög grad som AC-enheterna eller tappvattnets förbrukning. För att få reda på värmeenergiomsättningen i de olika delarna av systemet (figur 6) har det totala flödet \dot{V}_1 , vilket går genom värmeväxlarna B1 och B2, samt ångboostern D, uppmätts. Samtidigt mäts flödet genom evaporator/tappvattenvärmningsledningen, betecknat \dot{V}_2 (figur 7).



Figur 7: Ultraljudsmätare fäst på röret för att mäta upp flödet till evaporator/tappvatten ledningen \dot{V}_1 .

Flödet \dot{V}_3 , vilket blir flödet som går ut till AC-enheterna, fås genom att subtrahera \dot{V}_2 från \dot{V}_1 . Tillsammans med dessa flöden behöver temperaturer på olika platser i systemet mätas upp för effektberäkningarna. Dessa är temperaturen på returvattnet från AC-enheten (T_1), temperaturen på evaporator/tappvattenvärmningsledningen (T_2), temperaturen mellan värmeväxlare B2 och ångboostern T_3 , samt temperaturen efter ångboostern (T_4). För att

beräkna temperaturen T_0 före värmeväxlarna B1 och B2, vilken är den temperatur som blandningen av returvatten från AC- och evaporator/tappvatten ledningarna får, används följande formel (The Engineering Toolbox, 2016):

$$T_0 = \frac{\dot{V}_3 * c * T_1 + \dot{V}_2 * c * T_2}{\dot{V}_3 * c + \dot{V}_2 * c}$$

\dot{V}_3 är volymflödet genom AC-enheterna, \dot{V}_2 är volymflödet genom evaporator/tappvattenvärmningen, c är vattnets specifika värmekapacitet vars värde antas till $4,18 \frac{kJ}{kgK}$. För att få en korrekt enhetsanalys i de följande formlerna, bör egentligen samtliga volymflöden omvandlas till massflöden med enheten $\frac{kg}{s}$, men eftersom vattnets densitet har uppskattats att vara $1000 \frac{kg}{m^3}$ kan denna omvandling försummas.

T_1 är temperaturen på returvattnet från AC-enheten, och T_2 är temperaturen på returvattnet av evaporator/tappvatten värmningen. När T_0 är beräknat kan man beräkna effekten som fås av värmeväxlarna B1 och B2 med följande formel:

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{V}_1 * c * \rho * (T_3 - T_0)$$

För att beräkna den tillförda effekten i ångboostern används följande formel:

$$\dot{Q}_{Ångbooster} = \dot{V}_1 * c * \rho * (T_4 - T_3)$$

Den förbrukade effekten i AC-enheterna beräknas enligt samma mönster men med följande värden:

$$\dot{Q}_{AC} = \dot{V}_3 * c * \rho * (T_4 - T_1)$$

Bortförd effekt i tappvattenvärmningen beräknas på följande sätt:

$$\dot{Q}_{TAPP} = \dot{V}_2 * c * \rho * (T_4 - T_2)$$

Evaporatoreffekten fås genom att jämföra normal drift utan evaporator med normal drift med evaporatorn igång:

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{Q}_{TAPP} - \dot{Q}_{EVA/TAPP}$$

3. ORC-PROCESSEN

ORC eller *Organic Rankine Cycle* som det står för arbetar efter den välkända Rankine-principen, men istället för vatten som arbetsmedium använder man sig av en organisk vätska, som har en mycket lägre kokpunkt än vatten. Denna organiska vätska förångas sedan av en värmekälla (figur 8), leds in i en turbin med tillhörande generator som producerar elektrisk energi, eller driver en annan maskin, och kondenseras sedan i en kondensator. Efter detta pumpas kondensatet till förångaren igen, och processen börjar på nytt.

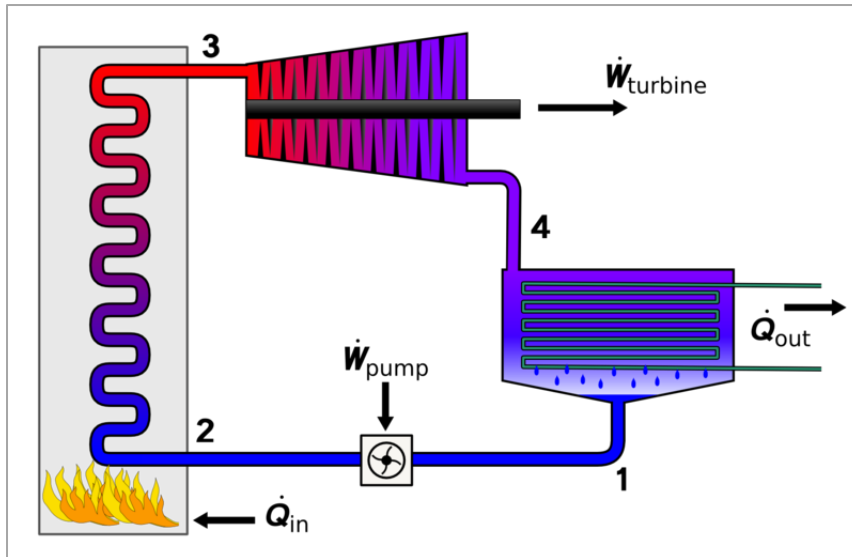
I de följande avsnitten kommer hela processen att gås igenom grundligare. Fördelen med detta sätt gentemot vanliga Rankine-processer med vatten som arbetsmedium, är att man kan använda mycket lågvärdigare värmekällor för att förånga arbetsmediet, vilket betyder att värmekällor som t.ex. sol-, geotermisk, eller i vårt fall exempelvis ett fartygs HT-vatten blir en möjlig energikälla att producera el med.

3.1. Rankine-principen

Rankine-principen formulerades första gången i mitten på 1800-talet av en skotsk fysiker och ingenjör vid namn *William John Macquorn Rankine*. Runt 80 % av världens totala elförbrukning sker faktiskt med hjälp av denna princip som används vid kraftvärmeverk som kan drivas av t.ex. solvärme, kärnkraft eller genom förbränning av biomassa eller fossila bränslen som olja och kol. Principen går ut på att tillföra värmeenergi till ett slutet kretssystem där oftast vatten är det arbetsmedium som används. Rankine-cykeln kan egentligen i praktiken aldrig till fullo återskapas av riktiga maskiner då det är en idealisk process för värmemaskiner (Wikipedia, 2015).

3.1.1. Arbetsprincip

Rankine-principen är en så kallad isobar process då tillförseln av värme, \dot{Q}_{tillf} , sker under konstant tryck, vanligtvis inne i ångpannan. Lika är fallet med bortförseln av värme, \dot{Q}_{bortf} , som sker under konstant tryck i turbinens kondensator. I figur 8 ses ett förenklat schema över en typisk Rankine-process.



Figur 8: Schema över Rankine-process (Wikipedia, 2007).

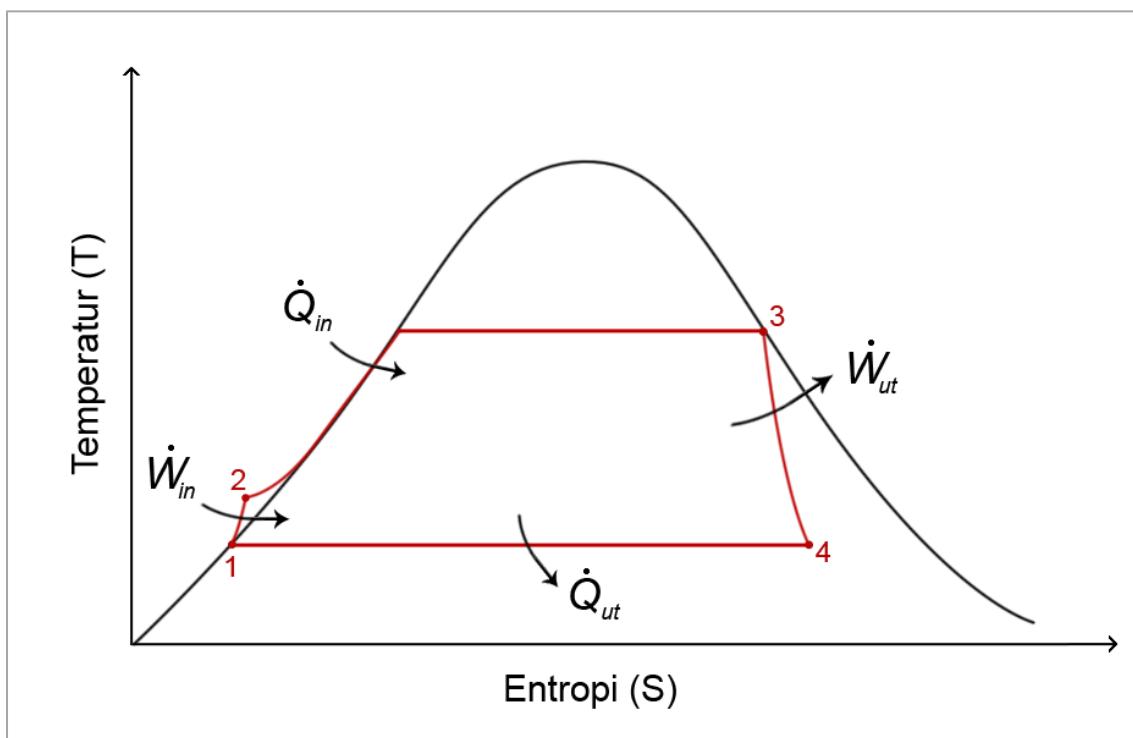
Denna process inritad i ett TS-diagram kan ses i figur 9. Notera hur Rankine-processen är indelad i fyra olika faser:

- 1-2: Arbetsmediet pumpas först från lågt tryck i kondensorn till ett högre tryck i förångaren. P.g.a. att arbetsmediet i detta skede är i vätskeform kräver inte pumpen något stort effektbehov i förhållande till processen i helhet. Typiska värden för pumpens effektbehov är 1-3% av hela processen.
- 2-3: När vätskan under högt tryck har kommit in i förångaren tillförs värmeenergi under konstant tryck för att få vätskan att gå över till ånga. Energimängden som krävs för detta kan räknas ut med hjälp av Mollier-diagram, alternativt genom att använda sig av ångtabeller.
- 3-4: Den mättade ångan leds in i en turbin där den utför ett arbete, och på så vis levererar termisk energi som kan användas till exempelvis elproduktion, som är ett typiskt användningsområde för dessa processer. Inne i turbinen kommer både trycket och temperaturen på arbetsmediet att sjunka. På samma sätt som den effekt vilken krävdes att förånga arbetsmediet, kan också den effekt som ges ut i detta skede bestämmas.
- 4-1: Ångan med låg temperatur och lågt tryck går in i en kondensator, där den nu kondenseras under konstant tryck, och således blir en mättad vätska igen. Processen börjar nu om.

(Wikipedia, 2015)

I figur 9 kan man se att linjerna mellan punkt 1-2 samt 3-4 är något sneda. I en ideal Rankine-process skulle dessa vara helt vertikala. Orsaken till att de inte är det är olika förluster som uppstår av t.ex. friktion i arbetsmediet, som leder till tryckförluster i både pannan, kondensorn och rörledningarna mellan de olika komponenterna. Värmeförluster till omgivningen är också en orsak till detta.

Dessa värmeförluster i systemet leder i sin tur till att en större energimängd måste tillföras till arbetsmediet för att förhindra att den totala nettoeffekten sjunker, och på detta vis hålla nettoeffekten på samma nivå. Andra källor till förluster i systemet kan också vara exempelvis luftläckor i kondensorn, lagerförluster och ångläckor på vägen (Wikipedia, 2011) (Electrical4u.com, 2016a).



Figur 9: Rankine-processen inritad i ett TS-diagram (Wikipedia, 2011).

Huvudvariablerna man kan påverka i Rankine-processen är:

- \dot{Q} – Tillförd eller bortförd värmeenergi per tidsenhet i pannan eller kondensorn
- \dot{m} – massflöde på arbetsmediet
- \dot{W} – Mekaniskt arbete som blir använt av eller tillfört systemet per tidsenhet, t.ex. av matarvattenpumpen eller turbinen

- η_t – Processens termiska verkningsgrad, beskriver hur väl tillförd termisk energi till systemet kan omvandlas till användbar energi, t.ex. elenergi
- η_{pump}, η_{turb} – Turbinens samt pumpens verkningsgrader
- $h_1 \dots h_4$ – Arbetsmediets entalpi i de olika punkterna i TS-diagrammet
- p_3, p_4 – Trycken före och efter arbetsmediets expansion i turbinen

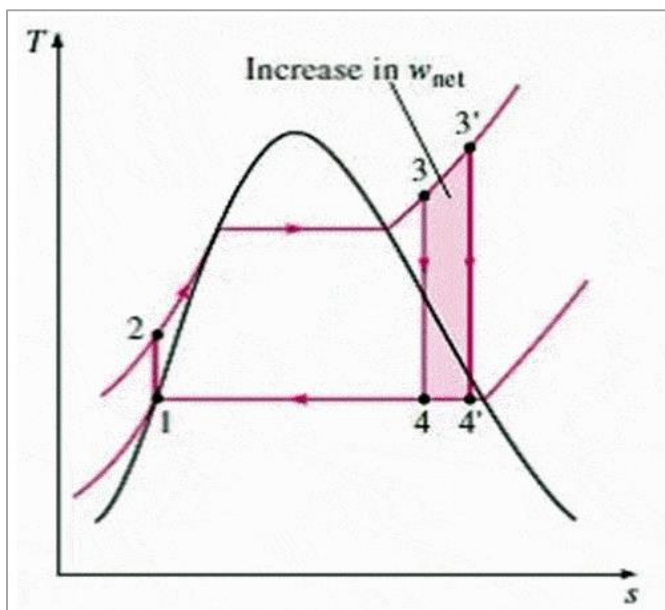
(Wikipedia, 2015)

3.2. Förbättring av processen

Det finns ett antal sätt genom vilka man kan förbättra verkningsgraden på verkliga processer som använder sig av Rankine- principen. Eftersom den största delen av elektrisk energi i världen produceras med hjälp av olika applikationer av Rankine- processen, kan redan små förbättringar av processen ge stora minskningar i kostnader för anläggningen, samt sänka utsläppen av växthusgaser. I de följande avsnitten presenteras ett par olika sätt genom vilka man kan höja effektiviteten hos en Rankine- process.

3.2.1. Överhettning av arbetsmedium

Det kanske enklaste sättet som man kan höja verkningsgraden på Rankine-processen är att värma arbetsmediet till så hög temperatur att det blir överhettat. I figur 10 kan man se vad det är som händer i Rankine-processen vid överhettning.



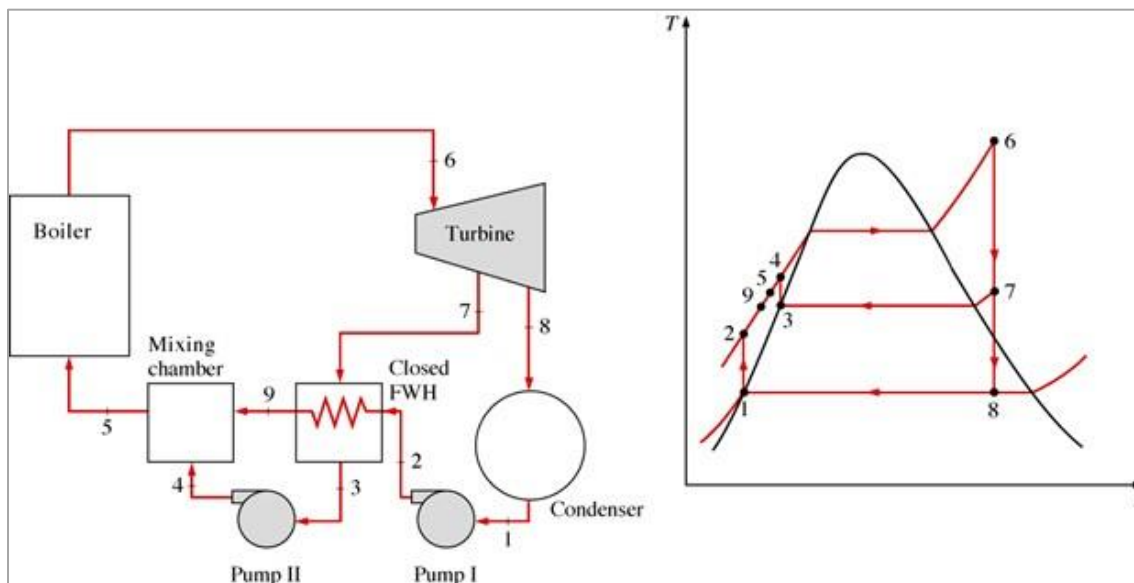
Figur 10: TS-diagram över Rankine-process med överhettning av arbetsmedium (Electrical4u.com, 2016b).

Den vanliga Rankine-processen är i figuren punkterna 1,2,3 och 4, medan processen med ökad överhettning är punkterna 1,2, 3' och 4'. Det skuggade området visar då den effektökning man får ut ifall man använder sig av överhettning. Det finns begränsningar till hur mycket man kan höja temperaturen genom överhettning. Denna gräns ligger vid ca 620 °C vid turbininloppet. Begränsningen kommer ifrån att metallen i turbinbladen inte klarar av högre temperaturer ifall inte specialmetaller används. Kostnaderna för detta överstiger dock i allmänhet den extra nyttan som kommer av att överhetta arbetsmediet ytterligare (Electrical4u.com, 2016b).

3.2.2. Regenerativ Rankine-process

I en regenerativ Rankine-process (=Rankine-process med matarvattenförvärmning) tar man ut ett litet ångflöde från turbinen som används till att förvärma matarvattnet, som sedan går till pannan. Matarvattnet kommer då att hålla en högre temperatur vid inloppet till pannan, vilket gör att den termiska effektiviteten kommer att öka då man inte behöver lägga till lika mycket värmeenergi i brännaren för att förånga arbetsmediet. Detta har också den fördelen att man minskar på eventuell termisk chock i pannan genom att inte pumpa in lika kall vätska vilket kommer att minska på slitaget och därmed minskar underhållskostnader (Hugo, Mechanical Engineering Thermodynamics - Lec 20, pt 3 of 7: Regenerative Rankine Cycle, 2013c). I figur 11 kan man se en schematisk bild över en regenerativ Rankine-process, samt denna insatt i ett TS-diagram.

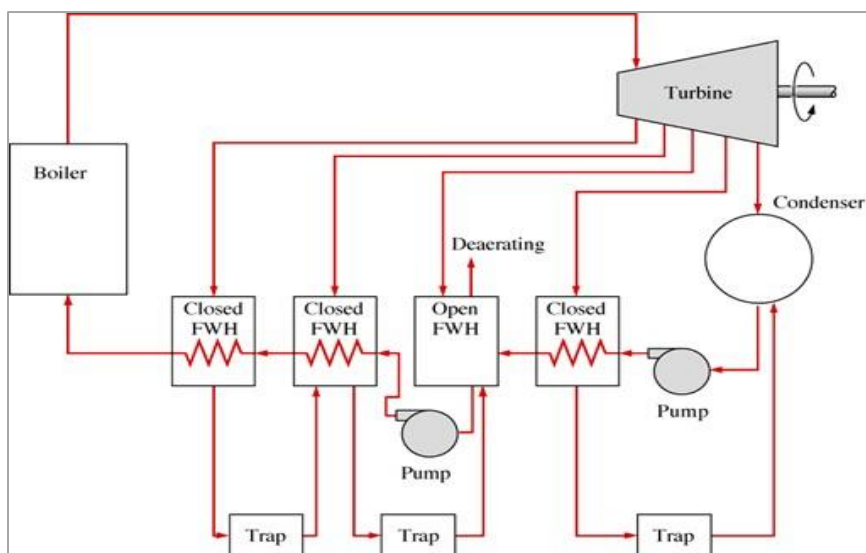
Detta innebär att en något högre del av effekten går åt till pumpeffekt men de vinster man gör genom att använda sig av regeneration kompenserar för detta faktum (Hugo, Mechanical Engineering Thermodynamics - Lec 20, pt 6 of 7: Closed Feedwater Heater, 2013b).



Figur 12: Schematisk bild över Rankine-process med regeneration m.h.a. sluten förvärmare samt TS-diagram över denna (The McGraw-Hill Companies, 1998b)

Även kombinationer av öppna och slutna system kan förekomma i vissa fall. På detta vis kan man få de fördelar som kommer från båda tillvägagångssätt i samma process. Exempelvis är det eftersträvävärt att ha avluftningen från det öppna systemet för att förhindra korrosion. Denna egenskap saknas ju ifall man använder sig av enbart en sluten lösning. I båda typer av lösningar kan man dessutom lägga till flera förvärmningssteg för att ytterligare förbättra verkningsgraden.

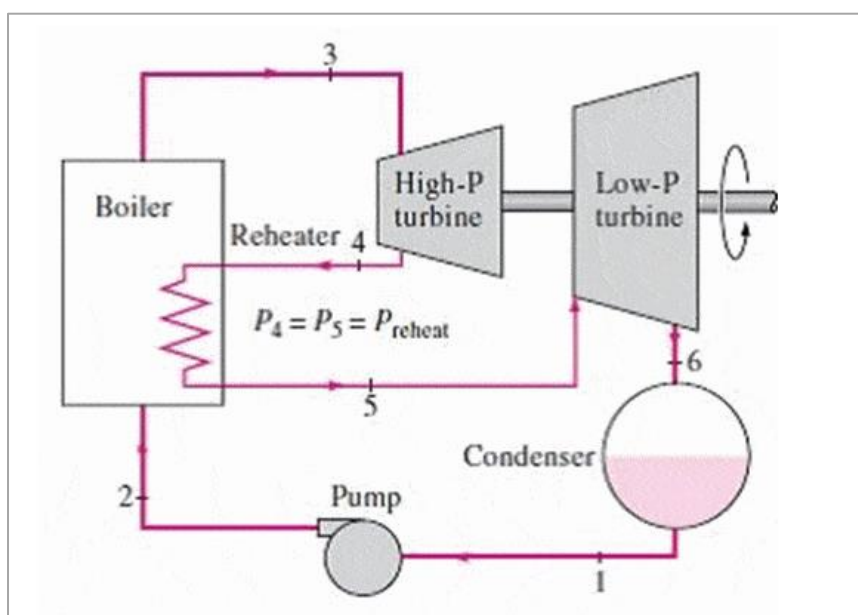
Dock kan man i regel säga att gränsen för hur många förvärmningssteg det är lönsamt att sätta in är dock runt 10 stycken och detta sker enbart i specialfall (Alvarez, 2006). Vanligare är att man använder mellan 2-4 steg av ekonomiska skäl. Ett exempel på en anläggning med både öppen och sluten förvärmning kan ses i figur 13.



Figur 13: Schematisk bild över Rankine-process med regeneration m.h.a. både tre slutna och en öppen förvärmare (The McGraw-Hill Companies, 1998a)

3.2.3. Mellanöverhettning av arbetsmediet

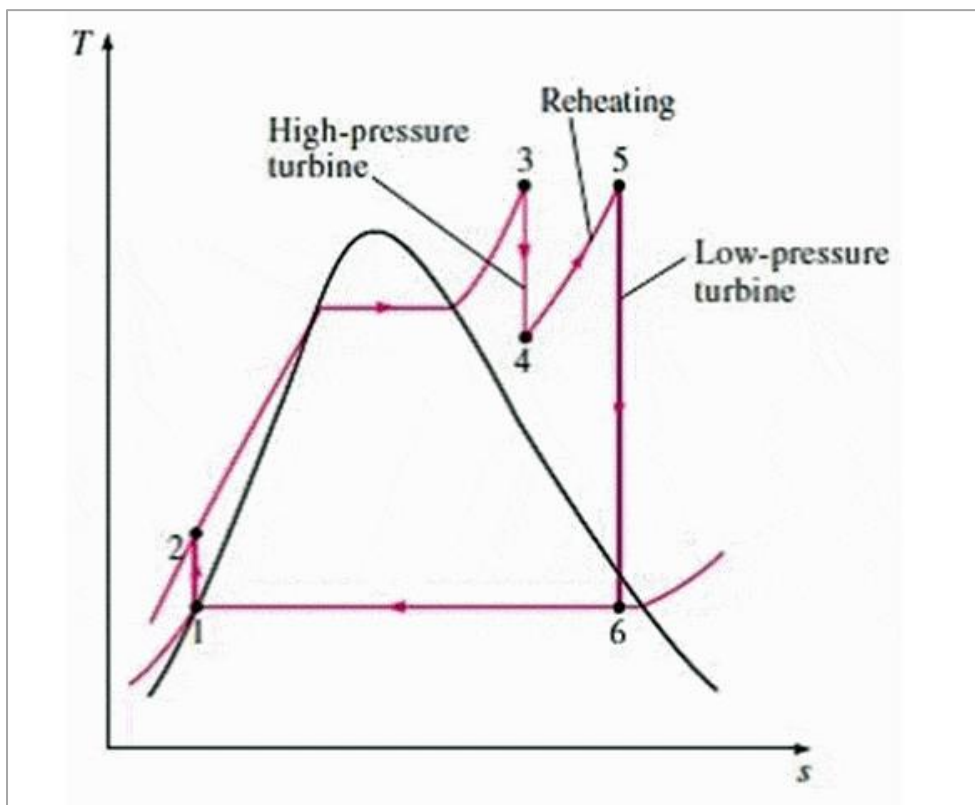
Ett tredje sätt att höja den termiska effektiviteten i en Rankine-cykel, är att låta ångan passera genom två eller flera turbinsteget, medan man emellan dessa återvärmer ångan genom att låta den passera igenom pannan ytterligare en gång. I figur 14 ses ett typexempel på en Rankine-process med återvärmning av arbetsmediet.



Figur 14: Schematisk ritning över Rankine-system med återvärmning (Electrical4u.com, 2016b).

Denna process insatt i ett TS-diagram kan ses i figur 15. Från figuren kan man se att ångan först passerar genom en högtrycksturbin. Den ånga som kommer ut från denna leds sedan igenom pannan igen, där den värms upp till samma temperatur som innan högtrycksturbinen. Detta har den fördelen också att man "torkar" ångan, och på så sätt minimerar risken för droppar av vätska att komma med in i lågtrycksturbinen. Efter att ångan genomgått expansion i lågtrycksturbinen förs den sedan till kondensorn och processen börjar på nytt.

Man kan även introducera flera turbinsteget till processen i större anläggningar för att på så sätt ytterligare höja verkningsgraden. Dock är det ofta inte lönsamt att lägga till flera turbinsteget då den ökade nyttan ofta inte överstiger runt 2-3 % (Electrical4u.com, 2016b).



Figur 15: TS-diagram över en Rankine-process med återvärmning (Electrical4u.com, 2016b).

3.3. Arbetsprincip och val av arbetsmedium till ORC

ORC-processen fungerar som tidigare nämnt som en helt vanlig ångkraftprocess som följer Rankine-cykeln. Den nyckelskillnad som dock finns i denna process är arbetsmediet man använder sig av för att utföra ett arbete. Arbetsmediet är en organisk vätska istället för vatten,

av vilka det finns många olika att välja att använda sig av. Den gemensamma nämnaren här är att de alla har en mycket lägre kokpunkt än vad vatten har, vilket gör det möjligt att använda sig av mycket lågvärdigare värmekällor än vad man måste ha i traditionella ångkraftanläggningar. Exempel på ämnen vilka man kan använda sig av som arbetsmedium istället för vatten är t.ex. toluen, etylbensen och cyklohexen (Ahlgren, Mondejar, Genrup, & Thern, 2014).

