

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för Maskinteknik

PROJEKTERING AV ORC- ANLÄGGNING M/S Birka Stockholm

Jens Boxberg, Adam Forsström



2020:10

Datum för godkännande: 12.05.2020
Handledare: Kenneth Andersson

EXAMENSARBETE

Högskolan på Åland

Utbildningsprogram:	Maskinteknik
Författare:	Jens Boxberg, Adam Forsström
Arbetets namn:	Projektering av ORC-anläggning
Handledare:	Kenneth Andersson
Uppdragsgivare:	Rederiaktiebolaget Eckerö Ab

Abstrakt
<p>Detta examensarbete har utförts på begäran av Rederiaktiebolaget Eckerö Ab. Syftet med detta examensarbete är att undersöka lönsamhet och installation av ett Orcan Energys Efficiency PACK M 050.100 HP spillvärme-aggregat ombord på deras kryssningsfartyg M/S Birka Stockholm.</p> <p>Ånga produceras av fartygets avgaseconomizers och denna ånga används huvudsakligen för uppvärmning av fartyget. På sommaren är behovet för uppvärmning mycket litet, vilket innebär att ångproduktionen är större än förbrukningen. Denna överloppsånga kondenseras i en värmeväxlare med havsvatten, vilket innebär att stora mängder värme kyls av i havet.</p> <p>Enheten skulle ta upp värmeenergi från överloppsångan istället för att denna kyls av i havet. Enheten fungerar enligt ORC-principen och producerar elektrisk energi. Detta resulterar i en lägre belastning på hjälpmotorerna, vilket leder till en lägre bränsleförbrukning och utsläpp.</p> <p>Under projektets gång upptäcktes ett antal olika problem och tankar angående fartygets avgaseconomizers som även har undersökts i form av energimätningar och beräkningar.</p>

Nyckelord (sökord)
ORC, M/S Birka Stockholm, Avgaseconomizer, Spillvärme, Energibesparing

Högskolans serienummer:	ISSN:	Språk:	Sidantal:
2020:10	1458-1531	Svenska	51 sidor

Inlämningsdatum:	Presentationsdatum:	Datum för godkännande:
14.04.2020	12.05.2020	12.05.2020

DEGREE THESIS

Åland University of Applied Sciences

Study program:	Marine Engineering
Author:	Jens Boxberg, Adam Forsström
Title:	Planning of a Shipboard ORC Plant
Academic Supervisor:	Kenneth Andersson
Technical Supervisor:	Rederiaktiebolaget Eckerö Ab

Abstract

This degree project has been executed at the request of Rederiaktiebolaget Eckerö Ab. The purpose of this degree project is to investigate the profitability and possibility of installing an Ocean Energy's Efficiency Pack M 050.100 HP waste heat recovery unit aboard their cruise ship M/S Birka Stockholm.

Steam is produced by the ships exhaust gas economizers which are mainly used for heating the ship. In summer time the need for heating is minimal. The overflow steam is condensed in a heat exchanger by sea water, which means that large quantities of heat are transferred into the sea.

The unit would absorb heat energy from the overflow steam instead of it being transferred into the sea. The unit works by the ORC-principle and produces electric energy. This results in a lower work load for the ships auxiliary engines, which results in lower fuel consumption and emissions.

During the course of the project a number of different problems and thoughts arose regarding the ship's exhaust gas economizers, which have also been investigated in the form of energy measurements and calculations.

Keywords

ORC, M/S Birka Stockholm, Exhaust Gas Economizer, Waste Heat, Energy Saving

Serial number:	ISSN:	Language:	Number of pages:
2020:10	1458-1531	Swedish	51 pages

Handed in:	Date of presentation:	Approved on:
14.04.2020	12.05.2020	12.05.2020

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. INLEDNING	7
1.1 Bakgrund	7
1.2 Syfte	7
1.3 Metod	8
1.4 Avgränsningar	8
1.5 Definitioner	8
2. ALLMÄNT	10
2.1 M/S Birka Stockholm	10
2.1.1 Data	10
2.2 Tidtabell och rutt	11
2.3 Maskineri	11
2.4 Oljeeldade ångpannor och avgaseconomizers	11
2.4.1 UNEX G-115	12
2.4.2 UNEX G-134	12
2.5 Drift av maskineri	12
3. MÄTUTRUSTNING	14
3.1 FLEXIM FLUXUS F601	14
3.2 GRANT Squirrel Data Logger SQ2010	15
4. ORC	16
4.1 Rankine-process	16
5. SPILLVÄRMEAGGREGAT	18
5.1 Orcan Energy Efficiency Pack M 050.100 HP	18
5.1.1 Data	19
5.2 Funktionsprincip	20
5.2.1 Varmvattenkrets	20

5.2.2	Hetvattenkrets	21
5.2.3	Kallvattenkrets	21
5.3	Arbetsmedium	21
5.4	Effektbehov	21
5.5	Värmetillförsel och inkoppling	22
5.6	Installation	23
6.	ÅNG- OCH VÄRMEÅTERVINNINGSSYSTEM	26
6.1	Ångsystem	26
6.2	Värmeåtervinningssystem	26
6.2.1	Uppbyggnad	26
7.	ENERGIMÄTNINGAR	28
7.1	Avgaseconomizereffekt	28
7.2	Värmeeffekt till värmeåtervinningssystem	30
7.3	Beräkningar	30
7.3.1	Resultat	32
7.4	Befintliga förbrukare	35
8.	TILLGÄNGLIG ÖVERLOPPS VÄRMEENERGI	37
9.	SAMMANFATTNING ORCAN	40
10.	AVGASECONOMIZERPROBLEM	41
10.1	Vidare undersökning	42
11.	FÖRLUSTER I AVGASECONOMIZERS	44
11.1	Värmeutvidgning och spänningar	44
11.2	Förluster	44
11.3	Mätningar	45
11.4	Förbättringsförslag	47
12.	SLUTSATSER	48
	KÄLLOR	50

BILAGOR

1. INLEDNING

Detta examensarbete kommer behandla en projektering av ett spillvärme-aggregat av modellen Orcan EP M 050.100 ombord på Rederiaktiebolaget Eckerö Ab:s