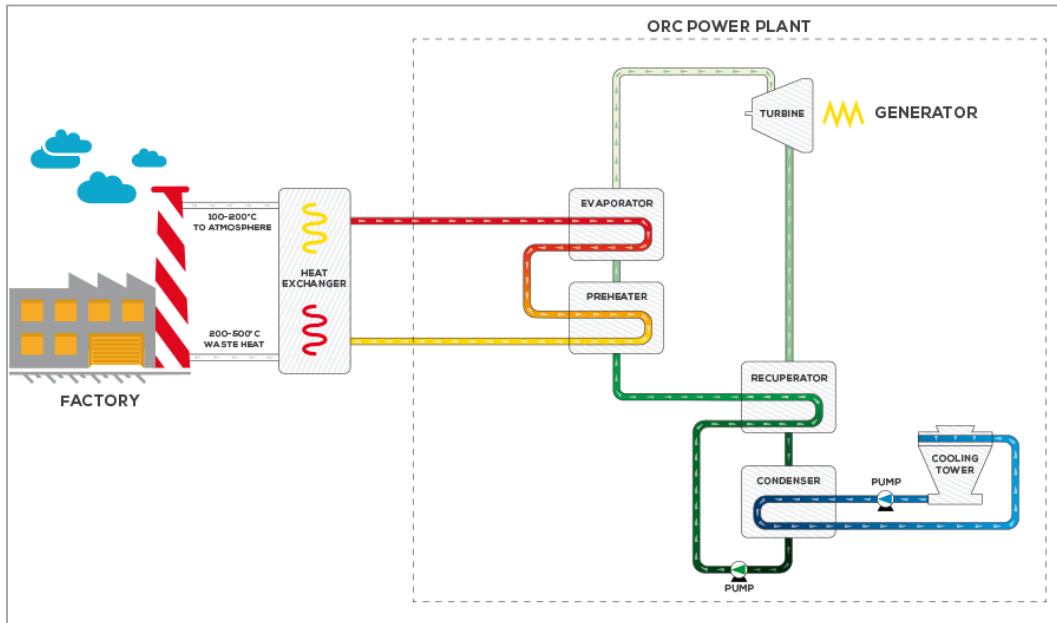
Vilket arbetsmedium man väljer att använda i processen skiljer sig från fall till fall och olika företag har också sina egna blandningar som de använder i sina maskiner. Några aspekter man ofta måste beakta vid valet av medium är exempelvis att fluiden skall vara ogiftig. Den får inte vara brandfarlig och bör vara icke-korrosiv för att undvika att maskinen själv skadas. Trycket som ORC kommer att arbeta bör också tas i beaktande. Tillgängligheten av rätt arbetsmedium ifall det skulle behövas påfyllning av någon orsak är också en viktig faktor, t.ex. vid servicearbeten på ORC: n. Detta förstås så att man inte får onödig dödtid bara för att det inte finns arbetsmedium till maskinen, vilket blir ekonomiskt olönsamt.

3.4. Applikationsmöjligheter

En lista på de områden där en maskin av denna typ kan användas kan göras lång. I en värld med alltmer ökande kostnader, speciellt i form av bränsle, är teknologi gjord för att minska bränsleåtgången ett väldigt intressant område för företag inom många branscher. Några av de industrier som kan ha nytta av att titta på möjligheten att installera en maskin som använder sig av ORC-processen inkluderar men är inte begränsade till:

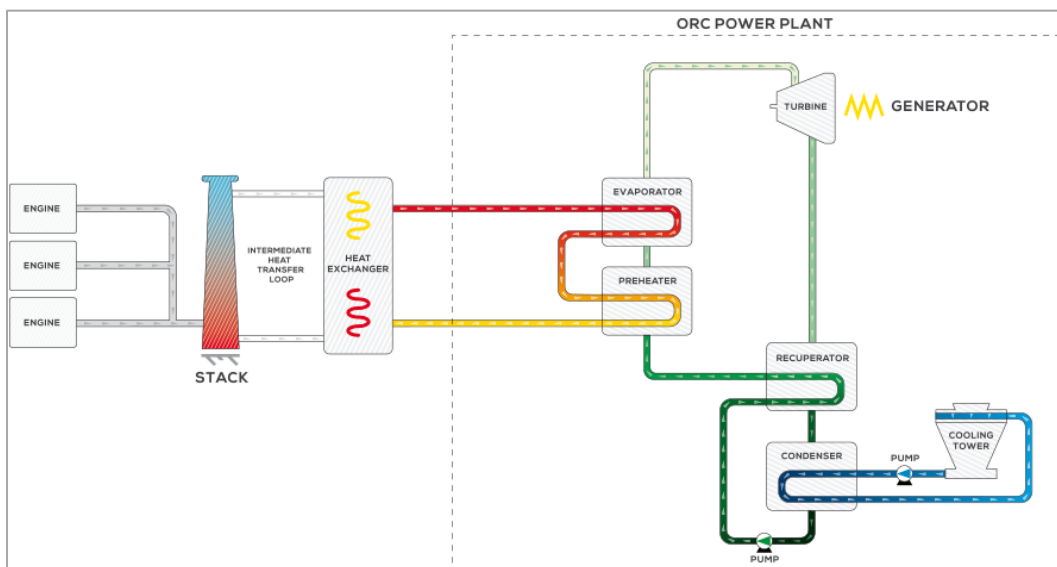
- Industriella sektorn – Denna sektor skulle potentiellt kunna ha stora vinningar att hämta av att installera system som kunde ta tillvara en del av den värmeenergi som går förlorad i denna typ av processer. Ca 1/3 av all energi som förbrukas i samhället används av industrisektorn, och av denna värmeenergi går en stor del åt till ingenting i form av t.ex. avgaser. Genom att använda en ORC-enhet skulle verkningsgraden på alla typer av processer som skapar spillvärme i någon form kunna höjas. Den producerade elenergin kunde användas antingen av industrin själv, eller säljas ut på elmarknaden, vilket skulle antingen skapa en inkomst eller sänka driftskostnaderna på

exempelvis en fabrik. I figur 16 kan ses ett schema över hur en ORC skulle kunna vara kopplad till en industriprocess (Exergy, 2012c).



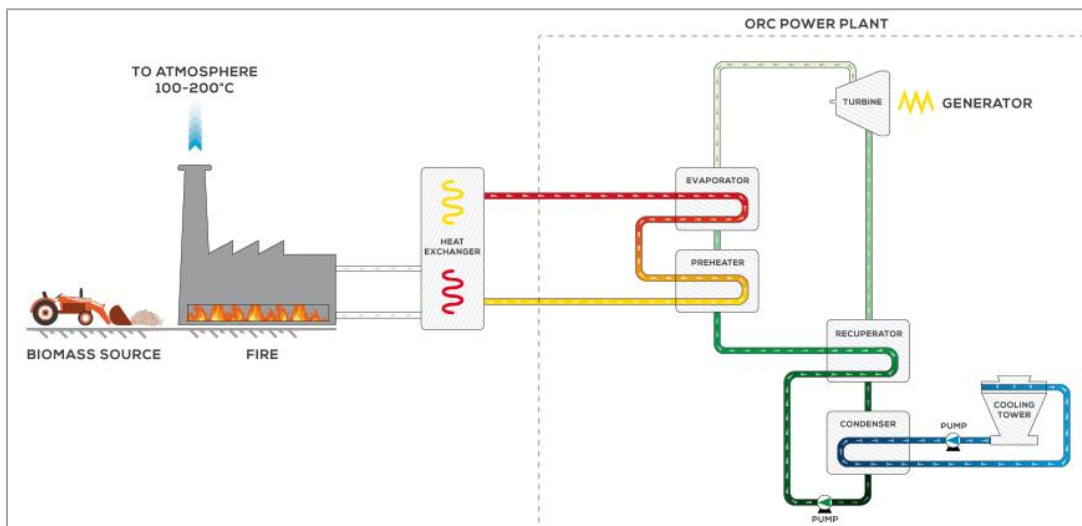
Figur 16: Principiellt schema över en ORC process i samband med en industriapplikation (Exergy, 2012c).

- Kraftstationer – I likhet med andra industriella processer producerar kraftstationer olika typer av spillvärme som kunde användas till elproduktion med hjälp av ORC. Man kan tänka sig att ta tillvara på värmeenergin i de avgaser som kommer från dieselgeneratoraggregat och gasturbiner (Exergy, 2012d). Ett exempel på hur en ORC kan vara kopplad till en kraftstation kan ses i figur 17.



Figur 17: Principiellt schema över en ORC-process syftad att utvinna energi från t.ex. motorer i ett kraftverk (Exergy, 2012d).

- Solkraftverk – Genom att använda en ORC i samband med solkraftverket kan man reducera kostnaderna på reflektorerna i verket, vilket i sin tur leder till en reducerad kostnad för hela kraftverket (Exergy, 2012e).
- Biomassakraftverk – En ORC-enhet kan väl användas i dessa typer av kraftverk, t.ex. i kombination med att man eldar biomassan i en panna av något slag tar ORC-anläggningen termisk energi från de avgaser som kommer från eldningen av biomassan, och producerar elektrisk energi från detta. I figur 18 kan ses en exempelkoppling av en ORC till ett biomassakraftverk (Exergy, 2012b).



Figur 18: Elproduktion med hjälp av ORC i ett biomassakraftverk (Exergy, 2012b).

- Geotermiska kraftverk – Geotermisk energi är en snabbt ökande sektor man använder sig av för att skapa elektricitet på ett rent och miljövänligt sätt. Här passar ORC-processen väl in då geotermiska värmekällor ofta är av lägre temperatur (90°C-280°C), vilket gör att det passar bra med en vätska med lägre kokpunkt att användas som arbetsmedium. Kraftverk upp till 50 MW kan potentiellt installeras (Exergy, 2012f).
- Marina sektorn – Inom den marina sektorn finns det mycket potentiell termisk energi som kunde användas till att driva en ORC-process. Värme finns att återvinnas ur t.ex. motorernas avgaser samt deras kylvatten samt ifall det finns överlopps ånga ombord kan detta också användas (Climeon, 2015).

4. TILLVERKARE

Till detta arbete har det valts ut en tillverkare av ORC-system som vi har haft kontakt med, samt begärt offerter av, för att få fram rimligheten i att kunna genomföra ett projekt som detta. I detta kapitel beskrivs kortfattat det företag valts till projektet.

4.1. Climeon

Climeon är det företag som valdes ut bland alla tillverkare av dessa typer av system. De kriterier som påverkat valet av tillverkare har varit bl.a. följande:

- Tillgänglighet
- Teknik
- Referenser

4.1.1. Tillgänglighet

Climeon är ett relativt nytt svenskt företag med sitt huvudkontor beläget i Stockholm. De har också servicetekniker och annan typ av support nära tillgängliga, vilket betyder att eventuell service och reservdelar till maskinen borde bli enkel och snabb att skaffa till fartyget vid behov. Situationen underlättas ytterligare då M/S Birka Stockholm anlöper Stockholm så gott som varje dag.

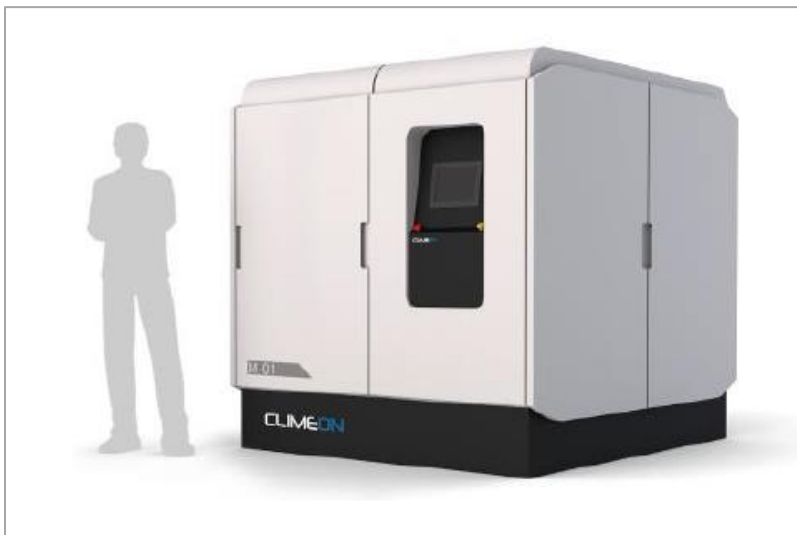
4.1.2. Teknik

I kapitel 3 med tillhörande underavsnitt har redan basen om ORC-processen och principerna hur denna fungerar förklarats mer ingående. Climeon Ocean Marine™ (figur 19) är baserad på denna teknik, men gjord enligt Climeons egna design. De har speciellt utvecklat en modell gjord för marint bruk och de krav som den miljön kräver. Bl.a. är den speciellt anpassad för att klara följande (Climeon, 2016):

- Vibrationer som uppstår p.g.a. motorerna.
- Säkerhetsklass som är uppsatta av försäkringsbolagen
- Komponenter anpassade för marint bruk
- Godkänd av klassningssällskapen

Climeons ORC-system byggs upp modulärt, där varje enskild modul kan ge upp till 150 kWe nettoeffekt ut till nätet per Climeon Ocean 150M. Ju fler enheter som installeras, desto högre effekt kan man få ut, men givetvis betyder detta också att det krävs en större värmemängd för att åstadkomma effektökningen. Varje modul kräver ca 1,3 MW värmeenergi för att kunna ge ut maxeffekt, men ger ut elenergi på nätet också med en mindre mängd värme.

Med mindre tillgänglig värmeeffekt blir verkningsgraden och maskinens uteffekt till elnätet sänkt. Till detta projekt är det tänkt att som mest användas två moduler, vilket då kommer att leda till att potentiellt få ut ca 300 kW elenergi till fartygets elnät.



Figur 19: Climeons Ocean C3-system. Denna modell (Ocean 150 M) innefattar endast en modul som kan ge upp till 150 kW eleffekt (Climeon, 2015).

C3-systemet arbetar med en temperatur på den varma sidan (förångaren) på 70-120 °C, men kan driftsoptimeras egentligen var som helst inom detta spann. Vanligtvis kommer en temperatur på ca 90-95 °C att användas för att passa ihop med t.ex. ett fartygs HT-vatten. På den kalla sidan (kondensorn) bör en så låg temperatur som möjligt hållas för att säkerställa att en så stor temperaturskillnad som möjligt mellan det varma och det kalla flödet erhålls. Detta betyder att sjövattnet är det typiska mediet som används till detta ändamål (Eriksson, 2016).

Det som gör Climeon speciellt i jämförelse med andra tillverkare av dylika system, och orsaken att de kallar sitt system C3 istället för ORC, är att det är den enda tillverkaren med en maskin som jobbar under vakuum. Det finns en annan tillverkare som jobbar enligt samma

princip, men de tillverkar applikationer för militärt bruk och är därför inte aktuella för installationer av den typ som undersöks i detta arbete.

P.g.a. det låga tryck som Climeon kan jobba under gör det också att deras konstruktion kan använda sig av betydligt mindre material än andra tillverkare. Upp till 75 % mindre, där den största besparingen är i stål. Denna inbesparing i material leder till lägre kostnader och en lättare installation, då maskinen inte utför lika stora påfrestningar på existerande konstruktioner (Karthäuser, 2016). Detta är en bra egenskap t.ex. ombord på fartyg där man vill undvika onödigt stora belastningar på skrovkonstruktionen. Också stabilitetsmässigt kan det vara en fördel även fast dessa system ofta installeras långt nere i fartyg i deras maskinrum.

C3-systemet erbjuder också ett antal andra fördelaktiga egenskaper, t.ex. uppnås en Carnot-effektivitet på ca 50 %, vilket är i klass med de bästa gaskraftverken.

Elproduktionskostnaderna för systemet hålls på en lägre nivå än för både vind- och solkraft, och kan beroende på beräkningssätt även bli lägre än elproduktionskostnader för fossila samt nukleära bränslen (Karthäuser, 2016). I denna rapport kommer både benämningen ORC samt C3 att användas men syftar uteslutande till samma system.

4.1.3. Referenser

Den tredje aspekten som påverkat val av tillverkare har varit tidigare referenser. Eftersom detta projekt är väldigt specialiserat då det är ombord ett fartyg som maskinen skall sitta, något som inte är gjort på så många fartyg ännu, var det viktigt att ha ett företag med i alla fall någon erfarenhet av sådana installationer. Climeon har under 2015 haft ett pilotprojekt med sin version av en C3-anläggning ombord på M/S Viking Grace och allt antyder att det varit lyckat och deras maskin producerar el från spillvärme ombord (Eriksson, 2016).

4.2. Varför Climeon?

Efter att ha haft inledande kontakt med personal på Climeons kontor om vilka krav de hade på att kunna installera en av deras ORC-maskiner ombord på fartyget, skickade de ett frågeformulär utformat att bedöma om det alls är värt att se om man kan installera deras system. Detta formulär kan ses i tabell 1.

Tabell 1: Frågeformulär från Climeon.

Question	Comment	Answer
1. How much thermal waste exists?	The source of the waste heat should preferably be >1,3MW thermal energy in order for the case to be	
2. What medium is the heat source? (water/steam/other)	Water is our preferred medium If it's thermal oil then this works as well Steam or flu gases work but it will affect the size of the heat exchangers which will drive cost. If the source is something other than above then we need to investigate further	
3. What temperature does the heat source have?	Should be in the interval 70-120 degrees Celsius	
4. What temperature is the cooling source	Should be in the interval 0-30 degrees Celsius	
5. What flow does the heat source have?	This will effect scope of solution, minimum is 10 l/s	
6. What flow does the cooling source have?	This will effect scope of solution, minimum is 10 l/s	
7. What is the alternative cost?	Alternative electricity cost or fuel cost depending on the case	

Utifrån dessa frågor kunde vi göra bedömningen att det fanns en bra chans att kunna gå vidare med just detta system. Utan att i detta skede genomfört mätningar kunde vi ge följande svar på dessa frågor. I tabell 2 kan svaren ses i samma ordning som ovan.

Tabell 2: Svar på Climeons frågeformulär.

Fråga 1 Hur mycket spillvärme finns tillgänglig?	Vet ej, detta är huvudvariabeln som behövde undersökas närmare för att kunna vara säker.
Fråga 2 Vilket medium är värmekällan?	I första hand vatten, då huvudkällan till värmeenergi i ett tidigt skede bedömdes vara att ta energi från fartygets <i>Heat Recovery</i> -system, eventuellt att denna energi kan utökas att innefatta också värme från överlopps ånga som annars skulle dumpas i fartygets dumpkondensorer.

Fråga 3 Vilken temperatur har värmekällan?	Vattnet i värmeåtervinningssystemet håller en temperatur på ca 88 °C beroende på driftsituation.
Fråga 4 Vilken temperatur har kylmediet?	Kylmediet som skulle användas bör troligen vara sjövattnet direkt, vilket håller lägst temperatur och finns lättillgängligt, speciellt för fartyg.
Fråga 5 Vilket flöde har värmekällan?	Flödet i systemet ges av två stycken centrifugalpumpar vilka vardera har en kapacitet på 300 m ³ /h eller ca 83 l/s. Med anledning av denna höga pumpkapacitet bedöms det finnas bra möjlighet till ett tillräckligt flöde för C3-enheten.
Fråga 6 Vilket flöde har kylmediet?	Bedöms att antingen behöva installera en erforderlig pump speciellt för ändamålet ifall inte tillräcklig sjövattnepumpeffekt fanns ombord eller använda sig av färdigt installerad pumpkapacitet om det finns.
Fråga 7 Vad är den alternativa kostnaden för elproduktion?	Alternativet till att producera el ombord är med fartygets dieselgeneratorer, uträkningar på vad det kostar att producera el med dessa kan ses i avsnitt 7.2.2.

5. MÄTUTRUSTNING

För att kunna genomföra mätningar ombord på fartyget behövdes en del utrustning för att utföra dessa. Dels behövdes flödet mätas upp i olika delar av värmeåtervinningsystemet men också temperaturer behövde tas upp under en tid för att kunna beräkna energier i olika delar av systemet. I de följande avsnitten går den använda utrustningen och dess arbetsprinciper igenom.

5.1. Flödesmätare Flexim FLUXUS F601

Vid uppmätning av mängden tillgänglig värmeenergi från fartygets dumpkondensorer samt värmeåtervinningsystem, har två typer av mätinstrument använts. Dels en flödesmätare av ultraljudstyp, märke Flexim, modell FLUXUS F601 (figur 22). Och dels en temperaturlogger, Squirrel SQ2010 Data Logger, av märket Grant (se kapitel 5.2). Dessa har vi fått låna från skolans maskinlaboratorium. Mätarna införskaffades till skolan under vintern 2015 och hösten 2016 och håller en mycket hög kvalitet samt bra användarvänlighet, vilket gjorde det lätt att använda dem.



Figur 22: FLUXUS F601, till höger om själva maskinen syns sensorerna kopplade på ett rör. (SebaKMT, 2015)

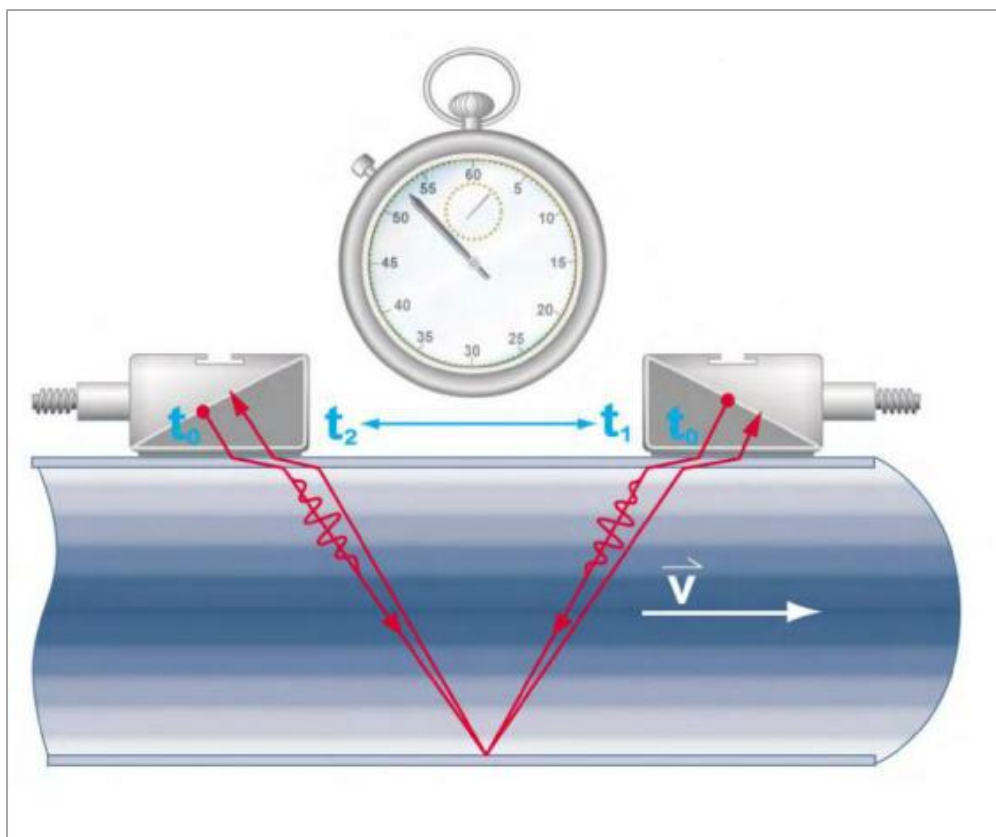
5.1.1. Typer av flödesmätare

Flödesmätare kan man i allmänhet dela in i två olika kategorier. Dels i s.k. ”*clamp-on*” vilka monteras utanpå röret, och i ”*inline*” vilka brukar sig av ”våta” sensorer. Då är med andra ord sensorerna inuti röret man vill mäta i och är således i kontakt med arbetsmediet. Den mätare som använts vid mätningarna till detta projekt är av typen *clamp-on*. Fördelen dessa mätare har är att de är lätta att flytta på då de oftast kommer i portabel version. Det förekommer dock också fasta lösningar av dessa. *Inline*-mätare är oftast monterade med fläns emellan två rör, men det förekommer också mätare som är fastsvetsade på röret (Fluur, 2013).

En annan fördel som kommer med att använda en *clamp-on*-mätare är att det inte förekommer någon läckrisk då det inte finns någon fysisk kontakt mellan mätaren och mediet som man mäter på. Nackdelar som bör nämnas ändå är att de är beroende av att ha raka rör en bit före och efter mätarna så att flödesprofilen på det uppmätta mediet blir korrekt. De är också känsliga för eventuell gasansamling i mediet. Uppstår detta finns risk att mätningen blir felaktig. Av denna orsak bör man tänka på att undvika att montera *clamp-on*-mätare på toppen av röret om möjligt, då det är högst risk för gasbubblor där. Mätaren bör alltså placeras på sidan eller botten av röret för bäst resultat (Fluur, 2013).

5.1.1. Arbetsprincip

Oavsett vilken typ av ultraljudsmätare man väljer att använda sig av arbetar de enligt samma princip. De fungerar genom att bilda ett högfrekvent ljudspår mellan sina sensorer. De skickar först en ljudpuls i medströms riktning och sedan i motströms riktning. Ifall det inte finns något flöde i röret kommer det inte bli någon tidsskillnad mellan dessa ljudpulser, vilket betyder att det inte finns något flöde heller. I figur 23 illustreras *clamp-on*-mätarens arbetssätt.



Figur 23: Sensorerna som har till uppgift att ta emot ljudsignalen och mäta tiden för att beräkna flöde (Fluur, 2013).

Uppstår en tidsskillnad finns ett flöde som är proportionell mot flödes hastigheten i m/s. Detta kan räknas om till ett flöde när man har en innerarea på röret samt den tid denna tidsskillnad är (Fluur, 2013). Volymflödet i röret blir då:

$$\dot{V} = A * v$$

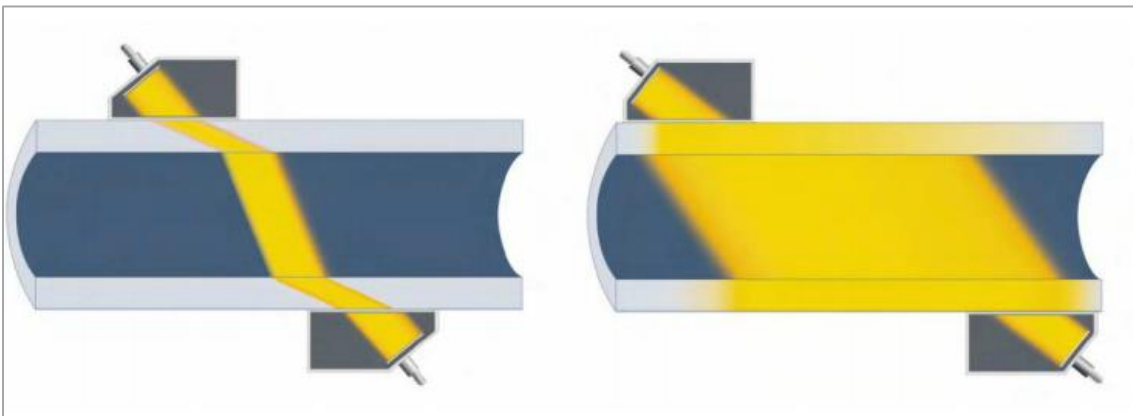
Ju högre den tidsskillnad som uppstår blir, desto högre blir det uppmätta flödet och vice versa. Den utrustning som skolan kunde tillhandahålla har även möjlighet att mäta upp massflöde och flödes hastigheten i röret.

5.1.2. Mätning med flödesmätare

För att få till en så exakt mätning som möjligt vid användning av en flödesmätare vilken använder sig av clamp-on-teknik, behöver man känna till ett flertal parametrar om det rör man mäter på för att maskinen skall kunna göra korrekta mätningar. De parametrar som behövs för att få till mätningen är:

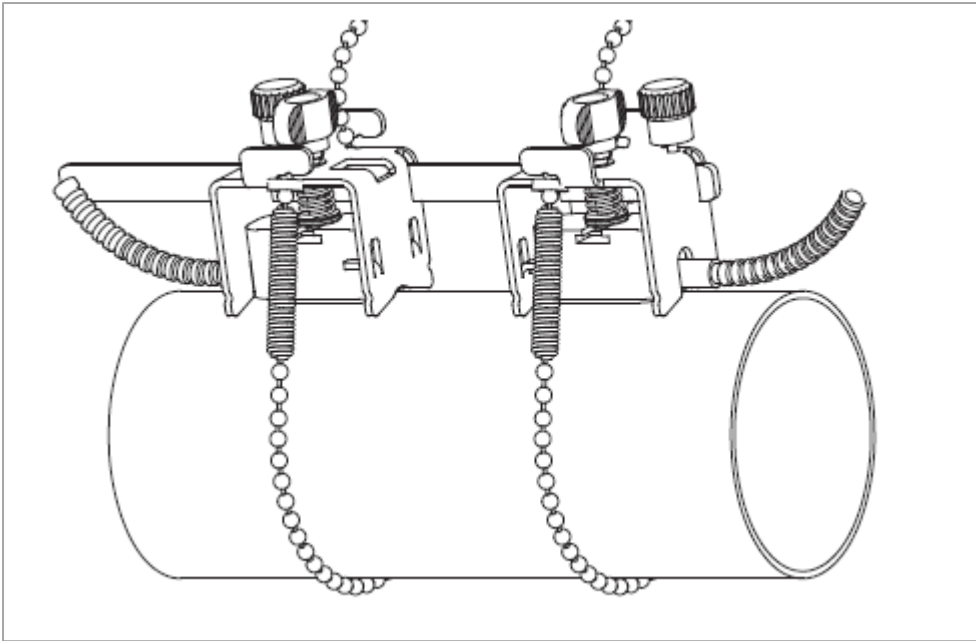
- Rörtjocklek
- Ytterdiameter på röret
- Rörmaterial
- Rörinfodring
- Ytråhet på röret
- Medium
- Medium temperatur

Dessa parametrar används sedan av maskinen för att korrekt kalkylera hur stort avstånd man behöver ha mellan mätsonderna för att få en så stark signal på ljudvägen som möjligt. T.ex. det uppmätta mediets temperatur är av stor vikt då ljud rör sig olika snabbt genom vätskor och gaser av olika temperatur. Densiteten på dessa förändras som bekant med temperaturen. För mätning av gaser samt vätskor används olika typer av sensorer. För gaser används oftast Lamb Wave-sensorer medan man använder sig av Shear Wave-sensorer för vätskor (Fluur, 2013). De mätningar som utfördes till detta arbete använde sig av Shear Wave-sensorer. Skillnaden dessa emellan illustreras i figur 24.



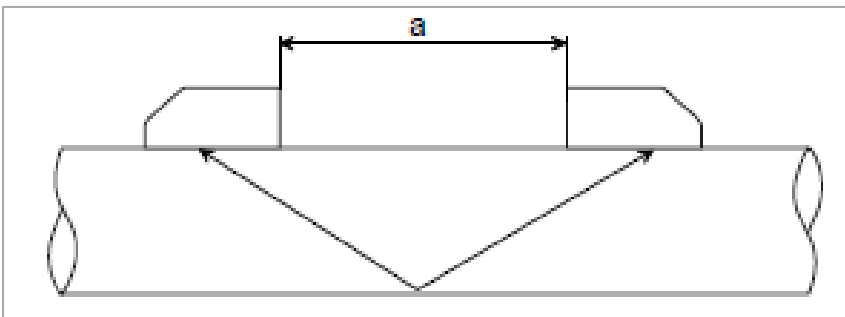
Figur 24: Bilden visar skillnaden mellan Shear (vänster) och Lamb (höger) -Wave mätning. Skillnaden dem emellan är mätvidden (Fluur, 2013).

När rätt typ av sensor är vald och alla andra behövliga parametrar matats in, kommer mätaren själv att beräkna upp det avstånd det bör vara emellan sensorerna för att få bästa möjliga signalstyrka. Detta beräknade värde är dock inte alltid optimalt, varför man oftast manuellt får justera längden emellan dem för att förbättra kvalitén på signalen. Mätaren fästs på röret enligt figur 25.



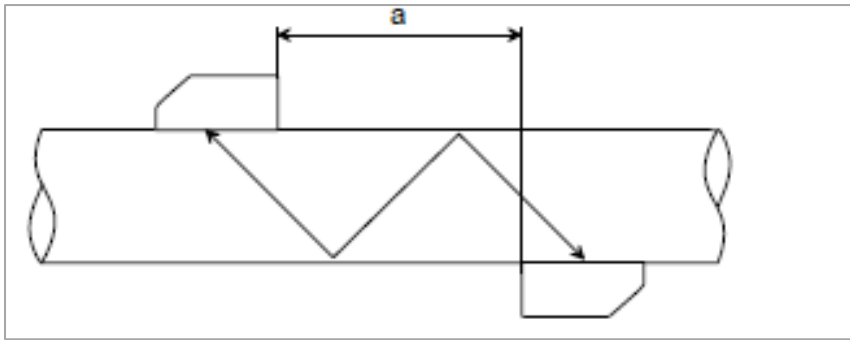
Figur 25: Sensorparet fastsatt på ett rör, på varje sensor finns en markering som visar hur den skall placeras i förhållande till flödet varvid man bör noggrant kontrollera att de blir monterade i rätt ordning (Flexim, 2016).

Det är också möjligt att välja om man vill fästa sensorerna på samma sida på röret, eller om man vill ha dem fästa på olika sidor. Beroende på hur man väljer att göra detta kommer mätningen att få lite olika egenskaper. Det som skiljer tillvägagångssätten åt är antalet ljudvägar som bildas vid mätningen. Beroende på vad man vill mäta bör man välja det mest lämpliga sättet att fästa sensorerna då olika antal ljudvägar ger olika egenskaper till mätningen. Ifall man fäster sensorerna enligt figur 26 kommer man få två stycken ljudvägar, vilket ger en bättre signalstyrka på bekostnad av mätnoggrannheten, som minskar en aning.



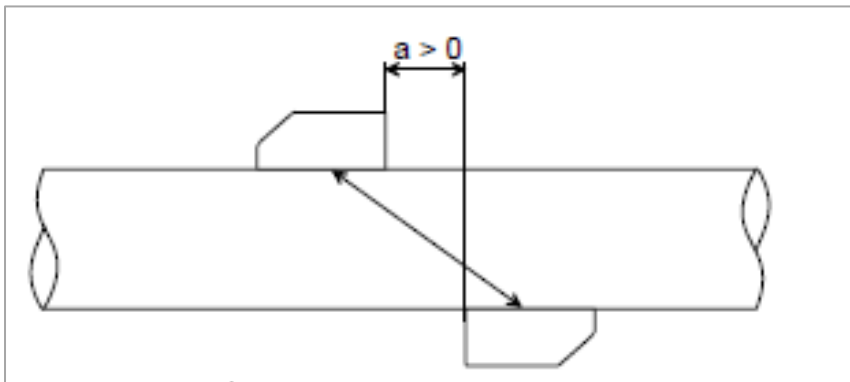
Figur 26: Placering av ljudsensorer som ger två ljudvägar. A-måttet räknas ut av mätaren men kan måsta justeras i efterhand (Flexim, 2016).

Om man istället placerar sensorerna på olika sidor av röret kommer man att få tre ljudvägar, vilket innebär att man kommer få en förhöjd mätnoggrannhet men signalstyrkan kommer inte vara lika bra (figur 27).



Figur 27: Placering av sensorer för att få tre ljudvägar (Flexim, 2016).

Ännu en alternativ placering av sensorerna är att ha dem på olika sidor av röret, men minska på a-måttet så pass mycket att enbart en ljudväg uppstår. Detta kan vara fördelaktigt ifall man får en stor försvagning av signalstyrkan p.g.a. mediet eller beläggningar på röret, se figur 28.



Figur 28: Placering av sensorerna så att endast en ljudväg uppstår (Flexim, 2016).

5.2. Temperaturloggare

För att mäta upp temperaturer vid mätningar ombord, vilka sedan använts för effektberäkningar har använts en temperaturloggare för att kunna få till noggranna mätningar under en längre tidsperiod. På så vis kan man få mer noggranna medelvärden som kan användas till beräkningarna. Det är också en fördel att kunna följa med temperaturförändringar över en längre tidsperiod för då kan man länka dessa till olika driftlägen som fartyget har, vilket gör det lättare att se när det troligen finns värme att ta av till ORC-enheten.

5.3. Squirrel SQ2010 DataLogger

Mätaren införskaffades under hösten 2016 i syftet att kunna genomföra nödvändiga mätningar, i figur 29 kan själva apparaten ses. Arbetsprincipen den går efter är i sig väldigt enkel. Till maskinen kan man koppla olika typer av mätinstrument beroende på inom vilka temperaturområden mätningarna skall ske. T.ex. kan man koppla termistorer, termopar eller vanliga Pt100/Pt1000 givare till maskinen. I vårt fall var det aktuellt att använda ett antal termistorer för loggning av data. Då dessa kan operera inom temperaturområden på -50 °C-150 °C och vårt arbetsområde ligger inom ca 70-90 °C passade denna typ av mätare utmärkt för ändamålet.

Då loggaren har en kapacitet att mäta upp till åtta analoga och åtta digitala insignaler samtidigt, och spara upp till 14 miljoner samplingspunkter i sitt minne gav detta mer än väl nog med kapacitet för oss att utföra nödvändiga mätningar. Under mätningen med denna datalogger har man också möjlighet att välja frekvensen som mätdata sparas med. Detta kan göras så ofta som tio ggr/s, men detta är onödigt hög frekvens för de mätningar som var aktuella till detta arbete. Istället valdes ett intervall på en mät punkt var femte minut för att få till en tillräckligt hög noggrannhet, utan att få onödigt många individuella mätpunkter. Termistorerna fästs på vattenrören med hjälp av isolerande tejp för att minimera yttre påverkan, som kunde påverka mätresultaten och ge missvisande resultat.



Figur 29: Temperaturloggare som använts vid mätningar av termisk energi (Grant Instruments, 2016).

6. UTREDNING AV TILLGÄNGLIG VÄRMEENERGI

I avsnitt 4.2 konstaterades det att det som behövde göras för att ta reda på ifall en eventuell installation av en ORC-enhet ombord på M/S Birka Stockholm är möjlig, är först och främst att ta reda på hur mycket potentiell värmeenergi som finns att tillgå. Värme kommer att tas ombord från ett par källor. Dels det tidigare nämnda värmeåtervinningssystemet, och dels ånga producerad i fartygets avgaspannor. Möjligheten att använda oljeeldade pannor finns också, men är inte en källa till värmeenergi som egentligen beaktas i detta arbete, orsakerna till detta förklaras vidare i avsnitt 6.1.3. I de följande kapitlen kommer det redovisas för uppskattade mängder med värme vilka kommer att finnas tillgängliga för ORC-enheten att producera el med.

6.1. Värmeåtervinningssystemet

Fartygets värmeåtervinningssystem skulle vara ORC-systemets primära källa till värmeenergi. I avsnitt 2.6 har det redovisats för hur systemet självt är uppbyggt och varifrån värmeenergin till systemet tillförs ifrån.

Under hösten och våren 2015/2016 har mätningar utförts på systemets olika delar vilka hade som syfte att ta reda på den mängd värmeenergi tillgänglig att använda till projektet. Dessa mätningar var i början inte tillförlitliga av ett antal olika skäl. T.ex. valdes till en början felaktiga mätpunkter, mätutrustningen var obekant de första gångerna, vilket ledde till data som var oanvändbar, eller inte hade sparats ner i deras minne, samt den enkla anledningen att vi inte var tillräckligt bekanta med systemet och dess uppbyggnad.

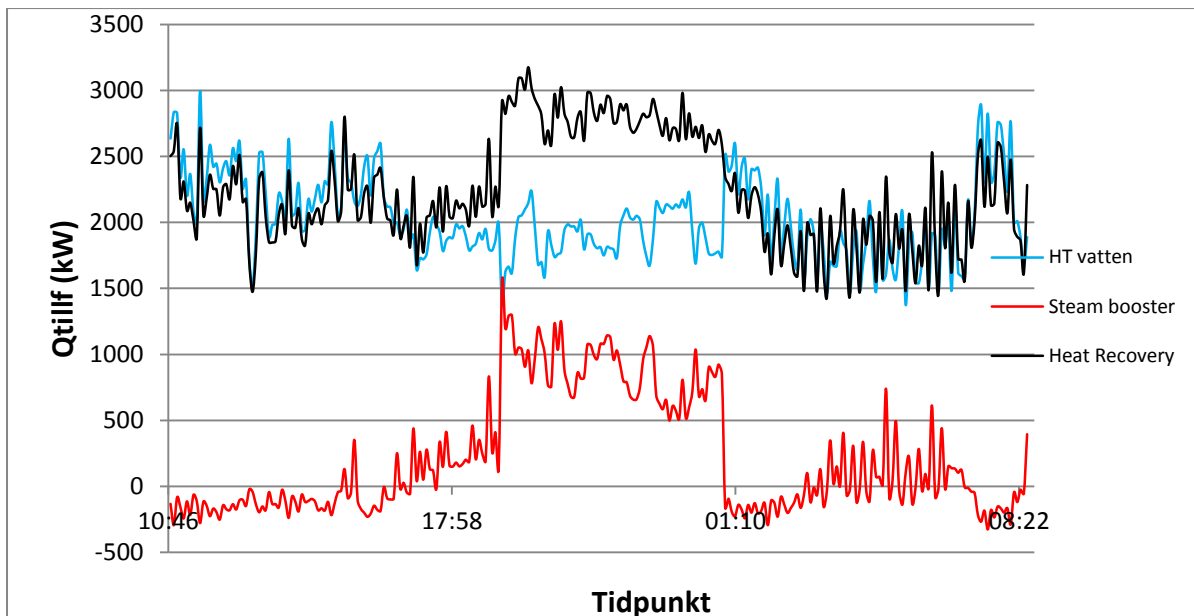
En annan problematik var att under vintern 2016 under fartygets dockning installerades frekvensomvandlare till värmeåtervinningssystemets cirkulationspumpar i syfte att sänka deras effektförbrukning. Problematiken som uppstod var att i och med detta blev det en nödvändighet att samtidigt logga temperaturer och flöden i olika delar av systemet för att kunna utföra tillräckligt noggranna effektberäkningar. Detta faktum gjorde att en hel mätserie blev oanvändbar då endast ett delflöde hade loggats under ett mättillfälle efter installationen av frekvensomvandlarna.

I och med dessa problem blev det slutliga urvalet av data från vilka slutsatser kan dras relativt litet. Under en tidsperiod i februari 2016 erhöles mätdata vilka kan anses vara tillförlitliga och kan användas till denna rapport. Denna tidsperiod var tre hela dagar lång, och visar upp liknande mönster över uppmätta effekter under hela tidsperioden, vilket gör att den kan anses vara tillförlitlig. För att vara säkra på att den metod som användes faktiskt stämmer skulle upprepade försök under längre perioder och olika delar av året behöva genomföras. P.g.a. tidsbrist kommer det tyvärr inte hinna genomföras under detta arbetes gång utan slutsatser dras här med hjälp av vår ena i vår mening tillförlitliga mätserie.

Med hjälp av den ena mätserie som vi kan dra rimliga slutsatser ifrån kunde vi räkna ut dels tillförd värmeenergi till olika delar i systemet samt bortförd energi i dessa samma punkter. Detta kunde göras då flödena och temperaturerna var kända, värmeeffekten kunde då räknas ut med formeln (Alvarez, 2006):

$$Q = \dot{m} * c * (T_i - T_s)$$

Vilka index dessa variabler antar beror på vilken punkt man räknar på, och de tas upp bättre i avsnitt 2.6.1. Vid summering av alla sammanlagda effekter får man fram följande kurva över tillförd effekt (figur 30). Kurvan är uttagen över ett av de tre uppmätta dygnen. Den kompletta kurvan över alla tre dagar kan ses i bilaga 10.

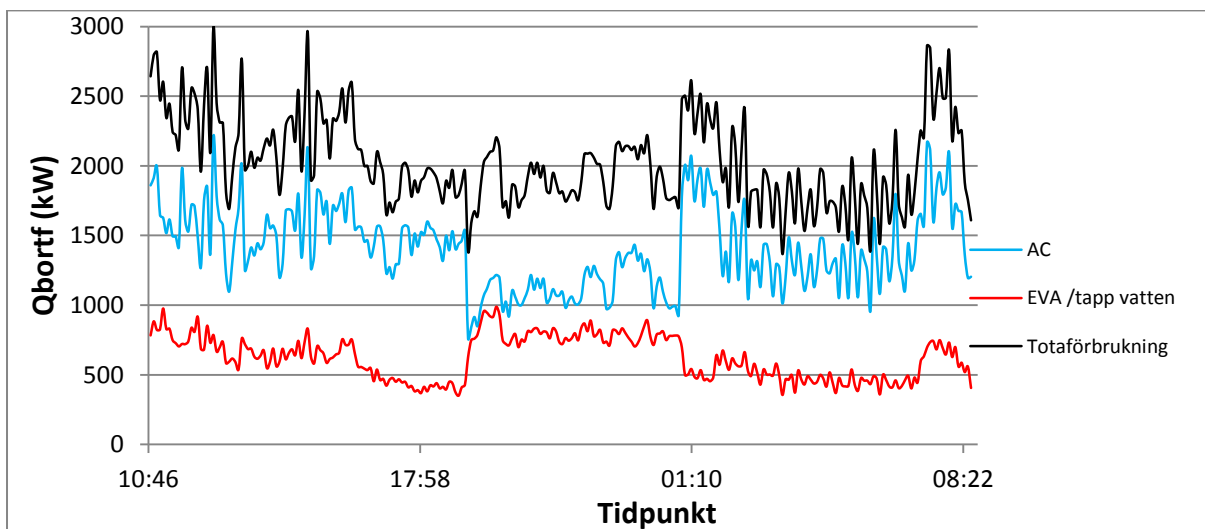


Figur 30: Tillförd energimängd till värmeåtervinningssystemet vid olika tidpunkter över ett dygn.

Som kan utläsas från den ovanstående figuren kan man se att den värmeenergi som tillkommer systemet från fartygets HT-vatten krets håller sig förhållandevis konstant under hela dygnet. Ångboostern börjar tillföra termisk energi till systemet egentligen först vid evaporatorkörning. Denna slutsats överensstämmer med antagandet som gjordes före mätserien vid samtal med besättningen att ångboostern i stort sett enbart används då evaporatorn skall köras, då denna behöver en stor mängd värmeenergi till sin drift. Det är en källa till osäkerhet ifall en C3-enhet skulle kunna köras samtidigt som evaporatorn, speciellt under det kalla halvåret kan mängden värme ombord helt enkelt bli för liten, vilket kan leda till att man får köra en maskin åt gången för att säkerställa att det inte heller blir brist på tekniskt- eller pannvatten.

Ett alternativ till evaporatorn skulle dock kunna vara att installera en osmosanläggning istället för denna vilken inte behöver någon värmeenergi för att fungera. Den effekt som C3-enheten producerar skulle kunna gå åt till bl.a. driften av osmosanläggningen, vilket skulle göra att fartyget skulle producera tekniskt vatten av ”gratis” energi (Eriksson, 2016). Någon utredning över den investeringskostnad det skulle innebära att installera en sådan anläggning tas inte upp i detta arbete, och denna möjlighet berör heller inte ROI-kalkylerna i avsnitt 8.

Motsvarande kurvor över samma tidsperiod för den bortförda värmeenergin i systemet kan ses i figur 31. Dessa skall i princip spegla de uppmätta kurvorna över tillförd värmeenergi då det bör föras bort lika mycket energi som det tillförs ett system.



Figur 31: Bortförd energimängd från värmeåtervinningssystemet vid olika tidpunkter över ett dygn.

Från dessa kurvor kan man se att de väl stämmer överens med de tidigare kurvorna över de tillförda effekterna, vilket gör att man kan dra den slutsatsen att mätningarna och beräkningssätten borde vara korrekta. På samma sätt som kurvorna från Q_{tillf} kan Q_{bortf} kurvorna ses i sin helhet i bilaga 11.

Utifrån dessa beräknade kurvor kan man se mönstret framkomma att speciellt AC-enheternas effekter varierar kraftigt i storlek. Detta beror troligen på t.ex. skiftningar i utetemperaturer. Redan vid de små temperaturförändringar som noterades (se bilaga 1- Vaktrapport) uppkommer kast i AC-effekten på över 1000 kW, vilket leder till slutsatsen att borde finnas tillräckligt med värme i värmeåtervinningssystemet för installation av åtminstone en enhet.

Just p.g.a. de stora kasten i AC-effekt leder det till att tro att en stor del av effekten i systemet ofta går outnyttjad, och bra skulle kunna användas till vårt ändamål istället. Detta blir ännu mer rimligt när man tar med det faktum att det också finns överlopps ånga ombord (se avsnitt 6.1.2) som ytterligare kan öka på denna värmemängd. För att noggrant kunna kartlägga hur dessa kurvor skulle se ut under t.ex. sommarmånaderna skulle förstås fler och längre mätserier borda skaffas under flera tidsperioder under året, något som alltså inte var möjligt i detta arbete. P.g.a. att fler lyckade försök aldrig kunde genomföras finns det förstås också en risk att helt skilda resultat skulle komma vid upprepade mätningar med det sätt som användes. Det här gör att en revidering av mätproceduren kanske också måste göras ifall man önskar gå vidare med utredningen.

Baserat på de data vi uppmätt finns det dock orsak att tro att en installation av i vilket fall en modul som kräver 1,3 MW värme för att fungera borde vara fullt möjlig. Eventuellt är det möjligt att ha två också. Vad detta betyder i fråga om påverkan på bränsleförbrukningen hos hjälpmotorerna samt återbetalningstiden hos en eventuell installation utreds vidare i avsnitt 7.2 samt 8.1 och 8.2 med tillhörande underrubriker.

6.2. Avgaspannor

I avsnitt 2.5 beskrevs fartygets avgaspannor samt vilka motorer som är utrustade med dessa. Deras kapacitet tas också upp i samma avsnitt, vilket kommer att ligga som grund för att

kalkylera mängden värmeenergi som dessa producerar. Ångsystemet ombord arbetar vanligtvis vid ett något lägre ångtryck än vad som nämndes i avsnitt 2.5. Ångtrycket ligger vanligtvis på ca 6,5 bars övertryck, eller 7,5 bar absoluttryck, och systemet använder sig av mättad ånga. För att beräkna energimängden kommer därför ångans entalpi vid detta tryck att användas. Mättad ånga vid 6,5 bar_ö har en entalpi på ca $2766 \frac{kJ}{kg}$ (Alvarez, 2006). Ångans entalpi kombinerad med det ångflöde som avgaspannorna kan producera ger ut den värmeeffekt man kan få från pannorna.

Man måste dock även ta i beaktande att denna effekt förminskas något då kondensatet från ångan kommer att ta upp en del av den totala effekten. Ombord på M/S Birka Stockholm har det returnerande kondensatet en temperatur på ca 80 °C. Mättat kondensat vid denna temperatur har en entalpi på ca $335 \frac{kJ}{kg}$ (Alvarez, 2006), massflödet på kondensat är samma som själva ångans massflöde. Enligt följande formel kan då ångpannornas effekt beräknas:

$$\dot{Q}_{\text{ångpanna}} = i_{\text{å}} \left[\frac{kJ}{kg} \right] * \dot{m}_{\text{å}} \left[\frac{kg}{s} \right] - i_{\text{mv}} \left[\frac{kJ}{kg} \right] * \dot{m}_{\text{å}} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Avgaspannorna har följande kapacitet:

- 2*1000 kg/h, 6,5 bar_ö, ME avgaspannor
- 4*800 kg/h, 6,5 bar_ö, AE avgaspannor

För att få reda på flödet som kan tas ut från pannorna måste man veta deras respektive motorers belastning. Något förenklat kan man säga att ångflödet från varje avgaspanna är linjärt beroende på belastningen hos den motor som är kopplad till den. Detta är inte riktigt hela sanningen då också faktorer som smuts och sot i pannorna kommer att ge en förminskad kapacitet (Lundberg, 2016). Till detta arbete tas detta dock inte i beaktande då mätningar över avgaspannornas faktiska kapacitet inte har utförts, vilket betyder att det är ett något idealiserat fall som presenteras. I tabell 3 och 4 kan ses uträknade värden över den värmeeffekt som vardera typen av pannor producerar vid olika motorbelastning.

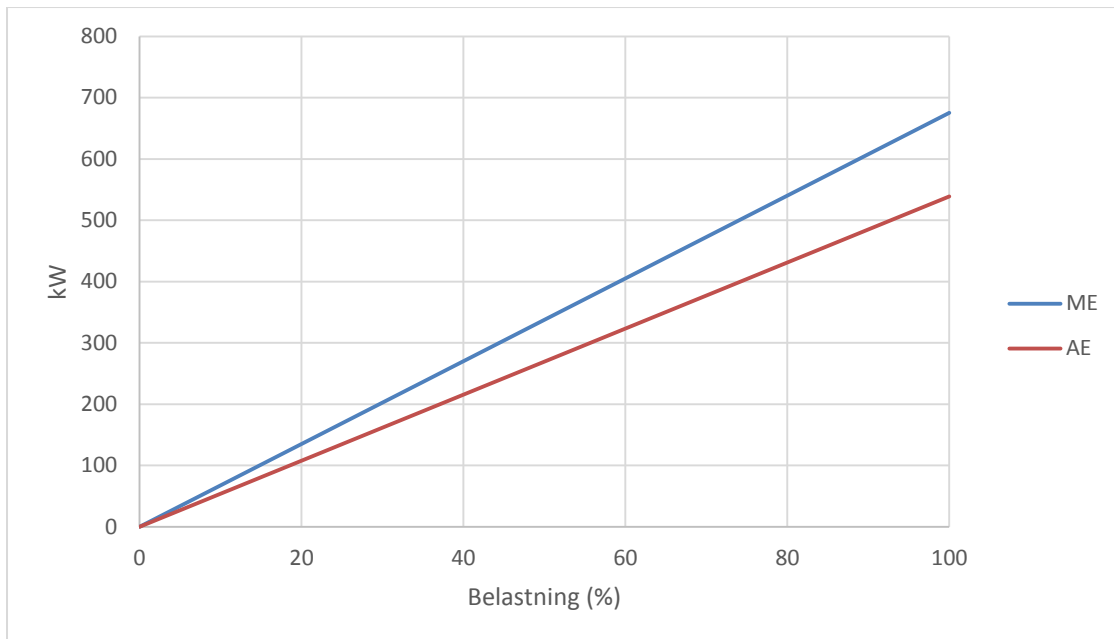
Tabell 3: Tabellen visar hur avgaspannornas effekt beror på huvudmotorernas belastning.

ME				
% (belastning)	kW (motor)	kg/h (ånga)	kg/s (ånga)	kW (värme)
0	0	0	0,00	0
10	585	100	0,03	68
20	1170	200	0,06	135
30	1755	300	0,08	203
40	2340	400	0,11	270
50	2925	500	0,14	338
60	3510	600	0,17	405
70	4095	700	0,19	473
80	4680	800	0,22	540
90	5265	900	0,25	608
100	5850	1000	0,28	675

Tabell 4: Tabellen visar hur avgaspannornas effekt beror på dieselgeneratorernas belastning.

AE				
% (belastning)	kW (motor)	kg/h (ånga)	kg/s (ånga)	kW (värme)
0	0	0	0,00	0
10	276	80	0,02	54
20	552	160	0,04	108
30	828	240	0,07	162
40	1104	320	0,09	216
50	1380	400	0,11	269
60	1656	480	0,13	323
70	1932	560	0,16	377
80	2208	640	0,18	431
90	2484	720	0,20	485
100	2760	800	0,22	539

En mer överskådlig bild över dessa uträknade värden kan ses i figur 32.



Figur 32: Värdena från tabell 3 och 4 i grafisk form.

För att få reda på vilka belastningar som motorerna körs vid har data använts från fartygets IAS-system. Hjälpmotorernas belastningar går noggrannare igenom i avsnitt 7.2 men det konstateras att dessa körs i medeltal med en belastning på ca 30 %. Detta innebär att varje AE avgaspanna kommer att producera följande värmemängd:

$$\dot{Q}_{AE\ panna} = 2766 \frac{kJ}{kg} * 0,07 \frac{kg}{s} - 335 \frac{kJ}{kg} * 0,07 \frac{kg}{s} = 162\ kW$$

Då det i allmänhet körs två AE i taget kommer denna värmemängd fördubblas i det läget, och den totala mängden blir då runt 350-400 kW med två AE i drift.

För att få reda på motsvarande mängd från fartygets ME har också data från IAS-systemet använts. Med dessa data har det bestämts att de vanligtvis körs med en snittbelastning på ca 40 %. Detta skulle ge den ME avgaspanna som är igång en effekt på:

$$\dot{Q}_{ME\ panna} = 2766 \frac{kJ}{kg} * 0,11 \frac{kg}{s} - 335 \frac{kJ}{kg} * 0,11 \frac{kg}{s} = 270\ kW$$

P.g.a. att endast en av M/S Birka Stockholms huvudmotorer per ”par” är utrustad med en avgaspanna, kommer då den totala effekten på ångan från samtliga pannor att ligga på ca 550-700 kW vid normala driftsfall. Under längre kryssningar när högre belastningsfall uppkommer skulle denna effekt också ökas.

En möjlighet att öka på ångeffekten som är tillgänglig för en ORC skulle kunna vara att försöka köra så långt det är möjligt med de huvudmotorer som är utrustade med avgaspannor. Detta skulle i vilket fall borda göras under sommarmånaderna ifall installation av fler än en Climeon Ocean-enhet skall installeras. Orsakerna till detta diskuteras vidare i avsnitt 8.2.

Man kunde förstås också tänka sig att köra de ME vilka har avgaspannor installerade under en större del av året än bara under de varma sommarmånaderna. På detta vis kunde en större del av den värmeenergi som produceras ombord utnyttjas. Detta medför dock problemet att fartygets ME kommer få en skev fördelning på antalet driftstimmar på motorerna, vilket antagligen inte skulle bli fördelaktigt. Detta arbete utreder inte vidare hur en skev driftstimmefördelning skulle påverka kostnader för motorernas underhåll.

Då fartyget ofta dumpar ånga under den varmare delen av året betyder det att den största delen av de beräknade effekterna i nuläget går till spillo i fartygets dumpkondensorer. Vidare kan man dra slutsatsen att det finns goda möjligheter att öka på värmemängden i värmeåtervinningssystemet med denna ånga istället för att dumpa iväg den och på så vis ha mer värme att producera el med. Ångan ombord används inte t.ex. på grund av att fartyget nuförtiden helt drivs med diesel, också till huvudmotorerna, efter att de nya svaveldirektiven trädde i kraft, vilket gör att värmningsbehovet av bunkertankar inte alls är lika stort.

6.3. Oljeeldade pannor

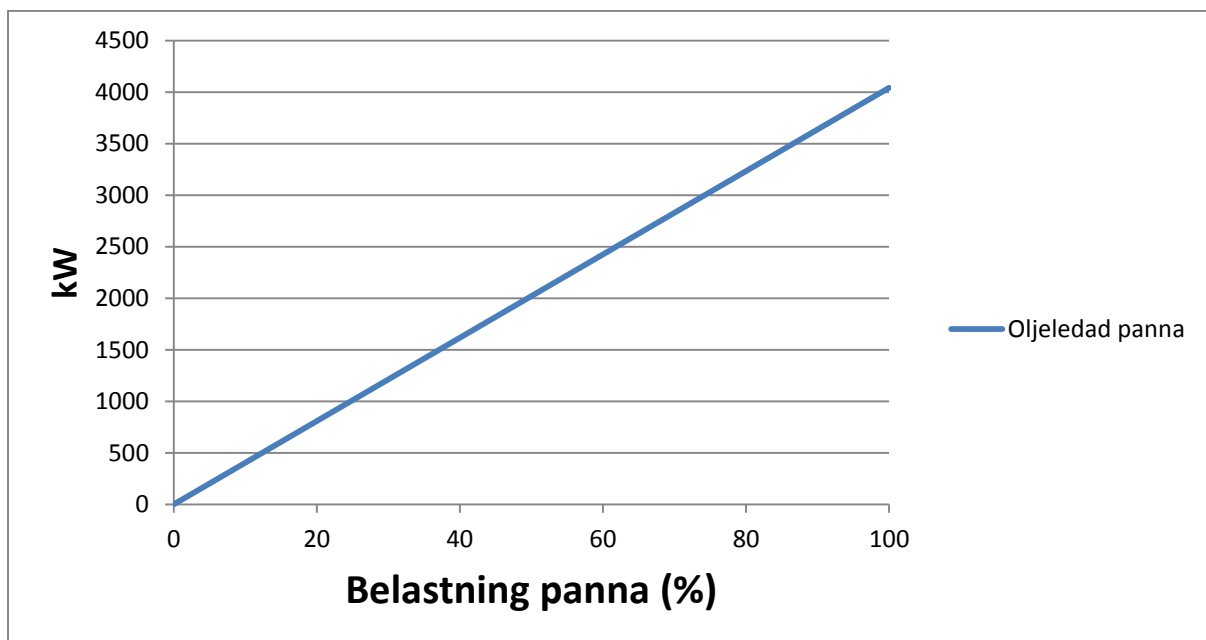
Fartyget är även utrustat med två stycken pannor, vilka drivs med samma bränsle som motorerna ombord. Dessa pannor har en kapacitet på 6000 kg ånga/h vid samma tryck som avgaspannorna, vilket betyder att det finns en väldigt stor kapacitet att producera ånga med dessa två pannor. I avsnitt 2.4 konstaterades det att det finns två stycken av dessa hjälppannor installerade ombord. Dessa används främst vid hamnläge då man har ett ångbehov vilket inte

kan tillgodoses av avgaspannorna eftersom dessa är avstängda då fartyget inte har sina motorer igång. Enligt samma beräkningsmetoder som i föregående avsnitt kan man se dessa båda pannors enskilda ångeffektkapacitet i dels tabell 5 och figur 33.

Tabell 5: Tabellen visar hur de oljeeldade pannornas effekt beror på pannornas belastning.

Oljeeldade pannor			
% (belastning)	kg/h (ånga)	kg/s (ånga)	kW (värme)
0	0	0,00	0
10	600	0,17	404
20	1200	0,33	808
30	1800	0,50	1213
40	2400	0,67	1617
50	3000	0,83	2021
60	3600	1,00	2425
70	4200	1,17	2829
80	4800	1,33	3233
90	5400	1,50	3638
100	6000	1,67	4042

Dessa värden utritade grafiskt ses i figur 33.



Figur 33: Grafisk bild över värmeeffektkapacitet hos oljeeldad panna.

Som man kan utläsa från tabellen och figuren finns det i sig en väldigt stor effekt man eventuellt kunde utvinna från dessa pannor. Problemet blir dock att det är föga troligt att man

kan påvisa en lönsamhet i att elda diesel för att producera värme som sedan omvandlas till elenergi i en ORC-enhet. Eventuellt kunde det vara lönsamt under vissa speciella driftssituationer men detta är inget som utreds vidare i detta arbete.

6.4. Uppmätning av flöden i värmeåtervinningssystemet

För att få reda på ifall ett tillräckligt flöde kan erhållas för att få ut full effekt i enlighet med vad Climeon vill ha till sin maskin utfördes mätningar över detta under samma tidsperiod som nämndes i avsnitt 6.1.1. Tidigare i rapporten (avsnitt 2.6) har det tagits upp rent schematiskt var i systemet som mätningarna har utförts. Flödesmätaren vi hade tillgång placerades på så vis att dels det totala flödet kunde mätas, samt flödet ut till evaporator/tappvatten ledningen kunde fås ut. Det flöde som sedan går ut i AC-kretsen erhålles sedan genom att subtrahera delflödet till EVA/tappvatten-ledningen från det totala flödet. En frekvens på en mätpunkt var femte minut valdes för att få en tillräckligt noggrann kurva över flödesförändringarna som uppstod p.g.a. de installerade frekvensomvandlarna. Vid genomgång av uppmätta data kunde man få ut att stora svängningar förekommer i flödet men de svänger till stor del runt samma punkt. Flödet är emellan följande värden i de olika delarna av systemet:

- Totalt flöde – 3200-4500 l/min
- Flöde till AC – 2000-3000 l/min
- Flöde till EVA/tappvatten – 1100-1500 l/min

C3-enheten skulle troligen installeras på AC-ledningen. Vid omvandling av ovanstående värden till denna enhet, får man att flödet till AC-enheterna är emellan 30-50 l/s, vilket betyder att flödet är tillräckligt. Generellt strävar man till att kunna hålla ett så högt flöde på det varma arbetsmediet som möjligt för att kunna ta ut så mycket effekt som möjligt. P.g.a. det väldigt snabbt varierande flödet bör ändå ett sätt att få ett jämnare flöde till ORC-enheten utredas, t.ex. styrning mellan fasta värden på frekvensomvandlarna. Detta bör göras för att få bästa möjliga drift på C3-enheten.

6.4.1. Kallt flöde till C3

Under samtal med besättningen ombord togs möjligheten upp att använda AC-kompressorernas sjövattpumpar för att tillgodose C3-enhetens kylvattenbehov. Dessa pumpar har vardera en kapacitet på 300 m³/h, vilket betyder att det i princip finns mer än väl kapacitet till C3. Problemet ligger dock i att den kapacitet som går åt till AC-kompressorerna i dagsläget är okänt. Det varken mäts eller sparas heller ner några data på detta i fartygets IAS-system, vilket betyder att det bör undersökas ifall dessa pumpar har tillräcklig kapacitet att använda också till C3.

6.4.2. Olika uteffekt vid olika flöden samt sjövattemperatur

Då det konstaterats att tillräckliga flöden på både den varma och kalla sidan kan uppnås, finns det några andra faktorer som påverkar den uteffekt som maskinen kommer att leverera till elnätet. Sjövattemperaturen kommer att variera under året, och med denna kommer också maskinens effekt att öka eller minska då temperaturskillnaden mellan den varma och kalla sidan minskar (Eriksson, 2016).

6.5. Höjning av temperatur i värmeåtervinningssystemet

Vattnet som används i värmeåtervinningssystemet håller en temperatur på ca 88 °C i medeltal. Detta värde kan variera något momentant beroende på om förändringar i systemet sker. Ökar t.ex. effektbehovet plötsligt kommer temperaturen att sjunka före systemets temperaturreglering får allting stabiliserat igen. På samma vis kan det tidvis stiga till över 90 °C ifall en stor förbrukare plötsligt inte behöver samma effekt. I avsnitt 4.1.2. konstaterades det att Climeons maskin typiskt vill arbeta med en temperatur på den varma sidan om 90-95 °C. Tumregeln är att ju varmare man kan få det desto mera effekt kan man ta ut ur fluiden. Då det i dagsläget typiskt är en något lägre temperatur i denna krets, är tanken att leda in all överlopps ånga från avgaspannorna till den existerande ångboostern för att konstant höja temperaturen på vattnet så högt som det bara är möjligt. Detta i syfte att få så varmt vatten som möjligt för ORC-maskinen att arbeta med. Det borde kunna åstadkommas enbart genom att höja på temperaturen i kretsens börvärde, vilket är den faktor som bestämmer om ånga leds in i ångboostern eller inte. I nuläget öppnar regleringen egentligen bara upp för ånga in i boostern då evaporatorn körs och man momentant får ett större effektbehov i kretsen.

Några frågetecken finns som exempelvis ifall det finns någon förbrukare i systemet som inte klarar av den tänkta temperaturökningen som skulle ske i systemet. Under diskussioner med Climeons representant konstaterades det att den enda förbrukaren som eventuellt kunde få en nackdel av en permanent förhöjd temperatur i systemet skulle vara tappvattnet då varken evaporatorn AC-åter/förvärmningen borde ha något problem med högre temperatur. Detta borde dock vara ett relativt enkelt problem att lösa, ifall det ens är ett problem till att börja med, eftersom det är en värmeväxlare som värmer upp en tank med varmvatten som sedan används av förbrukarna. En *bypass*-ledning kunde byggas åt denna värmeväxlare, vilket skulle leda förbi det vatten av för hög temperatur när väl tankens börvärde har uppnåtts. På detta vis borde egentligen bara varmvattentankens temperatur snabbare komma upp till sitt satta börvärde och sedan skulle det resterande varma vattnets energi kunna ledas tillbaka till värmeåtervinnningssystemet där sedan C3-anläggningen kunde använda den kvarvarande termiska energin till att producera el med.

Det högre satta börvärdet i kretsen borde dessutom enbart påverka kretsen ”före” förbrukarna. Hela tanken med att höja temperaturen i systemet är att ge Climeons maskin maximalt med värmeenergi att arbeta med. Det betyder att även fast den initiala temperaturen i kretsen blir högre kommer returvattnet att vara ungefär samma temperatur som innan installationen eftersom vattnet avger värmeenergi i C3-maskinen. Detta betyder vidare att cirkulationspumpar och andra komponenter på returledningen skulle bli mer eller mindre opåverkade av en höjd vattentemperatur efter ångboostern.

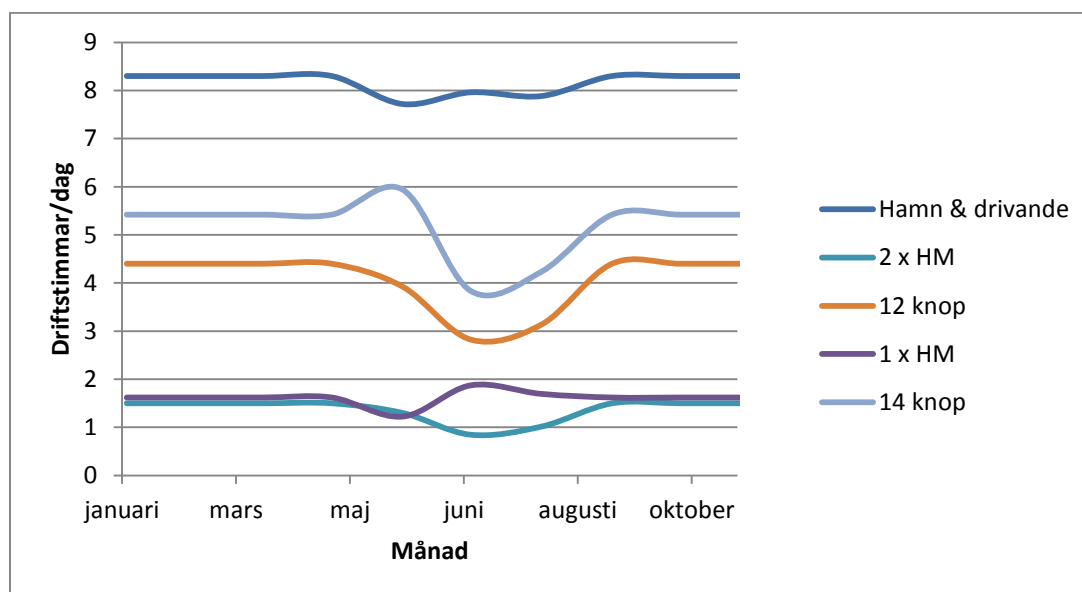
7. BERÄKNINGAR

I de följande avsnitten kommer det redovisas för beräkningar för hur ofta fartyget befinner sig i olika driftlägen under året, samt hur bränsleförbrukningsberäkningar har utförts och hur bunkerförbrukningen skulle förändras vid installation av Climeon C3.

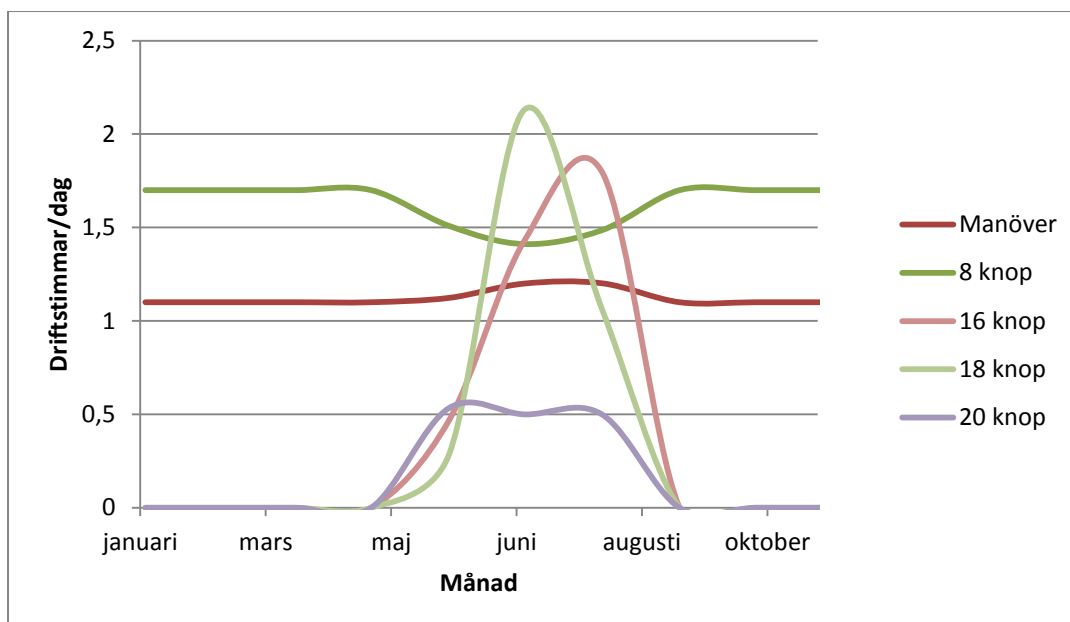
7.1. Varaktighet

En viktig aspekt vid projektering av denna typ är att räkna ut hur stor del av året som maskinen kan användas. Ifall maskinen i sig blir lönsam när den är i drift men det aldrig uppstår driftsfall då man faktiskt kan använda den är det osannolikt att investeringen kommer bli lönsam i längden. Under ett helt års tid kartlades av besättningen ombord hur stor tid fartyget spenderar i olika driftlägen, t.ex. hamntid, drift med 2 ME, drift med 4 ME m.m. Olika fartygshastigheter noterades också i samma kartläggning. Medelvärden från dessa mätningar kan ses i bilaga 9. Alla data sammanställdes sedan i ett Exceldokument, vilket vi fått ta del av för att kunna räkna ut hur stor del av året det teoretiskt skulle vara möjligt att köra ORC-enheten.

Från de data som erhöles från sammanställningen kunde man utläsa hur många timmar per dag fartyget befinner sig i olika driftlägen under årets månader. I figur 35 och 36 kan ses sammanställningar över fartygets driftlägen.



Figur 35: Fartygets driftstimmar/dag som funktion av årets månader vid de vanligaste driftfallen.



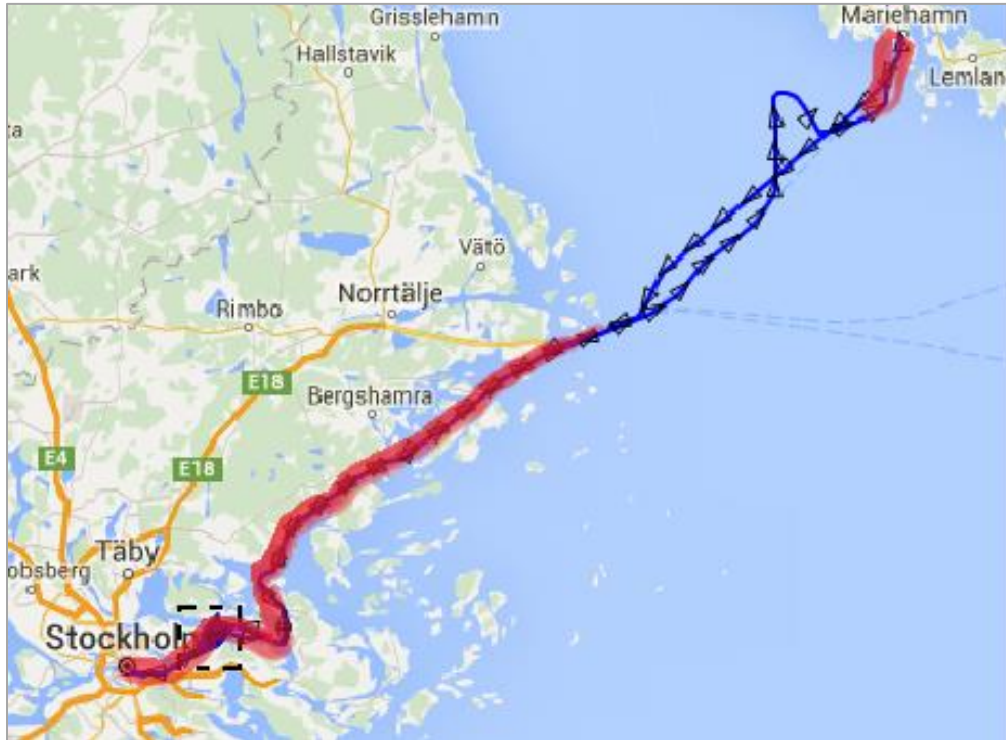
Figur 36: Fartygets driftstimmar/dag som funktion av årets månader vid mer specialiserade driftsfall.

Från dessa kurvor kan man utläsa att M/S Birka Stockholm i stort sett aldrig kör över 16 knop annat än under sommarmånaderna juni, juli, augusti. Under dessa månader är fartyget regelbundet ut på längre kryssningar i Östersjön, och kör vid de tillfällena ofta med 4 ME på relativt hög belastning. Studerar man kurvorna än närmre kan man utläsa att åtminstone två ME och en AE är igång ca 4550-4700 h/år. Alltså ungefär hälften av total tid under ett år.

7.2. Bränsleförbrukning

Vid installation av en ORC-anläggning kommer motorernas, mer specifikt hjälpmotorernas, bränsleförbrukning att förändras. När ORC-anläggningen producerar el kommer AE bränsleförbrukningen att minska, vilket är den faktor som leder till en ekonomisk inbesparing. Problemet som finns med att minska lasten på hjälpmotorerna, är att deras specifika bränsleförbrukning kommer att försämrats, vilket i sin tur betyder att priset för en producerad kWh kommer att stiga. På M/S Birka Stockholm går dock redan hjälpmotorerna med väldigt låg belastning. Orsaken till detta är att de är tvungna att ha två AE igång vid körning i främst Stockholms skärgård (figur 37), p.g.a. regelverk som säger att det måste finnas en AE i reserv ifall någon AE slår av för att förhindra att blackout uppstår. Denna last skulle vid en eventuell ORC installation bli ännu lägre, vilket skulle ge en ytterligare försämrad specifik bränsleförbrukning hos motorerna. Detta kan vara ett problem ifall denna

förbrukning blir alltför hög, vilket kan leda till att det i värsta fall kunde vara olönsamt med installation av ORC. I de följande avsnitten kommer det närmare studeras hur hjälpmotorernas förbrukning, både faktisk och specifik, skulle förändras vid installation av Climeons system.

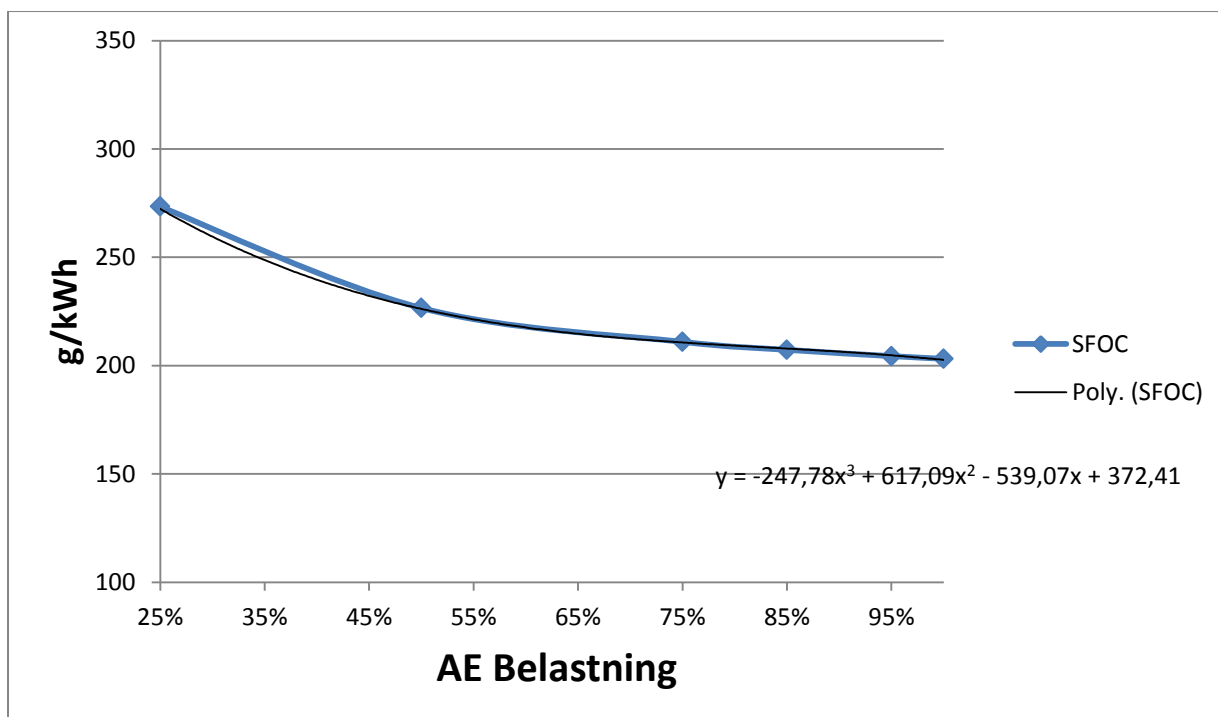


Figur 37: M/S Birkas rutt över Ålands hav och Stockholms skärgård. Det rödmarkerade området visar de områden där drift med två AE:s är nödvändig (Marine Traffic, 2016).

7.2.1. Specifik bränsleförbrukning

Med en motors specifika bränsleförbrukning menas hur mycket bränsle motorn gör av med per producerad energienhet. Denna betecknas SFOC (*Specific Fuel Oil Consumption*) och ges ofta enheten $\frac{g}{kWh}$. Generellt kan man säga att en fartygsdiesel har lägre SFOC ju högre belastning den går med. Många får dock sin lägsta SFOC vid belastningar runt 85-90 %. Som tidigare nämntes går M/S Birka Stockholms dieselgeneratorer med väldigt låg last, vilket gör att de får en väldigt dåligt SFOC.

I figur 38 kan man se en kurva över hur dieselgeneratorernas SFOC förändras som funktion av dess belastning. Kurvan har ritats upp med hjälp av data som erhållits ur ett tidigare examensarbete (Flemming & Zacharoff, 2015), vilket var baserat på ett test som utförts ombord av besättningen i ett tidigare skede.



Figur 38: Hjälpmotorernas SFOC som funktion av motorbelastning, se bilaga 2 för kompletta uträknade värden över spannet 0-100 % belastning.

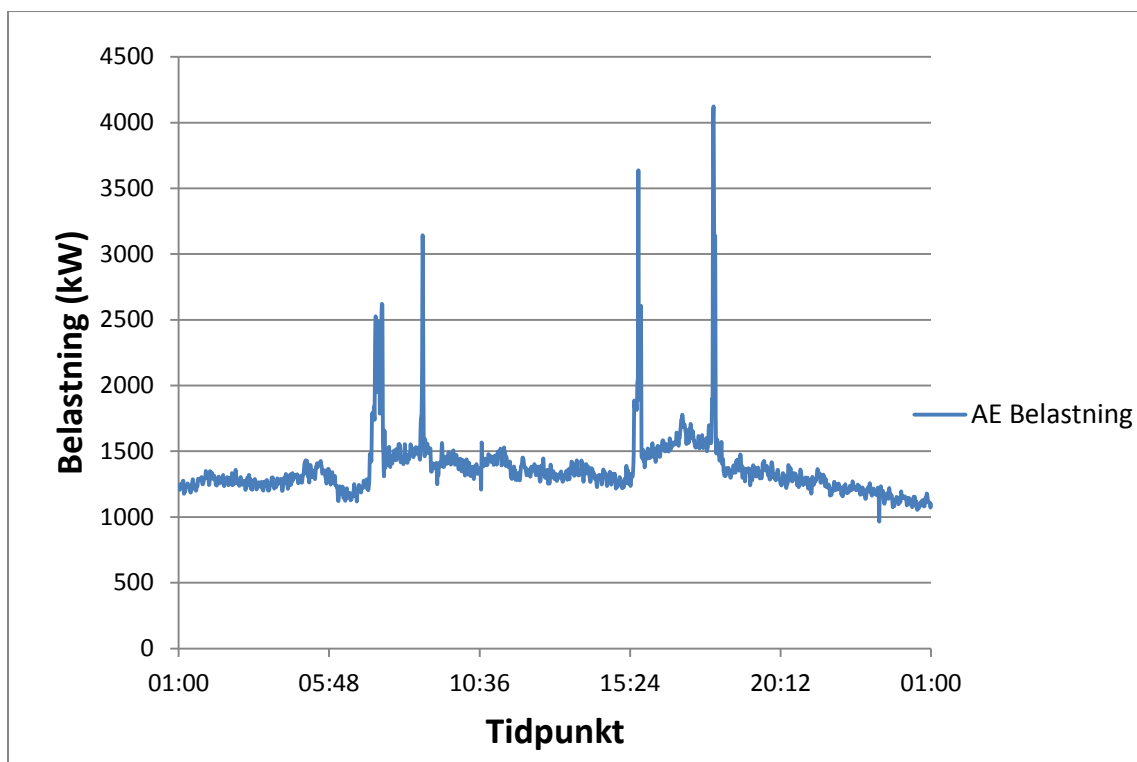
De siffror som togs del av visade bara SFOC ner till 25 % belastning. Formeln i figuren har tagits fram m.h.a. trendlinjefunktionen i Excel, och kan även skrivas som följande:

$$SFOC_{AE} = -247,78 * L_{AE}^3 + 617,09 * L_{AE}^2 - 539,07 * L_{AE} + 372,41$$

$$SFOC_{AE} = \text{Specifik bränsleförbrukning på hjälpmotorerna} \left(\frac{g}{kWh} \right)$$

$$L_{AE} = \text{Hjälpmotorernas belastning} (\%)$$

Genom att använda data över AE-belastning tagna från fartygets IAS-system under ett antal dagar, kunde en typisk kurva över dieselgeneratorernas driftprofil ritas upp. Hjälpmotorernas belastning under en veckas tid användes till detta syfte. Detta kan anses vara ett tillräckligt noggrant sampel då M/S Birka Stockholms driftprofil i stort sett ser lika ut varje dag, vilket betyder att också hjälpmotorernas driftprofiler (figur 39) i stort sett ser likadana ut från dag till dag.



Figur 39: Hjälpmotorernas driftprofil under ett dygn. Effekttopparna uppstår då fartyget går in och ut ur hamn och dess styrpropellrar är igång.

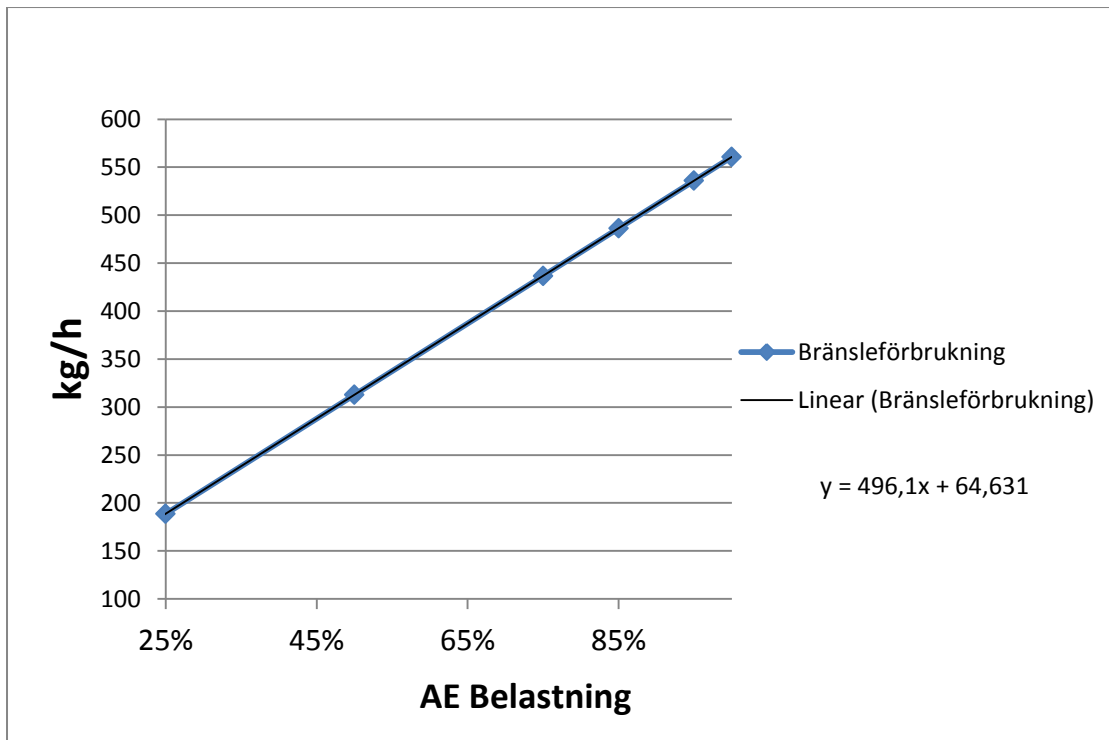
7.2.2. Faktisk bränsleförbrukning

Den faktiska bränsleförbrukningen fickas från samma data som SFOC har tagits ifrån (Flemming & Zacharoff, 2015), och med hjälp av trendlinjefunktionen erhöles följande formel för den faktiska förbrukningen (figur 42):

$$\dot{B}_{AE} = 496,1 * L_{AE} + 64,631$$

$$\dot{B}_{AE} = \text{Faktisk bränsleförbrukning på hjälpmotorerna} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

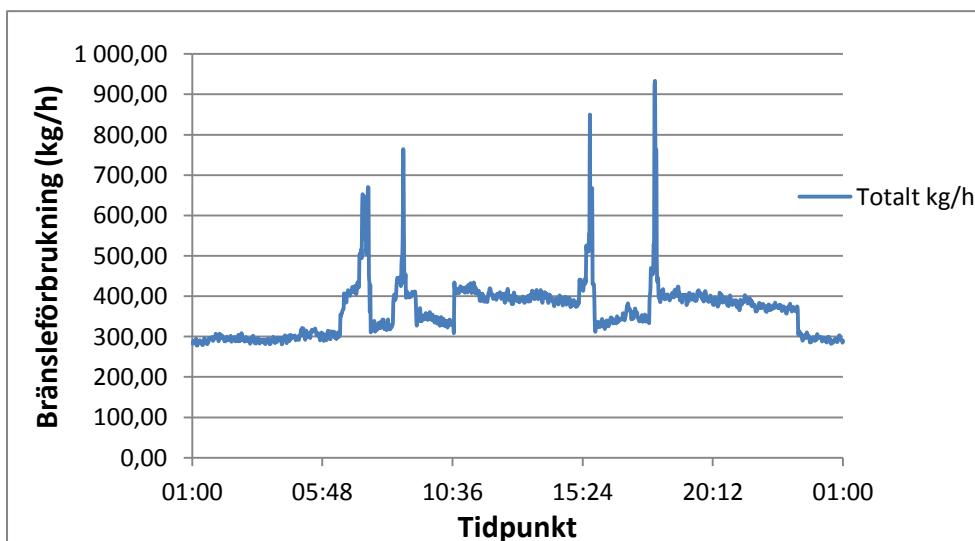
$$L_{AE} = \text{Hjälpmotorernas belastning (\%)}$$



Figur 40: Hjälpdieslarnas bränsleförbrukning som funktion av motorbelastning.

I figur 40 ser man att faktisk AE-bränsleförbrukning är linjärt beroende på deras belastning, vilket de också bör vara för dieselmotorer vilka är kopplade till generatorer (Kuiken, 2008).

P.g.a. att bränsleförbrukningen är linjärt beroende av hjälpmotorernas belastning, kommer kurvan över den faktiska bränsleförbrukningen att nära följa den över hjälpmotorernas belastning (figur 39). I figur 41 har denna kurva ritats upp för att illustrera detta faktum.



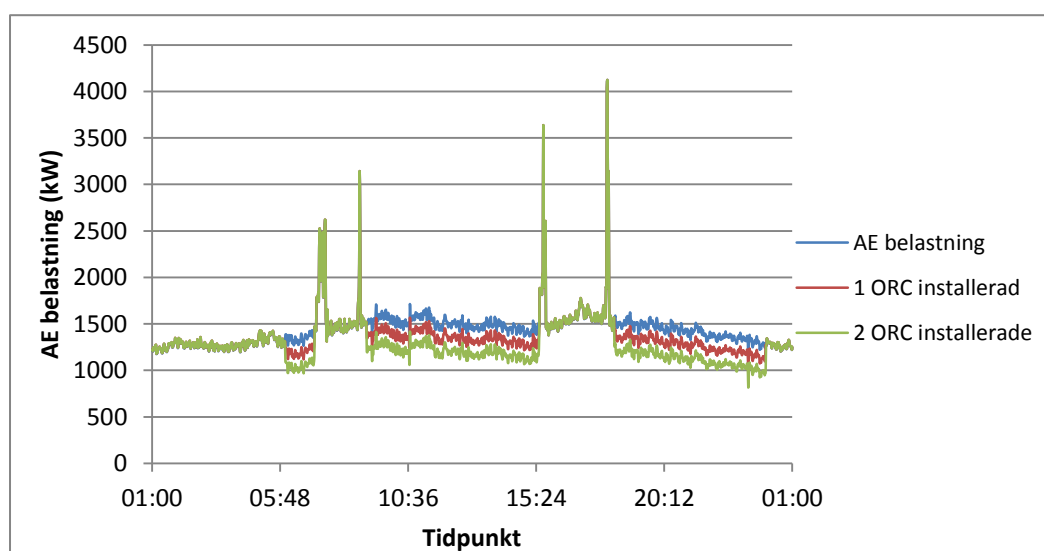
Figur 41: Hjälpmotorernas bränsleförbrukning under ett dygn

7.2.3. Ändring av bränsleförbrukning

Det har tidigare konstaterats att M/S Birka Stockholms AE går med väldigt låg belastning, vilket redan leder till ett högt SFOC-värde. Sänkning av belastningen kommer ytterligare höja SFOC, men effektsänkningen bör ändå innebära en minskning på bränsleförbrukningen och därmed även bränslekostnaderna. Detta utreds vidare i avsnitt 8.1 och 8.2 med tillhörande underrubriker.

En viss försiktighet har iakttagits i uppskattningen av hur ofta C3-anläggningen kan vara i drift vid beräkningarna över bunkerbesparingen en installation skulle innebära. Det bör vara möjligt att köra maskinen också vid t.ex. ankomst till hamn, vilket har utelämnats ur beräkningen av den orsaken att man inte vet hur maskinen reagerar på plötslig värmeenergiöverskott när motorerna stängs av vid hamnliggande. Samt en viss osäkerhet i hur snabbt efter avgång det är möjligt att få ut full effekt från maskinen.

Dock bör man även komma ihåg att M/S Birka Stockholm under sommarmånaderna kör på längre kryssningar, då både fartygets AE, och fartyget självt får en annorlunda lastprofil, vilket potentiellt skulle innebära fler drifttimmar på ORC-maskinen och således även mer inbesparat bränsle. I detta skede har dock inte hänsyn tagits till detta faktum. I figur 42 kan ses en grafisk överblick över hur dieselgeneratorernas belastning kommer att minska med Climeons ORC-enhet installerad.



Figur 42: Hjälpdieslarnas driftprofil under ett dygn, nu också med insatt sänkning av dess belastning tack vare elproduktion med ORC.

De möjligheter som har undersökts här är alltså möjligheten att installera dels en av Climeons Ocean C3- enheter, och dels att installera två stycken. I avsnitt 4.1.2 konstaterades det att en enhet kommer att ge ut ca 150 kW elenergi, och i fallet med två stycken kommer dessa att ge ut ca 300 kW som max. Det är dock osannolikt att enheterna, vare sig man har en eller två, kommer att ge ut sin maxeffekt över hela perioden när de kan köras.

Det är också en osäkerhetsfaktor ifall det är möjligt att köra med två enheter igång under den kallaste delen av året då värmen ombord behöver användas till andra ändamål. Därför har det för fallet med två enheter installerade även räknats ut ett fall där en lägre effekt kan tas ut på årsbasis. Väljer man enbart att installera en enhet bör det finnas tillräcklig värme att köra på full effekt året runt men ett fall med ett något lägre effektuttag än maximalt har ändå räknats ut för att kompensera för osannolikheten i att maskinen kommer ge ut absolut full effekt alla dess driftstimmar.

Då fartygets AE går med jämn lastfördelning ombord har det antagits att lika stor del av lasten försvinner på varje AE beroende på hur många som är igång vid varje driftsituation med ORC-enheten installerad. T.ex. körs två dieselgeneratoraggregat samtidigt kommer båda generatorernas belastning att minska med 75 kW/st. i fallet att en enhet installeras. Med två installerade enheter kommer minskningen bli 300 kW när bara en hjälpdiesel körs o.s.v.

För att räkna ut hur fartygets AE -bränsleförbrukning skulle förändras vid en installation har samma data återigen använts som i föregående avsnitt från fartygets IAS-system. I dessa data ses samtliga AE belastningar. Dessa data har sparats med en minuts intervaller och visar på hur många AE som är igång vid varje tillfälle. Då belastningen ändrar från minut till minut beroende på hur många AE är inkopplade på elnätet, samt det totala effektbehovet ombord, kommer deras SFOC samt faktiska bränsleförbrukning att förändras konstant. För att noggrant kunna beräkna den totala bränsleåtgången under ett dygns tid har därför den erhållna formeln för AE SFOC, samt deras belastning slagits ihop för att få ut ett massflöde av bunker till motorerna enligt följande:

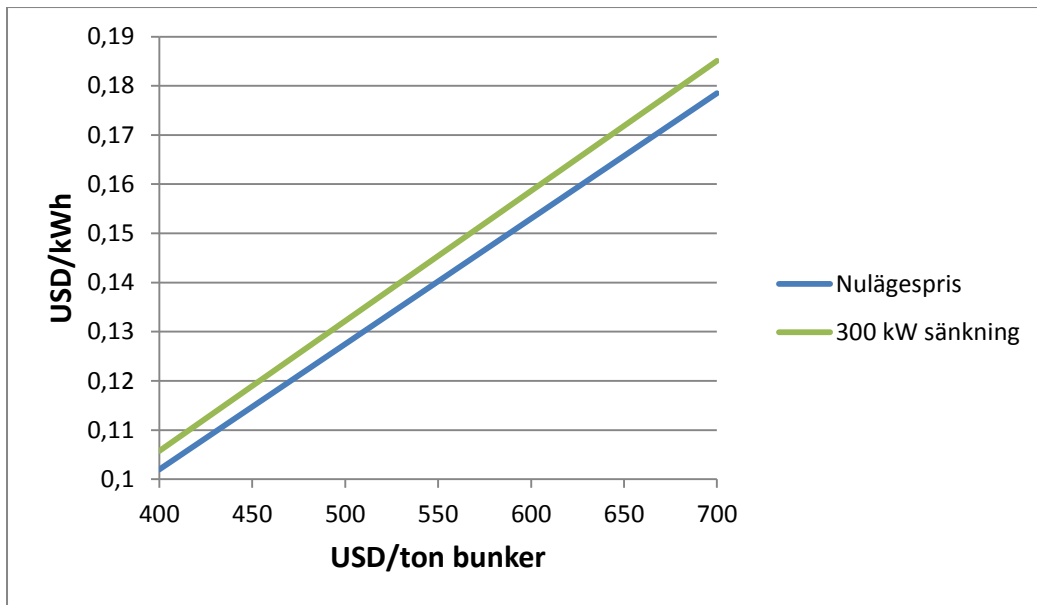
$$\dot{m}_{bränsle\ AE} \left[\frac{kg}{h} \right] = SFOC_{AE} \left[\frac{kg}{kWh} \right] * P_{AE} [kW]$$

Exempelvis med en AE igång vid 44 % belastning erhålls följande massflöde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{bränsle AE}} &= (-0,248 * 0,44^3 + 0,617 * 0,44^2 - 0,539 * 0,44 + 0,372) \frac{kg}{kWh} \\ &* 1214,4 kW = 283,7 \frac{kg}{h} \end{aligned}$$

Vid beräkning med denna formel för varje minut fås de enskilda hjälpmotorernas momentana bränsleförbrukningar ut för hela dygnet. När samtliga värden adderas fås då den totala bränsleförbrukningen för AE, och detta värde kan sedan användas för att beräkna bränslekostnaderna över ett års tid. Den beräknade kostnaden för ett år baserat på data från IAS-systemet blev ca 1,38 milj. USD och detta är den summa som de ROI-kalkyler är baserade på i avsnitt 8. Bör noteras att ett år har satts till 360 dagar för att ta i beaktande att fartyget kan ha liggdagar då inga dieselgeneratorer är igång, t.ex. vid dockningar eller dylikt.

Till sist kan man konstatera att kostnaden för en producerad kWh kommer att stiga ifall man installerar en anläggning som sänker effektbehovet ombord. Med hjälp av samma IAS-data som föregående har en uppskattning gjorts över vad det kostar att producera en kWh idag, och hur detta skulle förändras vid installation av C3. I figur 43 kan man se denna ökning.



Figur 43: Priset på en kWh producerad med dieselgeneratorerna som funktion av bunkerpris, samt fallet att deras belastning sänks med 300 kW.

Av fartygets maskinchef erhöles ett medelpris på bunker för år 2015 vilken uppgick till 440 USD/ton. Detta innebär att en producerad kWh med fartygets dieselgeneratorer skulle kosta ca 0,112 USD. Skulle man sänka effektbehovet med 300 kW, alltså installation av två C3-enheter, skulle denna kostnad stiga till ca 0,116 USD/kWh. Det är därmed ingen dramatisk ökning av pris i och med en installation, utan som man kan se i figur 43 är själva bunkerpriset den mest betydande faktorn för kostnaden.

8. ROI-kalkyler

En av de allra viktigaste kalkylerna man måste göra när det kommer till projekt av den här typen är s.k. ROI-kalkyler, vilket står för *Return of Investment*. Med andra ord är det återbetalningstiden man räknar ut för att se ifall en investering är lönsam inom en rimlig tidsram som bestäms av företaget ifråga. När det handlar om fartyg kan man ofta acceptera längre återbetalningstider med tidsspann på många år, då fartygen i sig är tänkta att tjänstgöra och dra in pengar över långa tidsperioder, kanske så länge som årtionden.

Faktorer som spelar in här är t.ex. fartygets ålder vid tiden för investeringen. En alltför stor investering på ett gammalt fartyg kanske inte lönar sig ifall återbetalningstiden blir alltför lång. Man kanske inte ens får pengarna tillbaka då fartyget i sig förlorat i värde så mycket genom åren.

M/S Birka Stockholm är som tidigare nämnt byggd 2004, och har således många års drift framför sig ännu, vilket betyder att en bunkerbesparande investering kan vara värd priset att betala. Detta då bunkern är en av de största enskilda kostnaderna för fartyget. I de följande avsnitten kommer ROI-kalkyler att göras för två möjligheter, dels att den installerade anläggningen ger ut maxeffekt alla årets dagar, vilket blir ett idealfall, och dels fallet att en något reducerad effekt kan tas ut på årsbasis. På Climeons begäran har alla kostnader för deras system och siffror över bunkerinbesparingar utelämnats ur rapporten då detta är konfidentiella uppgifter.

8.1. Idealfallet

I de följande två kapitlen ses beräknade återbetalningstider vilka är baserade på de två ”idealfall” som uppstår om man räknar att de installerade enheterna ger ut full effekt året runt. Detta är dock ett osannolikt scenario, vilket är orsaken till att tre mer troliga fall också har räknats ut. Dessa redovisas i avsnitt 8.2.

8.1.1. En Climeon Ocean C3-modul installerad

I detta avsnitt undersöks vad återbetalningstiden skulle bli ifall en C3-enhet som ger ut 150 kW eleffekt installeras. Under samtal med Climeon erhöles en ungefärlig kostnad för deras

system, men då alla installationer av denna typ blir skräddarsydda till varje kund betyder att en exakt offert inte erhållits. Detta bör undersökas vidare ifall rederiet önskar genomföra vidare utredningar i frågan. Dock med den prisbild vi fått av Climeon har en ungefärlig ROI-kalkyl kunnat utföras med hjälp av de data som utreddes i avsnitt 7.2.

En eventuell installations återbetalningstid har i enlighet med Eckerö ab:s direktiv räknats ut enligt *payback*-metoden. D.v.s. det har undersökts hur länge apparaturen skulle ta att tjäna in i direkta bränslekostnadsbesparingar. Formeln för att räkna ut denna återbetalningstid skrivs som följer:

$$Payback = \frac{Investeringskostnad\ Climeon\ [USD]}{Br.\ kostnad\ idag\ [USD] - br.\ kostnad\ efter\ inv.\ [USD]} = \text{år}$$

$$Br.\ kostnad\ idag = \frac{driftdygn}{\text{år}} * \frac{ton_{br.}}{dygn} * br.\ pris \left[\frac{USD}{ton} \right]$$

$$Br.\ kostnad\ efter\ inv. = \frac{driftdygn}{\text{år}} * \frac{ton_{br. efter\ inv.}}{dygn} * br.\ pris \left[\frac{USD}{ton} \right]$$

$$Investeringskostnad\ Climeon\ [USD] = Pris/modul$$

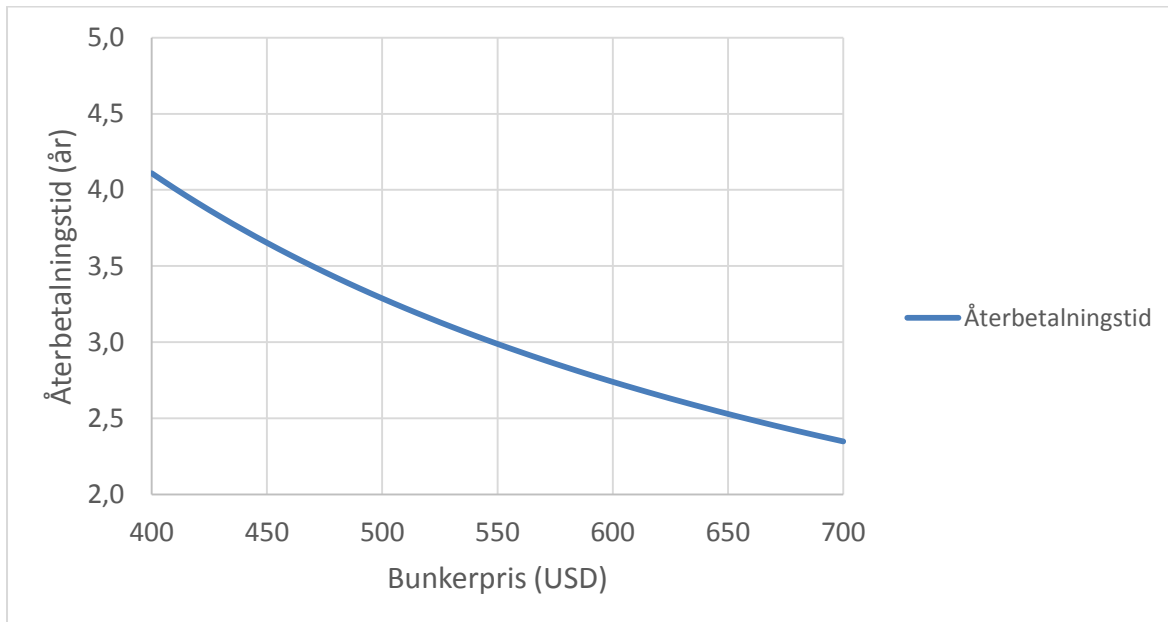
USD har använts istället för € i detta fall, då ett bunkerpris i USD/ton erhöles av fartygets maskinchef. På detta vis fås en korrekt enhetsanalys. Detta ger dock en källa till osäkerhet i beräkningarna, då valutakurser ändras från dag till dag, vilket gör att en viss variation på uträknade värden kan förekomma i senare skeden än när arbetet har skrivits. Vid uträkning av denna formel får man då en återbetalningstid på följande värde:

$$Payback = 3,7 \text{ år}$$

Ett antal saker spelar in i denna återbetalningstid. Faktorer som spelar in är exempelvis bunkerpris och gångtimmar på maskinen. De bunkerpriser som erhöles från maskinchefen för året 2015 var ett i medeltal relativt lågt bunkerpris. Ett ökat bunkerpris kommer att minska på återbetalningstiden för maskinen. En annan faktor som leder till att just M/S Birka Stockholm får en förhållandevis lång återbetalningstid vid jämförelse med andra fartyg av dylik typ är att

man kommer få relativt få driftstimmar på C3-enheten. En färja eller annat fartyg som kör 22h/dygn skulle förstås få en betydligt kortare tid innan direkt vinst uppnås. Detta återigen förutsatt att den uppskattade drifttiden som har räknats med här stämmer för M/S Birka Stockholm.

I figur 43 kan ses en uppskattning över hur årlig besparing och återbetalningstid för en installation förändras med förändrat bunkerpris.



Figur 43: Återbetalningstiden beroende på aktuellt bunkerpris med en Climeon-modul installerad.

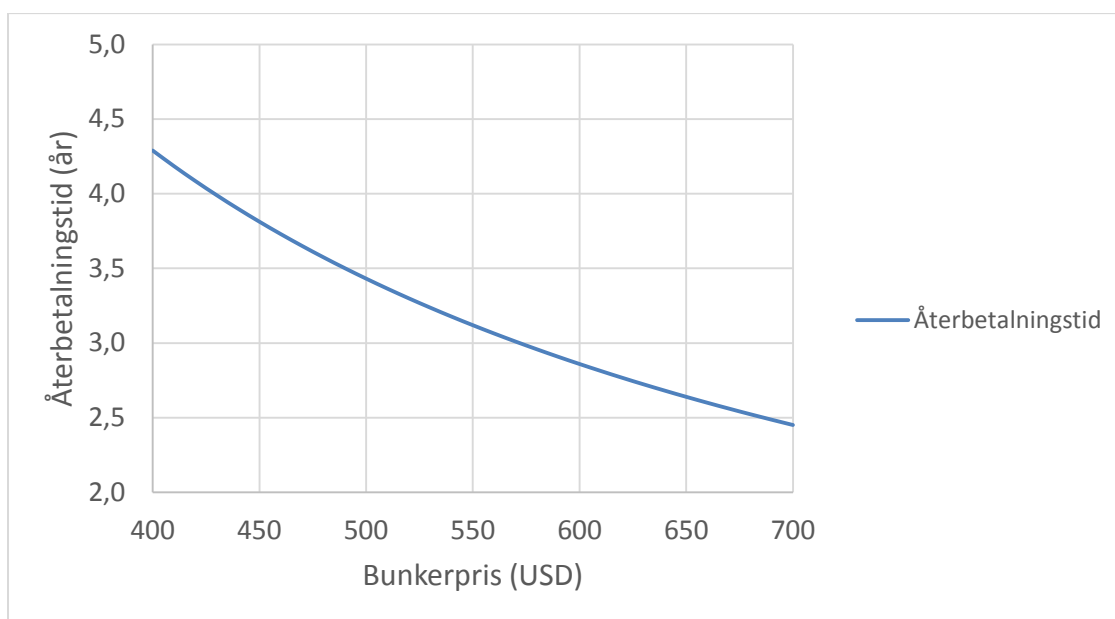
Från figuren kan man utläsa att ett bunkerpris på i snitt 400 USD/ton fortfarande bara skulle medföra en återbetalningstid på drygt 4,1 år. Med tanke på att den tekniska livslängden på ORC-enheten enligt tillverkaren ligger runt 20 år och att fartyget ännu är relativt ungt blir en installation mycket troligen försvarbar i detta fall.

Från vår handledare på Eckerös kontor fick vi uppgifter om att vi skulle använda värdet 350 €/ton (Lundberg, 2016), vilket motsvarar ca 410 USD/ton för dessa beräkningar som ger en ROI-tid på 4 år, vilket fortfarande kan anses som en rimlig tid för en investering av denna typ. Redan vid beräkning på det bunkervärde som erhöles av maskinchefen skulle denna tid sänkas till 3,7 år, vilket med tanke på fartygets begränsade driftstimmar kan ses som en god takt för återbetalningen.

8.1.2. Två Climeon Ocean C3-moduler installerade

Skulle man installera två stycken enheter kommer förstås den initiala investeringskostnaden att bli högre, men i och med den ökade effekten kommer en större inbesparing i bränslekostnader att ske, vilket kommer leda till att en dylik återbetalningstid som vid det föregående fallet erhålls. Fallet som utreds här är alltså att eleffektbehovet sänks med 300 kW som C3-anläggningen skulle producera.

Samma beräkningsmetoder har använts som i föregående avsnitt, och återigen har samma diagram över den årliga besparingen och återbetalningstidens beroende av bunkerpriser sammanställts. Resultaten av dessa beräkningar kan ses i figur 44.



Figur 44: Återbetalningstiden beroende på aktuellt bunkerpris med två Climeon-moduler installerade.

Från figuren kan man utläsa att i stort sett samma ROI-tider erhålls vid denna installation som i fallet att en modul installeras. Den faktor som däremot avsevärt höjs är den årliga inbesparingen som i stort sett kommer att fördubblas, vilket leder till en högre årlig vinst när väl den initiala investeringen är betald. I detta fall blir ROI-tiden ca 4,2 år ifall ett bunkerpris på 410 USD/ton används. Detta scenario förutsätter dock att man kan köra C3 på så vis att den ger ut maxeffekt 360 dagar i året, vilket är osannolikt.

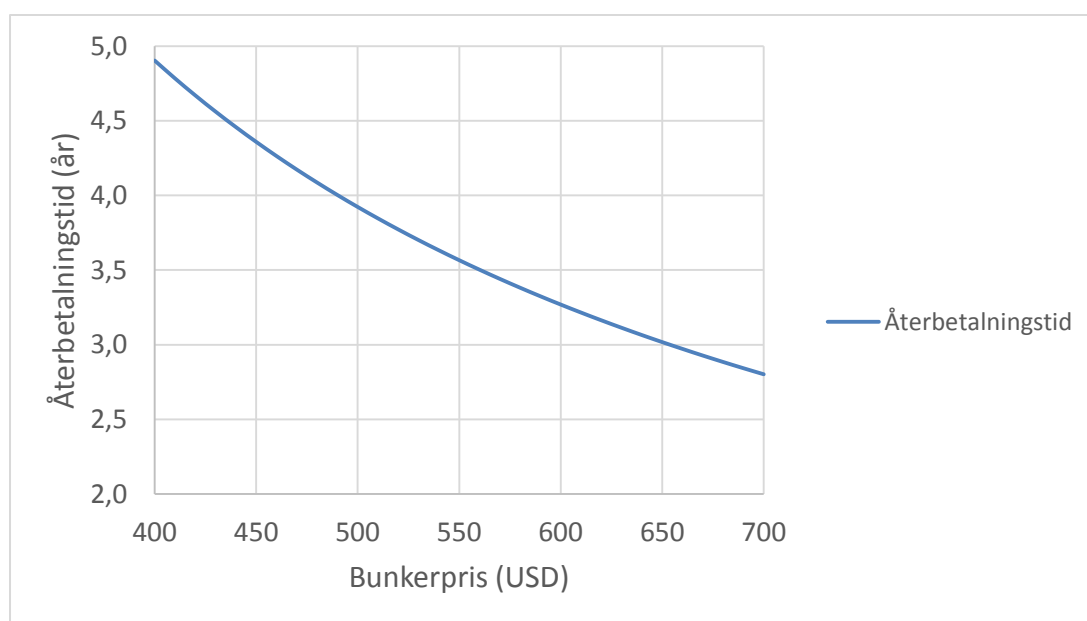
Samtliga värden till uträkningarna som användes i figur 43 och 44 kan ses i bilaga 3 och 4. Notera att investeringskostnaderna för anläggningen har utelämnats ur samtliga tabeller enligt både Eckerös och Climeons begäran.

8.2. "Verkliga" fall

Då det som tidigare nämnt är osannolikt att ORC-anläggningen kommer att kunna ge ut full effekt året runt, och ett mer troligt scenario är att endast en något reducerad effekt kan tas ut kommer det i de två följande avsnitten presenteras två mer realistiska fall.

8.2.1. En Climeon Ocean C3-modul installerad

I ett idealt scenario kan man köra maskinen 100 % av den tid då det är möjligt att ta ut tillräckligt med värme för maximal effekt. I detta korrigerade fall räknas det med att den kommer att ge ut en något lägre effekt, vilken har uppskattats till 135 kW i medeltal på årsbasis. Denna siffra har tagits fram under samtal med Climeon. Genom att använda samma beräkningsmetod som i kapitel 8.1.1 får man då ut en något annorlunda återbetalningstid, då detta medför att fartygets AE kommer måsta producera lite mera eleffekt själva och bränslekostnaderna således ökar igen. I figur 45 ses en överblick över denna ändrade återbetalningstid enligt samma modell som tidigare uppställda kurvor.



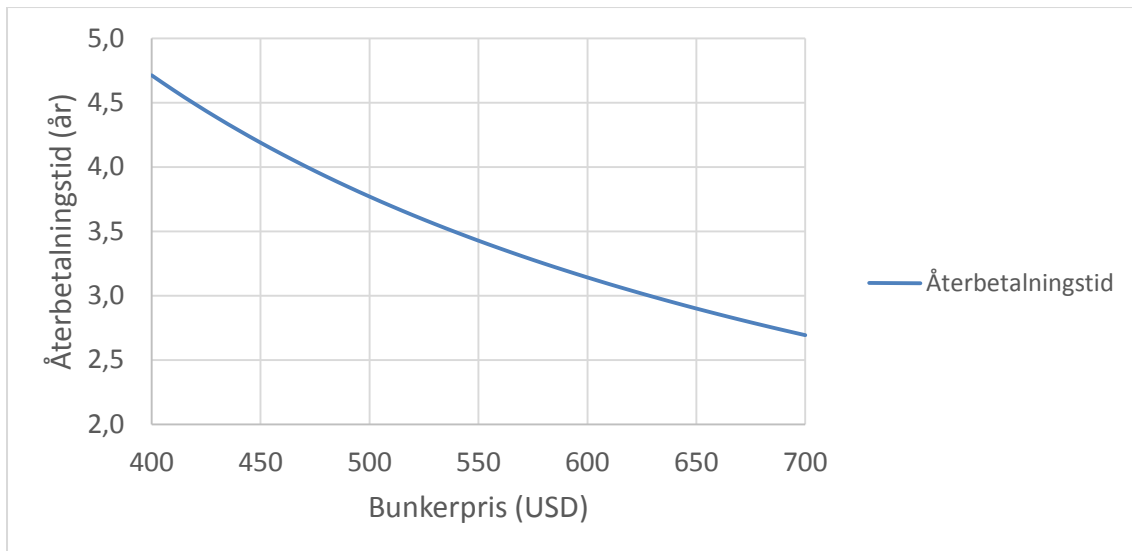
Figur 45: Återbetalningstiden- och årliga besparingens beroende på aktuellt bunkerpris med en Climeon C3-modul installerad i ett korrigerat fall.

Med den korrigering som här har gjorts kan man utläsa att återbetalningstiden blir ca 0,8 år längre om fartygets medelbunkerpris för 2015 används, alltså 4,5 år. Vid 410 USD/ton är skillnaden fallen emellan uppe i 0,9 år längre återbetalningstid, vilket är en betydande skillnad fallen emellan. Vid ökade bunkerpriser kan man dock konstatera att skillnaden mellan dessa båda fall kommer att minska, t.ex. vid 650 USD/ton kommer den att vara nere i 0,6 år längre ROI-tid jämfört med motsvarande fall. Med dessa båda fall uträknade kan man se att en total återbetalningstid för en installation av enbart en modul skulle troligen ligga strax över 4 år ifall inte bunkerpriserna höjs inom de kommande åren.

8.2.2. Två Climeon Ocean C3-modul installerade, scenario 1

I det här fallet har samma antagande gjorts som i föregående avsnitt med att det är osannolikt att två installerade enheter kommer att ge ut 300 kW under årets alla timmar. I detta första scenario har det därför studerats vad som händer ifall man antar ett medeleffektuttag på 275 kW på årsbasis. I likhet med fallet ”135 kW” kommer detta få en längre återbetalningstid än ursprungsfallet. Antagandet i detta fall är att två moduler kan ge ut denna effekt under hela året, utan att ta hänsyn till det faktum att det kanske inte finns tillräckligt med värmeenergi under vinterhalvåret för att få ut en så hög effekt. Ett ytterligare fall där detta faktum tas i beaktande utreds i avsnitt 8.2.3.

Genom att återigen använda samma beräkningsmetoder som till de tidigare fallen fås igen ut motsvarande kurvor över dels besparingen på årsbasis samt återbetalningstiden för detta fall.



Figur 46: Återbetalningstiden beroende på aktuellt bunkerpris och två Climeon-moduler installerade i ett korrigerat fall.

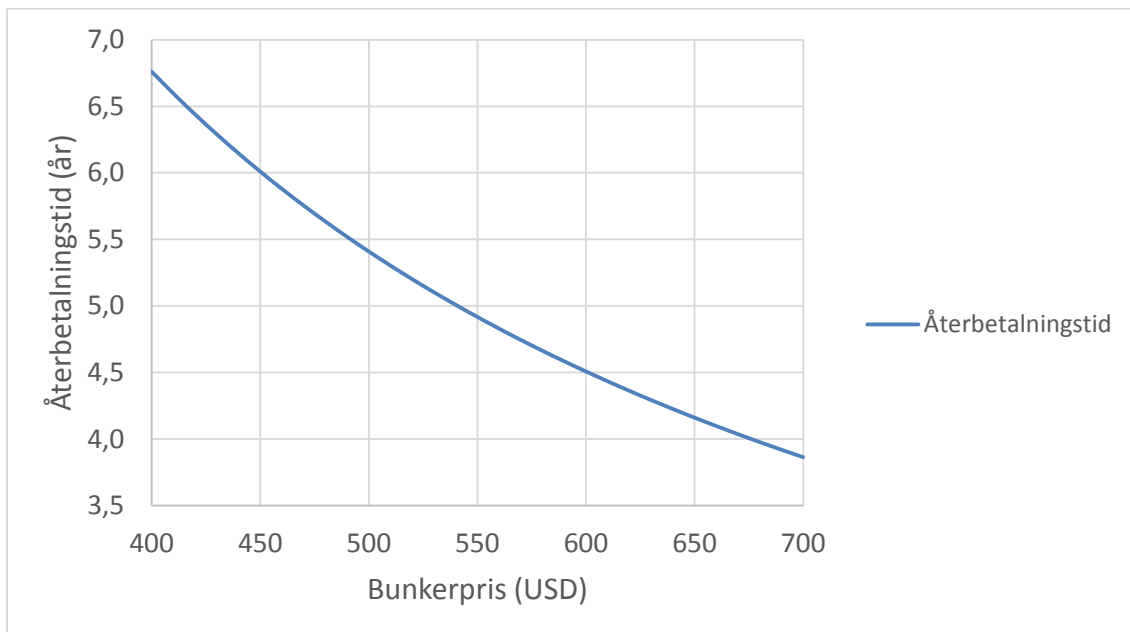
I likhet med det föregående fallet ”135 kW” erhålls här en något förlängd återbetalningstid. Vid 410 USD/ton får man ut en ROI-tid på 4,6 år, vilket således blir 0,4 år längre jämfört med det uträknade idealfallet. Slutsatserna man kan dra av detta blir då att ifall två moduler kan köras kommer investeringen att ha betalat tillbaka sig på runt 4,5 år. Tiden blir också något lägre för en tvåmodulsinstallation än att bara sätta dit enbart en modul, förutsatt att de enligt dessa modeller kan köras året runt.

8.2.3. Två Climeon Ocean C3-modul installerade, scenario 2

Då det inte varit möjligt att noggrant kartlägga hur mycket värmeenergi det finns tillgängligt under årets alla delar, har en uppskattning behövts göras för de perioder det faktiskt skulle vara möjligt att köra med två enheter på full effekt. Värmemängden har antagits att behöva ökas med ånga för att ha tillräckligt med värme att köra två maskiner.

Eftersom man inte vill behöva producera ånga med fartygets oljedrivna pannor skulle denna ånga borda vara ånga som annars leds in i dumpkondensatorerna. Under samtal med besättningen ombord konstaterades det att fartyget börjar dumpa ånga mer eller mindre konstant under de varma månaderna, med början i april/maj ända till ungefär september. I och med detta har vi i detta scenario valt att räkna med att under fem av årets månader är det möjligt att ta ut en högre effekt ur C3-anläggningen. Också här har det dock räknats med de något reducerade effekterna (135/275 kW) som har använts i de två föregående avsnitten för

att beakta att de kanske inte kan ge ut helt maxeffekt hela tiden. Ifall man nu sammanställer ett liknande diagram som i tidigare fall med dessa förutsättningar inräknade får man följande resultat som kan ses i figur 46.



Figur 46: Återbetalningstiden beroende på aktuellt bunkerpris och två Climeon-moduler installerade i ett korrigerat fall.

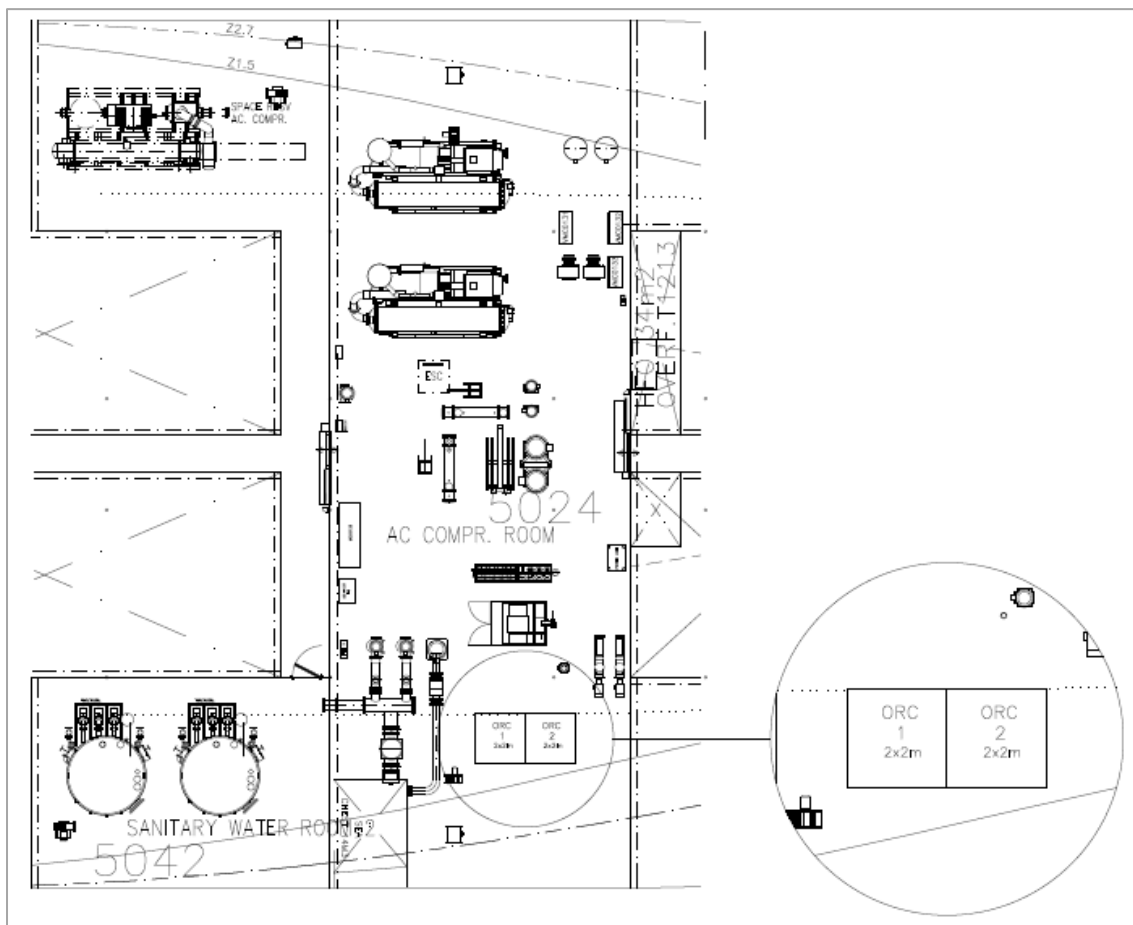
Från denna figur ser man nu att en betydligt längre återbetalningstid erhålls än vid det uträknade idealfallet (300 kW). Med samma bunkerpris på 410 USD/ton skulle man få en återbetalningstid som är 2 år längre vid detta fall. Ifall inte bunkerpriserna stiger under de närmsta åren kan det vara diskuterbart om det är värt att satsa på två stycken moduler.

Det kan dock diskuteras om man ändå är beredd att göra en investering, om det inte kan vara värt den extra tiden att betala av maskinen då bunkerbesparingarna efter denna tid troligen kommer att vara högre. Detta blir förstås en fråga för rederiet att utvärdera.

Ett sätt att undersöka vilket av de båda fallen som skulle vara mer fördelaktigt med tiden, skulle vara att göra en s.k. nuvärdeskalkyl. Då kunde de båda fallen jämföras över en bestämd tidsperiod och besparingen fallen emellan kunde jämföras. Detta kommer dock inte utföras i detta arbete pga. tidsbrist.

9. PLACERING I FARTYGET

Placering av en enhet av denna typ är inte alltid lätt då utrymme nere i maskinrummen ofta är mycket begränsad. M/S Birka Stockholm har dock ett par utrymmen där man kan tänka sig att lägga in utrustning som är lite mer skrymmande. Då fartyget byggdes lämnades det plats för installation av en extra AC-enhet i ett av de förliga utrymmena nere på däck 1. Vår ursprungliga tanke skulle varit att placera ORC-enheten i detta utrymme, men efter samtal med besättningen ombord kom vi fram till att detta utrymme är öronmärkt för annan utrustning ifall det inte blir aktuellt att lägga in denna tredje AC-enhet. Därför överenskomms det med maskinbefälen att det mest lämpliga utrymmet att placera enheten skulle vara i det förliga AC-rummet på styrbords sida, se figur 47. Med hjälp av grovskisser som erhöles direkt av Climeon kan man få en uppfattning om systemets storlek i förhållande till tillgängligt maskinutrymme.



Figur 47: ORC-enheternas tänkta placering i fartyget.

Var detta utrymme ligger i förhållande till resten av maskinutrymmena framgår i bilaga 4 där en skiss över hela fartygets maskinrumsavdelningar visas.

Detta utrymme skulle också ha den installationstekniska fördelen att det ligger väldigt nära den tänkta punkt i värmeåtervinningssystemet där den borde kopplas till det befintliga rörsystemet. Kortare rör ger en enklare och billigare installation, och leder dessutom till mindre tryckförluster p.g.a. dessas längd, vilket i sin tur borde hålla systemets cirkulationspumpars effekt på så låg nivå som möjligt.

Dock bör man utreda det bästa sättet att reglera det varma flödet till ORC-enheten ifall installation sker, då bäst effekt skulle uppnås med ett jämnt flöde till maskinen. Samma sak gäller även med de tänkta AC-sjövattenpumparna till det kalla flödet, vilka är belägna precis bredvid den tänkta plats där C3-enheten skulle stå. Dessa pumpar tar dessutom sitt flöde direkt ur en sjökista, vilket har den fördelen att skulle beslut tas att maskinen bör ha sin egen pump helt och hållet bör det gå lätt att installera pumpen i anslutning till samma sjökista. Det här skulle göra så att tryckförluster i rör och dylikt hålls till ett minimum.

9.1.1. Säkerhetsaspekter

Det finns alltid säkerhetsaspekter vilka bör beaktas när man arbetar med brandfarliga ämnen. Detta betyder att anläggningen och installationsmetoderna skall ta i hänsyn de problem och risker som kommer uppstå när man arbetar med brandfarliga ämnen och hindra riskerna för brand och läckage. Detta har Climeon åstadkommit genom att kapsla in hela anläggningen och installera brandsläckningsutrustning inne i lådan, samt läckdetektorer som kan upptäcka läckage och säkert stänga av maskinen utan att det hinner uppstå någon fara till maskinen eller omgivningen

9.1.2. Brandbekämpning

Som nämndes i föregående avsnitt har Climeons system en inbyggd brandsläckningsutrustning som skall bekämpa eventuella bränder som skulle uppstå inuti själva enheten. I fallet att en brand skulle uppstå utanför enheten självt antingen som orsak av

ett läckage av arbetsmedium eller annan orsak behöver det finnas möjlighet att släcka extern brand också.

Fartyget är förutom de vanliga brandlinorna utrustat med två olika typer av fasta släckanordningar. Det finns dels ett CO₂-system och dels ett s.k. HI-FOG-system installerat. I nuläget är dock inget av dessa båda fasta släckanordningar installerat framme i AC-rummet där en eventuell installation skulle äga rum. HI-FOG är en typ av sprinklersystem, men skiljer sig från konventionella sådana genom att ha speciella munstycken och använder färskvatten istället för sjövattnet. Det arbetar dessutom under betydligt högre tryck än vanliga system. Detta kombinerat med munstyckenas utformning gör att vattnet kommer ut som en fin dimma, vilket i sin tur kväver elden genom att tränga undan syret i luften (Marioff Corporation, 2016).

HI-FOG-systemets huvudstammar är placerade i samma utrymme som det är tänkt att C3-enheten skall stå, vilket gör att det borde vara möjligt att relativt enkelt genomföra en installation till denna plats. HI-FOG har den fördelen gentemot konventionella sprinklersystem att det använder en betydligt mindre mängd vatten per tidsenhet och använder sig dessutom av färskvatten till skillnad från de vanliga brandvattenledningarna. Detta är en stor fördel då det innebär mindre skador på känsliga komponenter, som det finns ifråga med ORC samt AC-enheterna i utrymmet (Marioff Corporation, 2016).

9.1.3. Läckage av arbetsmedium

Ifall läckage av arbetsmedium skulle uppstå har Climeons anläggning gasdetektorer, vilka mäter gas halten inuti boxen. Om gashalten blir för hög i anläggningen kommer maskinen att stänga av sig. Det går även att få enheter med möjligheten att dränera arbetsmediet till maskinens servicetank som är placerad under anläggningen, om modulen beställts med sådan. Det är även möjligt att använda någon befintlig tank ombord. Climeon Ocean enheten har också ett ventilationssystem med tillräcklig kapacitet för klassningssällskapens krav (Eriksson, 2016).

10. ANSLUTNING TILL BEFINTLIGT ELSYSTEM

För att en installation alls skall vara möjlig behöver man försäkra sig om att det är möjligt att ansluta maskinen till fartygets befintliga elsystem. Det behöver finnas plats på huvudtavlan (MSB) att lägga in rätt typ av brytare, klassregler bör beaktas, och det måste finnas möjlighet att lägga in den i fartygets alarm-och övervakningssystem.

10.1. Koppling till MSB

För att kunna utnyttja den eleffekt som produceras med ORC-enheten behöver den kopplas till fartygets MSB. Maskinen kommer att kopplas till MSB med hjälp av ett överströmsskydd. I detta fall är det en effektbrytare, vilken har en brytkapacitet över ett spann på 160-400 A. Vad man slutligen ställer in denna brytare på kommer att bestämmas av ifall man installerar en eller två C3-moduler. Ett antal andra faktorer spelar också in på det värde man måste sätta brytaren på. Dessa inkluderar t.ex. kabellängd mellan maskinen och huvudtavlan, förläggningssättet av kabeln, omgivningens temperatur samt den kabeltyp som används måste alla tas med i beräkningarna. Hur mycket dessa slutligen påverkar beror på kabelrutten genom fartyget samt installationssätt, vilket betyder att detta inte är något vi kan räkna ut i detta skede, utan slutlig överströmsskyddstorlek kommer bestämmas av installatören (Törmä, 2016).

Vid samtal med fartygets elmästare har vi kunnat konstatera att det redan finns effektbrytare i reserv på MSB. Dessa brytare är tillverkade av ABB, modell T5V400, vilka är ställbara mellan 160-400 A med skyddsrelä också av ABB, modell PR222. Dessa brytare skulle eventuellt vara möjliga att använda till ändamålet att koppla in ORC: n till MSB: n. Vid beräkning av den maximala driftströmmen (I) vilken ORC-enheten skulle erhålla användes följande formel (RapidTables, 2016):

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} * PF * U}$$

I formeln är P ORC-enhetens effekt i enheten Watt (W), PF är $\cos \varphi$, vilket typiskt ombord på fartyg sätts till 0,8, och U är driftsspänningen. Med insatta värden för dessa och effekten 150 kW, vilket skulle motsvara en C3-modul blir då den maximala driftsströmmen:

$$\frac{150000 \text{ W}}{\sqrt{3} * \cos \varphi(0,8) * 690 \text{ V}} = 157 \text{ A}$$

För två moduler, vilket ger effekten 300 kW, skulle samma formel ge maximala strömmen till:

$$\frac{300000 \text{ W}}{\sqrt{3} * \cos \varphi(0,8) * 690 \text{ V}} = 314 \text{ A}$$

Utifrån dessa båda beräknade maximala driftsströmmar på 157 A respektive 314 A kan man konstatera att effektbrytaren som hade ett ställområde på 160-400 A skulle vara lämplig att använda till att koppla in C3-enheten, oavsett man väljer installation av en eller två moduler, till huvudtavlan. I bilaga 12 kan man se ett exempel elschema som visar var C3-enheten skulle kunna installeras och i bilaga 13 ser man fartygets huvudtavla och vart C3 skulle kopplas på denna. Ett förslag på exakt placering på fartygets huvudtavla skulle vara t.ex. säkring R0103Q2 vilken finns i sektion R01 på MS1P. En ritning över dennas fysiska position i eltavlan kan ses i bilaga 14.

10.2. Drift

Climeons C3-maskiner ligger inkopplade på elnätet hela tiden och känner av när tillräckligt med värmeenergi finns för att kunna börja producera el. Detta betyder att en viss elförbrukning går åt till maskinen även när den inte är i drift för att upprätthålla dess styrsystem och dylikt.

När uppstart av maskinen sedan sker kommer C3-enheten först att förbruka elenergi från fartygets elsystem för att starta upp själva ORC-processen. Maskinen kommer först att producera el till sitt eget bruk, och när den kommit upp i varv och börjar producera mera elenergi än den förbrukar kommer den sedan att börja mata elenergi till fartygets elsystem. I detta skede övergår maskinen från att vara en förbrukare till att vara en generator. Vid

eventuella driftsstörningar som t.ex. överström kommer effektbrytaren att trippa, och maskinen stoppar därefter per automatik.

I maskinen finns också en inbyggd konverter vilken har skydd för felaktig frekvens, ström och spänning. Maskinen läser konstant av dessa värden på MSB och om något av dessa värden är inom felaktiga gränser kommer konvertern att stänga av elmatningen från maskinen till MSB. Detta är en viktig funktion som spelar in vid exempelvis situationen att en blackout skulle uppstå. Vid blackout får inte någon spänning matas in till huvudtavlan då detta kan ”lura” fartygets PMS-system och få det att tro att en blackout inte egentligen har uppstått, och drar därmed inte igång den vanliga sekvensen som sker vid strömlöst fartyg. Det kan då leda till situationen att automatiken inte börjar starta upp dieselgeneratorerna och fasar in dessa på nätet ifall inte MSB är helt strömlös (Eriksson, 2016).

10.3. **Automatik**

ORC-maskinen är designad för att starta och stoppa helt automatiskt. Detta fungerar på så vis att maskinen känner av när det finns värmeenergi i värmeåtervinningssystemet, och när mängden värmeenergi är tillräckligt hög kommer den automatiskt att starta processen och börja producera elenergi. När energimängden sjunker för lågt för att lönsamt kunna producera el kommer maskinen att stänga av sig automatiskt, och gå till standby läge för att startas igen när värmeenergimängden återigen är tillräckligt hög. Därmed sköter maskinen sig själv, och behöver ingen mänsklig input för driften.

För att veta ifall maskinen får något fel behöver man koppla ett alarm till fartygets befintliga övervakningssystem. Det är dock också möjligt att ha flera alarm som direkt kan ge bättre överblick vad problemet kan vara. ORC-enheten har inbyggd manöver panel i själva maskinen, men det är också möjligt att installera en extra slavpanel vilken kan vara belägen i t.ex. maskinkontrollrummet som har samma funktioner och alarmlistor som manöverpanelen inbyggd i maskinen.

ORC-enheten har ingen inbyggd kylvattenpump för att kyla kondensatet och i detta fall skulle det vara en möjlighet att använda AC-enheternas frekvensstyrda kylvattenpump för att kyla

kondensatet i ORC-anläggningen. Denna pump skulle då behöva en styrsignal från ORC-anläggningen för start och stopp. Flödesreglering av dessa pumpar skulle kunna ske av frekvensomvandlaren med hjälp av trycket i systemet så att trycket skulle vara konstant när kondensatkylningen behöver kylvatten men också när själva AC-enheten använder sjövattnen för att kyla fartyget. I detta fall skulle det totala flödet i systemet öka men flödet till ORC-enheten skulle vara mer eller mindre konstant, vilket är det bästa för drift av maskinen.

10.4. **Klasskrav**

Climeon Ocean C3-systemet är redan godkänt och klassat i Lloyd's Register pga. att det finns bara en maskin marint som är installerad ombord Viking Grace som är klassad i Lloyd's Register. Då M/S Birka Stockholm är klassad i DNV GL betyder det att ett godkännande från dem också behöver fås innan en installation är möjlig. Under projektets gång har kontakt med en representant från DNV GL tagits, där det system som skall installeras beskrivits och vad det skulle innebära för fartygets elförsörjning. Det svar som erhöles från DNV GL är att det inte borde vara något problem att genomföra en installation av denna typ ombord på fartyget så länge som huvudtavlan funktion inte blir störd. Varken vid normala operationsförhållanden eller ifall blackout skulle uppstå. Det är dock först när färdiga systemritningar är uppgjorda som slutligt godkännande av dessa kan göras av DNV GL. De skall också vara med och godkänna anläggningen vid tester gjorda när anläggningen tas i bruk vid färdigställd installation (Repo, 2016).

11. SLUTSATSER

I vårt arbete har vi kommit fram till att det borde vara fullt möjligt att genomföra en installation av Climeons C3-system ombord M/S Birka Stockholm. Detta borde även vara möjligt att göra med rimliga återbetalningstider också med dagens relativt låga bunkerpriser. Vi har dock inte lyckats fullt ut med att noggrant fastställa mängden värmeenergi ombord, som skulle kunna tas tillvara i en ORC-anläggning. Något som därför bör undersökas vidare (se avsnitt 11.1.2).

Förutsatt att tillräcklig värmemängd finns ombord, bör också bunkerpriserna stiga för att en investering skall bli riktigt intressant. Speciellt ifall man vill satsa på att installera två C3-moduler, bör bunkerpriserna stiga för att vara säker på att återbetalningstiden inte blir alltför lång.

Det finns fysiskt utrymme ombord där maskinen kunde få plats, utan att större modifikationer av utrymmet borde vara nödvändiga. Inkoppling till fartygets värmeåtervinningssystem borde inte heller vara någon större teknisk utmaning, då det i nuläget finns en oanvänd bypassledning mellan in- och utgående *Heat Recovery*-vatten i det aktuella utrymmet där det skulle vara tänkt att ORC-enheten kunde kopplas in. Exakt hur denna inkoppling skulle ske bör ännu utredas vidare för att få en optimerad drift av maskinen, men också för att undvika att de övriga systemen i värmeåtervinningskretsen störs av den nya förbrukaren.

Installationen skulle ytterligare förenklas av det faktum att C3-enheten inte har något behov av speciella generatorbrytare, utan klarar sig med ett vanligt överströmsskydd. Då det redan finns sådana i reserv installerade ombord, blir inkopplingen till fartygets huvudtavla mycket enkel.

De uträknade återbetalningstiderna som landade på runt fyra eller ända uppemot 6-7 år beroende på om installation av en eller två C3-moduler utförs, eller för den delen är möjlig, blir en fråga för rederiledningen att bedöma om den är för lång eller rimlig att satsa på. Våra utredningar visar dock på att om en så snabb återbetalningstid som möjligt önskas, bör man endast satsa på installation av en C3-modul. Önskas dock en maximerad inbesparing på

bunkerkostnader i det långa loppet skulle det däremot troligen vara värt att satsa på två enheter. Detta ifall det kan bevisas att det finns tillräckligt med värmeenergi för att köra de båda enheterna på full effekt en större del av året. Skulle bunkerpriserna stiga med redan 100 USD/ton skulle ROI-tiden sjunka med uppemot sex månader till ett år beroende på vilket fall man tittar på.

Det här arbetet har dessutom bara räknat på återbetalningstiden i förhållande till direkt vinst i bränslekostnader. Skulle man vilja utreda alla effekter som skulle komma med en installation av denna typ skulle man också kunna tänka sig att fundera på hur den miljöprofilering som M/S Birka Stockholm får av att satsa på grön teknik skulle påverka t.ex. passagerarantalet ombord i en allt mer miljömedveten kundkrets. Detta är dock en utredning för ett annat arbete.

11.1. Fortsatta undersökningar

I de följande avsnitten följer att antal förslag till fortsatta undersökningar vilka bör utföras för att kunna vara säkra ifall det är möjligt att installera en ORC-anläggning ombord M/S Birka Stockholm.

11.1.1. Olika tillverkare

I detta arbete har vi enbart haft kontakt med och undersökt möjligheten att installera en maskin från Climeon. Det finns ett flertal tillverkare av dessa typer av system, vilka man kunde undersöka ifall deras system skulle vara bättre lämpade till just detta fall. Detta är något som Eckerö ab får ta ställning till ifall de skulle besluta sig för att göra en noggrannare undersökning. Ett antal tillverkare hade vi i början av projektet kontakt med, men dessa uteslöts sedan p.g.a. att det beslöts att det skulle bli ett alltför omfattande arbete att ha kontakt med, och utreda, ett flertal tillverkare.

11.1.2. Värmemängd ombord

Den största sak som behöver få en noggrannare utredning är den värmemängd som faktiskt finns att använda ombord. Detta på grund av de problem som erhöles under mätförsöken, vilket ledde till att flera mätserier inte blev brukbara. Även mätmetoden vilken vi tror att borde vara tillförlitlig kunde kanske också ändras för att få till ett än mer tillförlitligt resultat. Detta bör göras för att kunna ta ett informerat beslut ifall man skall satsa på enbart en maskin eller ifall det finns orsak att installera två enheter och på så sätt maximera den bunkerbesparing en installation av systemet skulle innebära.

11.1.3. Byte av lastfördelning

En sak som har tagits upp under arbetets gång men inte undersökts desto närmare, är ifall man skulle kunna minska dieselgeneratorernas bränsleförbrukning genom att byta driftsätt, från en jämnt fördelad lastfördelning som det körs just nu, till en optimerad lastfördelning. Möjligheten att ändra till detta sätt att köra dieselgeneratorerna på finns inbyggd i fartygets PMS-system, men har inte utnyttjats hittills. Skulle detta göras kommer en av de hjälpmotorer som är igång att gå med enbart 20 % belastning, och går en andra eller flera tar denna upp resterande last.

Syftet med detta är att ge en bättre bränsleekonomi, genom att ge de högre belastade motorerna en bättre SFOC. Då effektbehovet ombord är så pass litet som det är i dagsläget skulle den högre belastade motorn ändå inte gå med hög belastning, vilket betyder att det finns en risk att ett förändrat driftsätt ändå inte skulle löna sig. Det kunde ändå vara värt att undersöka denna möjlighet för att minska bränslekostnaderna.

KÄLLFÖRTECKNING

- Ahlgren, F., Mondejar, M. E., Genrup, M., & Thern, M. (2014). *Waste heat recovery in a cruise vessel in the Baltic Sea by using an Organic Rankine Cycle: a case study*. Kalmar: Linnaeus University.
- Alvarez, H. (2006). *Energiteknik*. Lund : Studentlitteratur AB.
- Climeon. (den 15 Juni 2015). *Power Generation from cold heat*. Stockholm.
- Climeon. (2016). *Marine market*. Hämtat från Climeon: <http://climeon.com/marine-market/>
- Ejeborg, W. (2013). *M/S Birka Stockholm*. Hämtat från Fartygsfoton.com: <http://fartygsfoton.com/bilder/kryssningsfartyg/birka-stockholm.html>
- Electrical4u.com. (2016a). *Ideal Verses Actual Rankine Cycle*. Hämtat från electrical4u.com: <http://www.electrical4u.com/ideal-verses-actual-in-rankine-cycle/>
- Electrical4u.com. (2016b). *Rankine Cycle Efficiency Improvement Techniques*. Hämtat från electrical4u.com: <http://www.electrical4u.com/rankine-cycle-efficiency-improvement-techniques/>
- Eriksson, D. (den 11; 15,20 Mars; April 2016). *Mechanical / Marine Engineer*. (S. Ramsay, & A. Tepponen, Intervjuare)
- Exergy. (2012b). *Organic Rankine Cycle - Biomass*. Hämtat från Exergy: <http://www.exergy-orc.com/applications/biomass>
- Exergy. (2012c). *Organic Rankine Process - Industrial process heat recovery*. Hämtat från Exergy: <http://www.exergy-orc.com/applications/heat-recovery-from-industrial-process>
- Exergy. (2012d). *Organic Rankine Cycle - Industrial process power station*. Hämtat från Exergy: <http://www.exergy-orc.com/applications/heat-recovery-from-power-stations>
- Exergy. (2012e). *Concentrated Solar Power*. Hämtat från Exergy: <http://www.exergy-orc.com/applications/concentrated-solar-power>
- Exergy. (2012f). *Geothermal*. Hämtat från Exergy: <http://www.exergy-orc.com/applications/geothermal>
- Flemming, J., & Zacharoff, J. (2015). *Genomförbarhetsstudie av batteribank, M/S Birka Stockholm*. Mariehamn: Högskolan på Åland.
- Flexim. (2016). *Technical Specification FLUXUS® F601*. Berlin: Flexim.

- Fluur, M. (2013). *Flödesmätning med ultraljud ökar starkt*. Hämtat från Omniprocess:
http://www.omniprocess.se/pdf/Flodesmatning_med_Ultraljud.pdf
- Grant Instruments. (2016). *Squirrel SQ2010 Data Logger*. Hämtat från Grant Instruments:
<http://www.grantinstruments.com/squirrel-sq2010-data-logger/>
- Hugo, R. (2013a). *Mechanical Engineering Thermodynamics - Lec 20, pt 4 of 7: Open Feedwater Heater*. Hämtat från Youtube:
<https://www.youtube.com/watch?v=lcAU6Rel41Y>
- Hugo, R. (2013b). *Mechanical Engineering Thermodynamics - Lec 20, pt 6 of 7: Closed Feedwater Heater*. Hämtat från Youtube:
https://www.youtube.com/watch?v=QOjcTUR_5fl
- Hugo, R. (2013c). *Mechanical Engineering Thermodynamics - Lec 20, pt 3 of 7: Regenerative Rankine Cycle*. Hämtat från Youtube:
<https://www.youtube.com/watch?v=uLIQBoSvwxw>
- Karthäuser, J. (den 24 April 2016). CTO. Stockholm: Climeon.
- Kuiken, K. (2008). *Diesel Engines II*. Onnen: Target Global Energy Training.
- Lundberg, P. (den 7 April 2016). Technical Superintendent. (S. Ramsay, Intervjuare)
- Marine Traffic. (den 16 Mars 2016). Hämtat från Marine Traffic:
<http://www.marinetraffic.com/en/ais/home/shipid:327465/zoom:10>
- Marioff Corporation. (2016). *Sprinkler vs HI-FOG®*. Hämtat från HI-FOG®:
<http://www.marioff.com/water-mist/sprinkler-vs-hi-fogr>
- RapidTables. (2016). *Kilowatts to amps calculator*. Hämtat från RapidTables:
http://www.rapidtables.com/calc/electric/kW_to_Amp_Calculator.htm
- Repo, A. (den 13 April 2016). Station Manager, Maritime Services Turku. (S. Ramsay, Intervjuare)
- SebaKMT. (2015). *UDM 500 / Fluxus F601*. Hämtat från sebakmt.com:
www.sebakmt.com/en/products/water-networks/water-leak-detection/pressure-flow-measurement/udm-500f601.html
- The Engineering Toolbox. (2016). *Mixing Fluids*. Hämtat från The Engineering Toolbox:
http://www.engineeringtoolbox.com/mixing-fluids-temperature-mass-d_1785.html

- The McGraw-Hill Companies. (1998a). *Thermodynamics Çengel Boles Third Edition A Steam Power Plant With One Open and Three Closed Feedwater Heaters 9-8 (Fig. 9-17)*. Hämtat från Slideplayer: <http://slideplayer.com/slide/4554691/>
- The McGraw-Hill Companies. (1998b). *Thermodynamics Çengel Boles Third Edition Ideal Regenerative Rankine Cycle with Closed Feedwater Heater 9-7 (Fig. 9-16)*. Hämtat från Slideplayer: <http://slideplayer.com/slide/4554691/>
- Törmä, P. (den 12 April 2016). Project Manager ABB Oy Electrification Solutions. (A. Tepponen, Intervjuare)
- Unistudy Guides. (den 16 Juni 2013). *Power Plant Analysis (Vapour Cycles)*. Hämtat från Unistudy Guides: [http://www.unistudyguides.com/wiki/Power_Plant_Analysis_\(Vapour_Cycles\)](http://www.unistudyguides.com/wiki/Power_Plant_Analysis_(Vapour_Cycles))
- Wikipedia. (den 29 November 2007). *Physical layout of the four main devices used in the Rankine cycle*. Hämtat från Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Rankine_cycle#/media/File:Rankine_cycle_layout.png
- Wikipedia. (den 24 Mars 2011). *File:Rankine cycle TS sv.png*. Hämtat från Wikipedia: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rankine_cycle_TS_sv.png
- Wikipedia. (den 9 December 2015). *Rankine cycle*. Hämtat från Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Rankine_cycle
- Wikipedia. (den 26 Januari 2016). *MS Birka Stockholm*. Hämtat från Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/MS_Birka_Stockholm

12. BILAGOR

- 12.1. **Bilaga 1 – Vaktrapport**
- 12.2. **Bilaga 2 – AE Specifik bränsleförbrukning**
- 12.3. **Bilaga 3 – Återbetalningstider**
- 12.4. **Bilaga 4 – Korrigerade återbetalningstider**
- 12.5. **Bilaga 5 – Maskinritning**
- 12.6. **Bilaga 6 – *Heat Recovery*-system**
- 12.7. **Bilaga 7 – *Heat Recovery*-system med en insatt C3-enhet**
- 12.8. **Bilaga 8 – *Heat Recovery*-system med två insatta C3-
enheter**
- 12.9. **Bilaga 9 –Varaktighetsvärden**
- 12.10. **Bilaga 10 – Kurva över tillförd energy (Qtillf)**
- 12.11. **Bilaga 11 – Kurva över bortförd energy (Qbortf)**
- 12.12. **Bilaga 12 – Elritning, C3 insatt på MS1-P, Field R01**
- 12.13. **Bilaga 13 – Elritning, C3 insatt på MSB**
- 12.14. **Bilaga 14 – Fysisk placering av säkring R0103Q2**

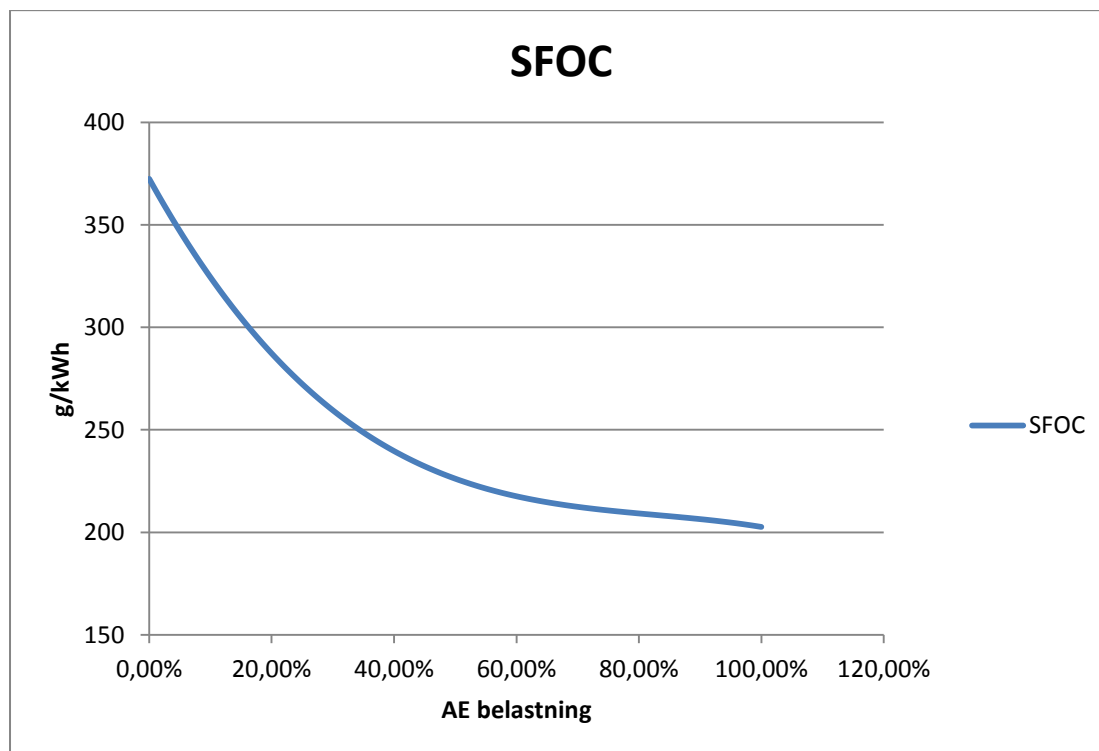
ORC Projektarbete

Date	Time	AE1 load	AE2 load	AE3 load	AE4 load	ME1 load %	ME2 load %	ME3 load %	ME4 load %	Outdoor temp C	Evaporator
05-02-2016	09.30		1438			50		52		1,1	
05-02-2016	12.00		778	781		36	37	37		0,9	19.50-22.20
05-02-2016	21.00	748	760			51	54	54		-1	
05-02-2016	22.40	1332					22	22		1	
06-02-2016	04.35	1163					29	29		2,4	
06-02-2016	09.45	1587				61	62	62		2,7	20.00-23.50
06-02-2016	13.30	761	768			44	47	47		4,1	
06-02-2016	23.30	1288					22	22		4,1	
07-02-2016	12.00	772	763					40	44	5,7	
07-02-2016	17.00		1643							4,8	09.00-15-15
07-02-2016	19.50		730	729				32	37	4,6	
07-02-2016	22.40		650	635				35	37	3,5	
08-02-2016	04.45		1155				19			3,1	
13-02-2016	12.45	780	801					25	24	0,8	18.30-23.15
13-02-2016	19.00			760	806			30	35	0,4	
14-02-2016	01.40				1174					2	08.58-12.55
14-02-2016	10.30				1617	51		51		0,4	
14-02-2016	13.55			802	787	37	39	39		-3	18.05-23.05
14-02-2016	22.28	735	718			49	53	53		-2	
15-02-2016	00.10	1205					25	25		-1	
15-02-2016	11.05	747			760	48	47	47		-2	18.15-23.50
15-02-2016	22.10	643			654	43	43	43		-6	
16-02-2016	00.20				1248		39	39		-1	

Bilaga 2

Belastning	SFOC (g/kWh)	Belastning	SFOC (g/kWh)
0,00 %	372,41	51,00 %	225,1211
1,00 %	367,0808	52,00 %	224,1149
2,00 %	361,8735	53,00 %	223,1547
3,00 %	356,7866	54,00 %	222,2392
4,00 %	351,8187	55,00 %	221,3668
5,00 %	346,9683	56,00 %	220,5361
6,00 %	342,2338	57,00 %	219,7455
7,00 %	337,6139	58,00 %	218,9936
8,00 %	333,1069	59,00 %	218,2789
9,00 %	328,7115	60,00 %	217,5999
10,00 %	324,4261	61,00 %	216,9551
11,00 %	320,2493	62,00 %	216,3431
12,00 %	316,1795	63,00 %	215,7623
13,00 %	312,2153	64,00 %	215,2112
14,00 %	308,3553	65,00 %	214,6884
15,00 %	304,5978	66,00 %	214,1924
16,00 %	300,9414	67,00 %	213,7217
17,00 %	297,3847	68,00 %	213,2749
18,00 %	293,9261	69,00 %	212,8503
19,00 %	290,5641	70,00 %	212,4466
20,00 %	287,2974	71,00 %	212,0622
21,00 %	284,1243	72,00 %	211,6957
22,00 %	281,0434	73,00 %	211,3455
23,00 %	278,0532	74,00 %	211,0103
24,00 %	275,1523	75,00 %	210,6884
25,00 %	272,3391	76,00 %	210,3785
26,00 %	269,6121	77,00 %	210,079
27,00 %	266,9699	78,00 %	209,7885
28,00 %	264,411	79,00 %	209,5054
29,00 %	261,9339	80,00 %	209,2282
30,00 %	259,537	81,00 %	208,9556
31,00 %	257,219	82,00 %	208,686
32,00 %	254,9784	83,00 %	208,4178
33,00 %	252,8135	84,00 %	208,1497
34,00 %	250,7231	85,00 %	207,8801
35,00 %	248,7055	86,00 %	207,6076
36,00 %	246,7592	87,00 %	207,3306
37,00 %	244,8829	88,00 %	207,0478
38,00 %	243,075	89,00 %	206,7575
39,00 %	241,334	90,00 %	206,4583

40,00 %	239,6585	91,00 %	206,1487
41,00 %	238,0469	92,00 %	205,8273
42,00 %	236,4978	93,00 %	205,4925
43,00 %	235,0096	94,00 %	205,1428
44,00 %	233,5809	95,00 %	204,7768
45,00 %	232,2103	96,00 %	204,3931
46,00 %	230,8961	97,00 %	203,99
47,00 %	229,637	98,00 %	203,5661
48,00 %	228,4315	99,00 %	203,1199
49,00 %	227,2779	100,00 %	202,65
50,00 %	226,175		



Bilaga 3

150 kW	
USD/ton	ROI-tid (år)
400	4,1
410	4,0
420	3,9
430	3,8
440	3,7
450	3,7
460	3,6
470	3,5
480	3,4
490	3,4
500	3,3
510	3,2
520	3,2
530	3,1
540	3,0
550	3,0
560	2,9
570	2,9
580	2,8
590	2,8
600	2,7
610	2,7
620	2,7
630	2,6
640	2,6
650	2,5
660	2,5
670	2,5
680	2,4
690	2,4
700	2,3

300 kW	
USD/ton	ROI-tid (år)
400	4,3
410	4,2
420	4,1
430	4,0
440	3,9
450	3,8
460	3,7
470	3,7
480	3,6
490	3,5
500	3,4
510	3,4
520	3,3
530	3,2
540	3,2
550	3,1
560	3,1
570	3,0
580	3,0
590	2,9
600	2,9
610	2,8
620	2,8
630	2,7
640	2,7
650	2,6
660	2,6
670	2,6
680	2,5
690	2,5
700	2,5

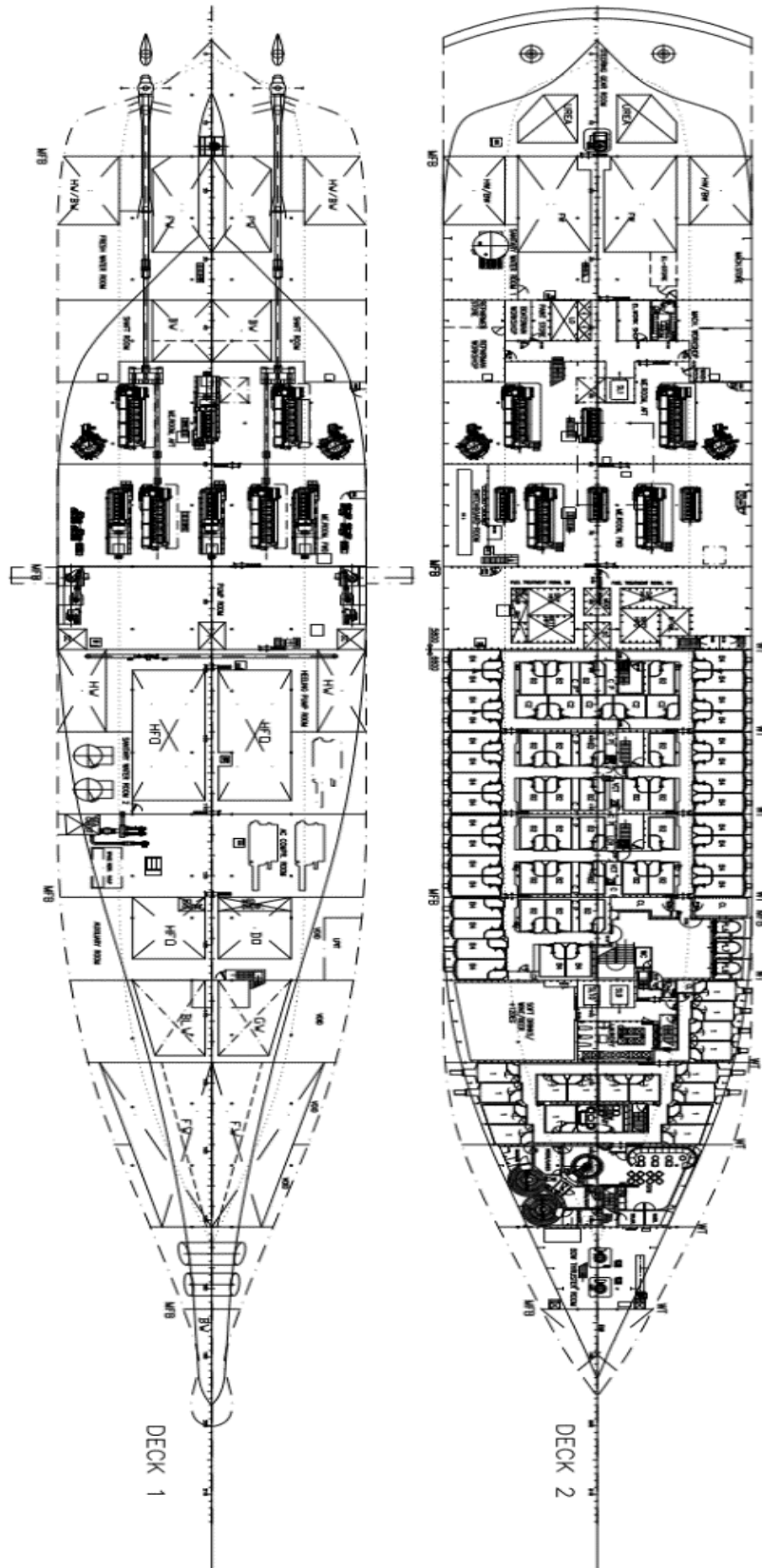
Bilaga 4

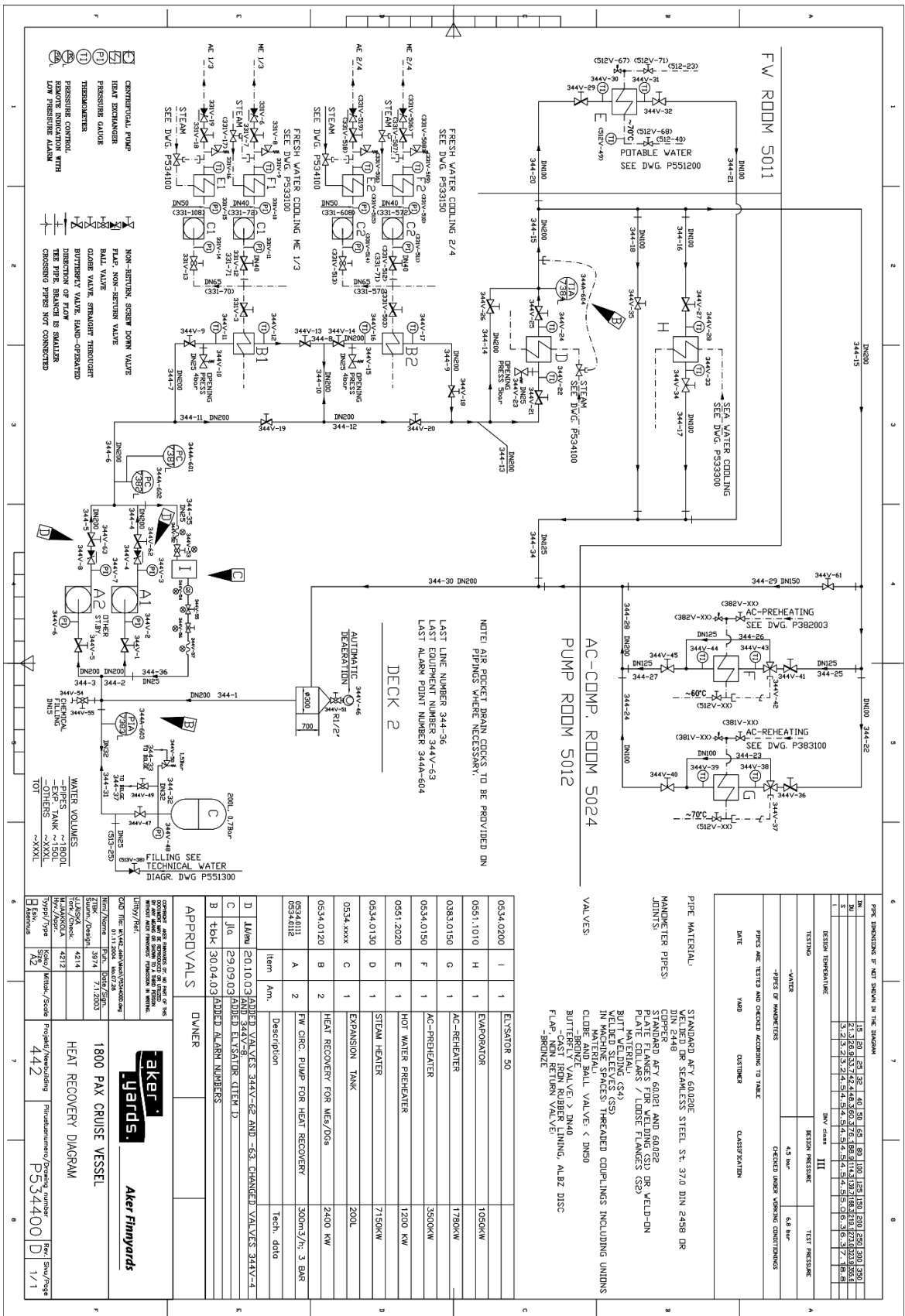
135 kW	
USD/ton	ROI-tid (år)
400	4,9
410	4,8
420	4,7
430	4,6
440	4,5
450	4,4
460	4,3
470	4,2
480	4,1
490	4,0
500	3,9
510	3,8
520	3,8
530	3,7
540	3,6
550	3,6
560	3,5
570	3,4
580	3,4
590	3,3
600	3,3
610	3,2
620	3,2
630	3,1
640	3,1
650	3,0
660	3,0
670	2,9
680	2,9
690	2,8
700	2,8

275 kW	
USD/ton	ROI-tid (år)
400	4,7
410	4,6
420	4,5
430	4,4
440	4,3
450	4,2
460	4,1
470	4,0
480	3,9
490	3,8
500	3,8
510	3,7
520	3,6
530	3,6
540	3,5
550	3,4
560	3,4
570	3,3
580	3,2
590	3,2
600	3,1
610	3,1
620	3,0
630	3,0
640	2,9
650	2,9
660	2,9
670	2,8
680	2,8
690	2,7
700	2,7

135/275 kW	
USD/ton	ROI-tid (år)
400	6,8
410	6,6
420	6,4
430	6,3
440	6,1
450	6,0
460	5,9
470	5,8
480	5,6
490	5,5
500	5,4
510	5,3
520	5,2
530	5,1
540	5,0
550	4,9
560	4,8
570	4,7
580	4,7
590	4,6
600	4,5
610	4,4
620	4,4
630	4,3
640	4,2
650	4,2
660	4,1
670	4,0
680	4,0
690	3,9
700	3,9

Bilaga 5





Item	Item No.	Description	Spec.	QTY	Unit	Remarks
0534.0200	I	EVAPORATOR 50		1		
0534.0200	I	EVAPORATOR 50		1		
0551.1010	H	EVAPORATOR		1		
0551.1010	H	EVAPORATOR		1		
0383.0150	G	AC-PREHEATER		1		
0383.0150	G	AC-PREHEATER		1		
0534.0150	F	HOT WATER PREHEATER		1		
0534.0150	F	HOT WATER PREHEATER		1		
0951.2020	E	STEAM HEATER		1		
0951.2020	E	STEAM HEATER		1		
0534.0130	D	EXPANSION TANK		1		
0534.0130	D	EXPANSION TANK		1		
0534.xxxx	C	HEAT RECOVERY FOR MEX/DOG		1		
0534.xxxx	C	HEAT RECOVERY FOR MEX/DOG		1		
0534.0120	B	FW CIRC. PUMP FOR HEAT RECOVERY		2		
0534.0120	B	FW CIRC. PUMP FOR HEAT RECOVERY		2		
0534.0110	A	Item		2		
0534.0110	A	Item		2		

Item	Item No.	Description	Spec.	QTY	Unit	Remarks
2010.03	A	VALVES 34V-62 AND -63 (CHANGED VALVES 34V-4				
2010.03	A	VALVES 34V-62 AND -63 (CHANGED VALVES 34V-4				
29.09.03	B	ADDED EVAPORATOR ITEM D				
29.09.03	B	ADDED EVAPORATOR ITEM D				
30.04.03	C	ADDED ALARM NUMBERS				
30.04.03	C	ADDED ALARM NUMBERS				

Item	Item No.	Description	Spec.	QTY	Unit	Remarks
1800	A	PAY CRUISE VESSEL				
1800	A	PAY CRUISE VESSEL				
HEAT RECOVERY	B	DIAGRAM				
HEAT RECOVERY	B	DIAGRAM				

APPROVALS

OWNER: **Aker Yards**

DESIGNER: **Aker Finnyards**

PROJECT/REVISIONING: P534400

DATE: 1/1

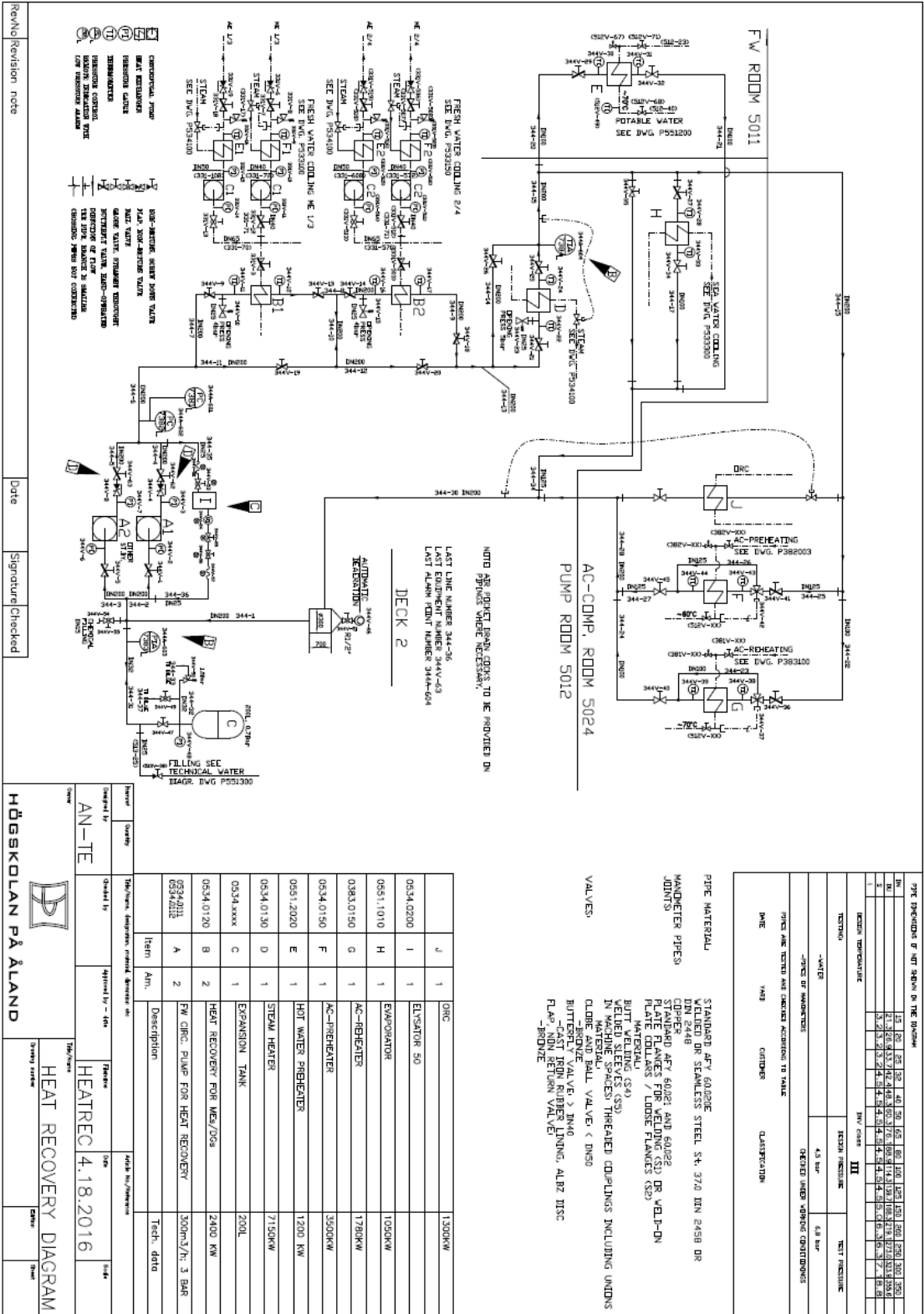
1800 PAY CRUISE VESSEL

HEAT RECOVERY DIAGRAM

442

P534400

1/1



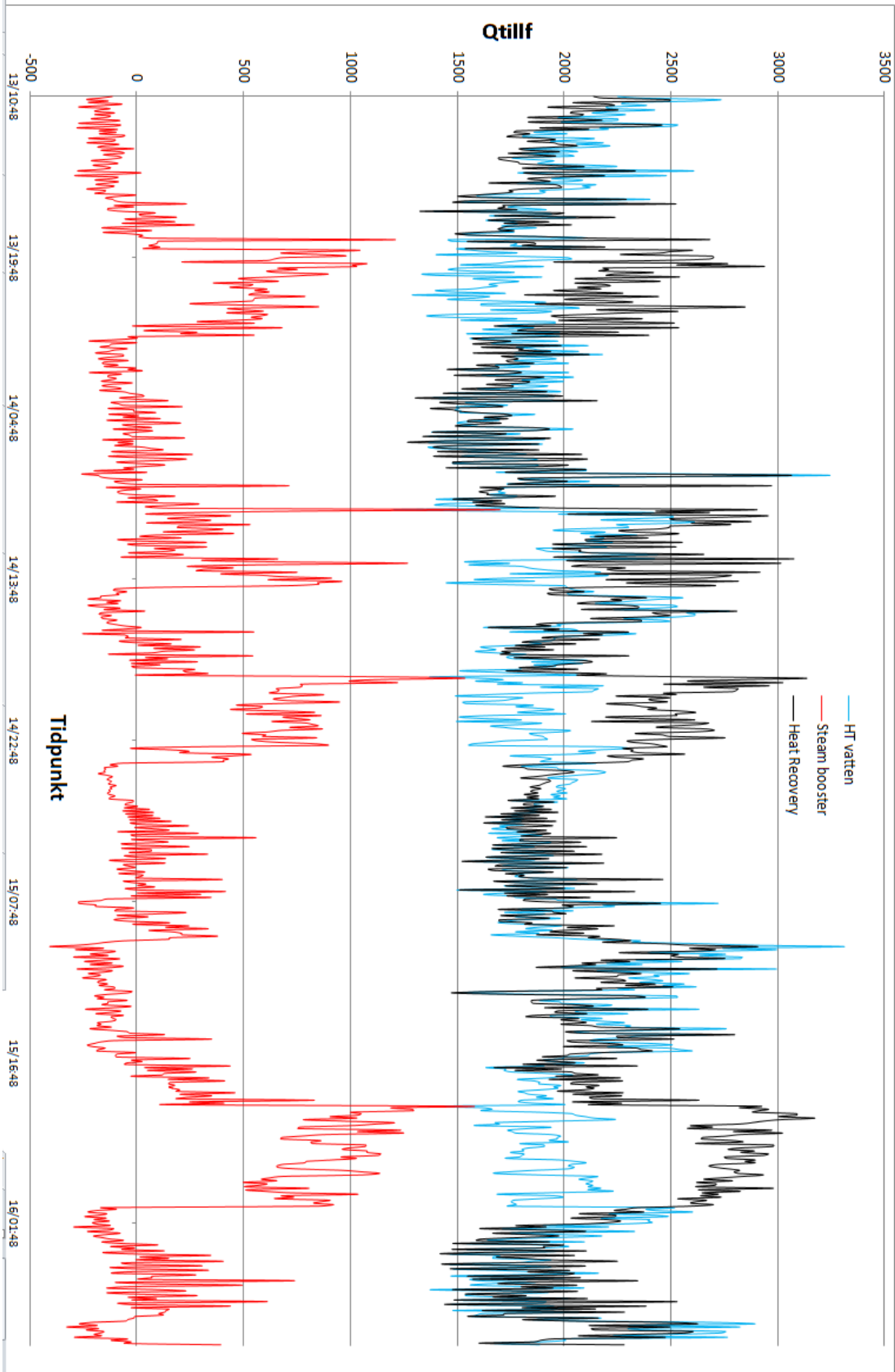
RevNo	Revision	note	Date	Signature	Checked
-------	----------	------	------	-----------	---------

PIPE DIMENSIONS OF HOT WATER IN THE ROOM									
DN	IN	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4
15	1/2	3/8	1/2	5/8	1 1/8	1 1/4	1 3/4	2 1/8	3 1/8
20	3/4	1	1 1/8	1 1/4	1 3/4	2	2 1/4	3 1/8	4 1/8
25	1	1 1/8	1 1/4	1 3/4	2 1/8	2 1/4	2 3/4	3 1/2	4 1/4
30	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 3/4	3 1/8	3 1/2	4 1/4
35	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 3/4	3	3 1/4	3 3/4	4 1/2
40	1 3/4	2	2 1/4	2 3/4	3	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2
45	2	2 1/4	2 3/4	3	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4
50	2 1/4	2 3/4	3	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4
55	2 1/2	3	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2
60	2 3/4	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4
65	3	3 1/2	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4
70	3 1/4	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4
75	3 1/2	3 3/4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4
80	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4
85	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4
90	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
95	4 1/2	4 3/4	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
100	4 3/4	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
105	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
110	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
115	5 1/2	5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
120	5 3/4	6	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
125	6	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
130	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
135	6 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
140	6 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
145	7	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
150	7 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
155	7 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
160	7 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
165	8	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
170	8 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
175	8 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
180	8 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
185	9	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
190	9 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
195	9 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
200	9 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
205	10	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
210	10 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
215	10 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
220	10 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
225	11	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
230	11 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
235	11 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
240	11 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
245	12	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
250	12 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
255	12 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
260	12 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
265	13	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
270	13 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
275	13 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
280	13 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
285	14	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
290	14 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
295	14 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
300	14 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
305	15	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
310	15 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
315	15 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
320	15 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
325	16	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
330	16 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
335	16 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
340	16 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
345	17	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
350	17 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
355	17 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
360	17 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
365	18	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
370	18 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
375	18 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
380	18 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
385	19	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
390	19 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
395	19 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
400	19 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
405	20	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
410	20 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
415	20 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
420	20 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
425	21	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
430	21 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
435	21 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
440	21 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
445	22	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
450	22 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
455	22 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
460	22 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
465	23	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
470	23 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
475	23 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
480	23 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
485	24	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
490	24 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
495	24 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
500	24 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
505	25	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
510	25 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
515	25 1/2	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
520	25 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
525	26	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4				

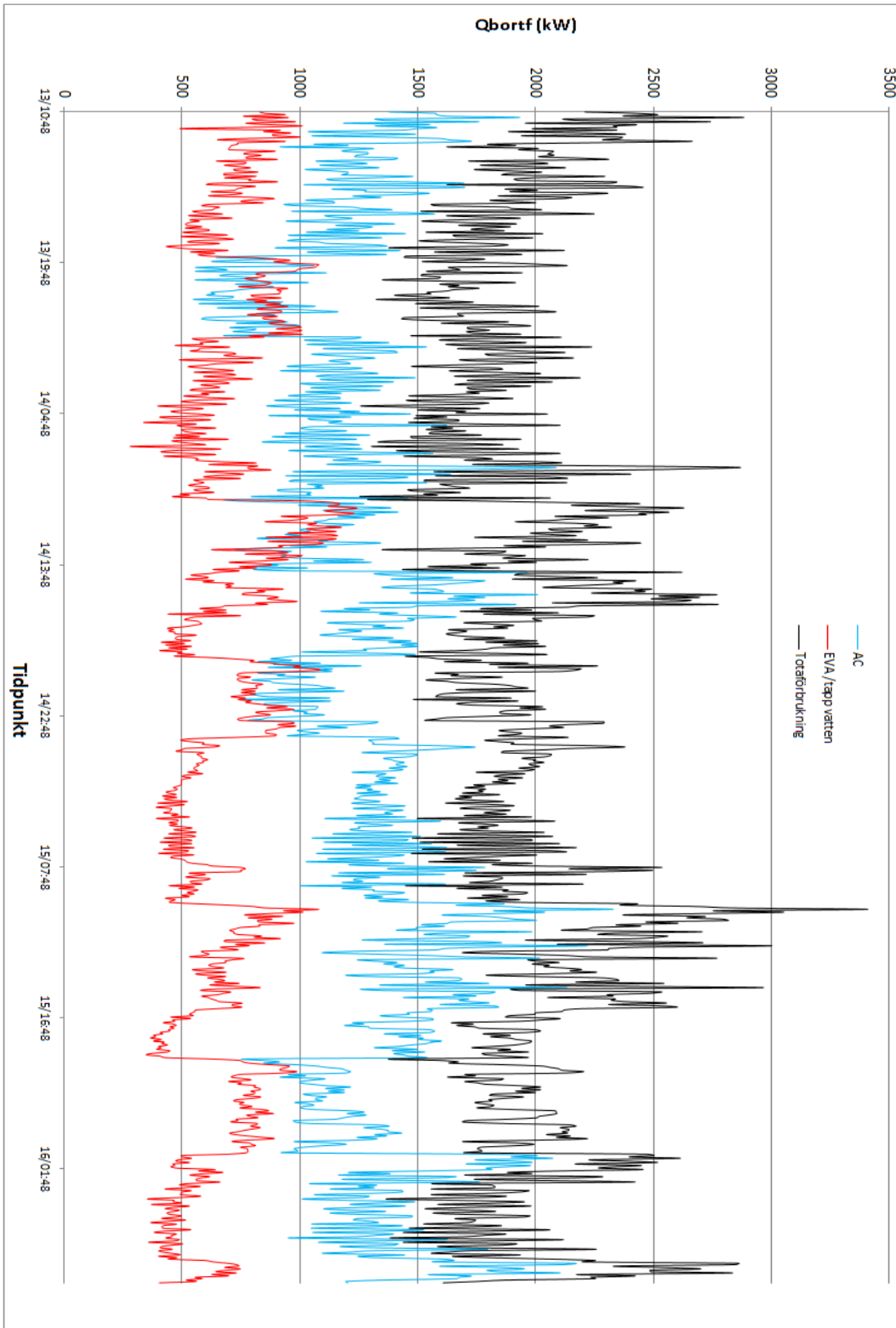
Bilaga 9

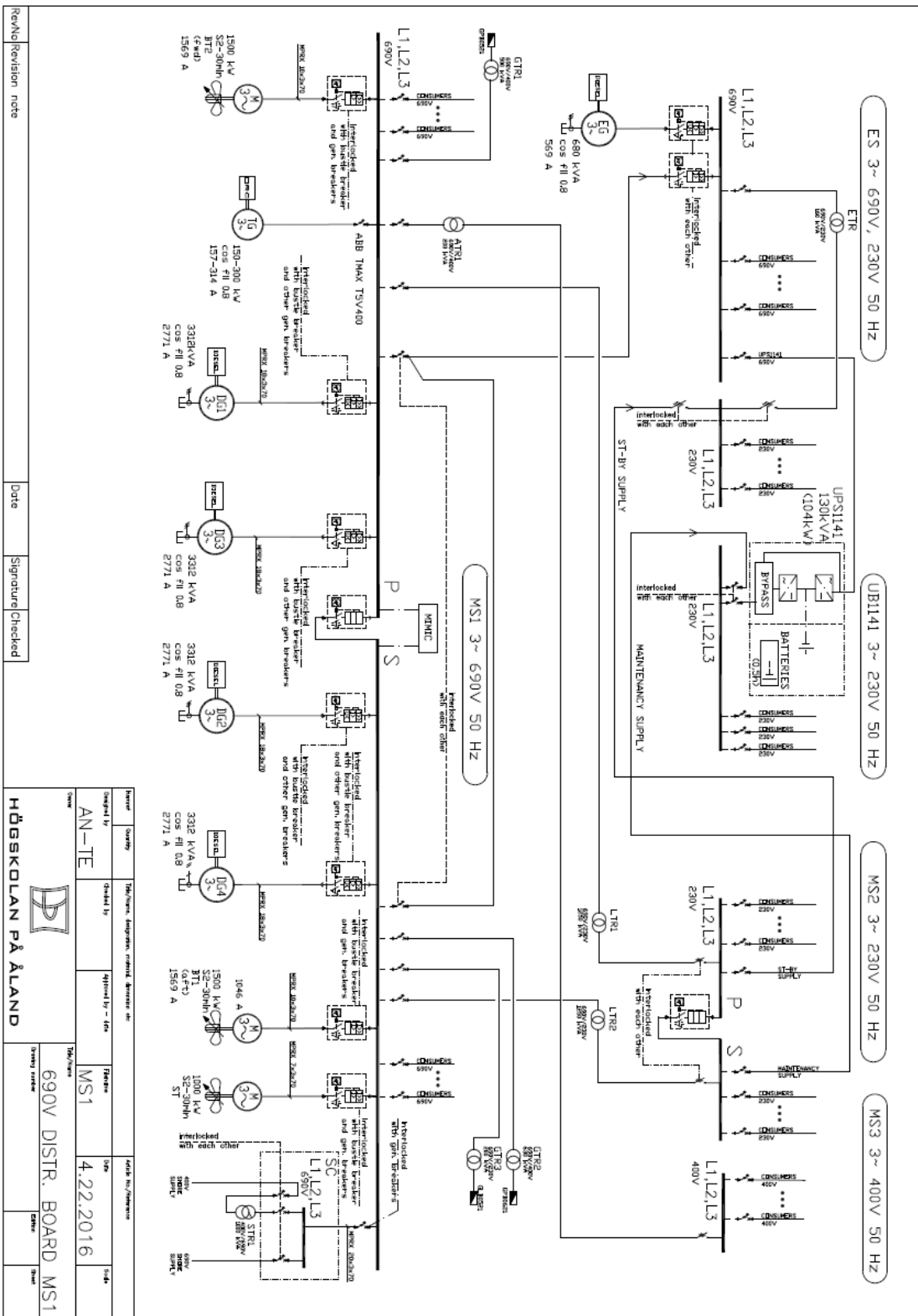
MEDEL MÅNADSVIS	Hamn &		1 x HM										h Totalt
	Drivande	Manöver	8 knop	10 knop	10 knop	12 knop	14 knop	16 knop	18 knop	20 knop	h Totalt		
Januari	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
Februari	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
Mars	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,419355	0	0	0	24,039		
April	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
Maj	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
Juni	7,72	1,12	1,51	1,22	1,30	3,93	5,94	0,47	0,28	0,53	24,027		
Juli	7,96	1,20	1,41	1,87	0,85	2,82	3,83	1,43	2,13	0,50	24,006		
Augusti	7,88	1,20	1,49	1,70	1,02	3,14	4,23	1,80	1,06	0,50	24,015		
September	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
Oktober	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
November	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
December	8,3	1,1	1,7	1,62	1,5	4,4	5,42	0	0	0	24,040		
MEDEL ÅRSBASIS (h)	8,189	1,119	1,642	1,614	1,389	4,124	5,233	0,308	0,290	0,128	24,034		
h Totalt	2988,8	408,3	599,4	589,2	506,8	1505,2	1909,9	112,3	105,8	46,6	8772,4		
%	34,1%	4,7%	6,8%	6,7%	5,8%	17,2%	21,8%	1,3%	1,2%	0,5%	1		

Bilaga 10



Bilaga 11





RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

Project	690V DISTR. BOARD MS1
Client	HÖGSKOLAN PÅ ÅLAND
Design	AN-TE
Check	MS1
Issue	4.22.2016

Bilaga 14

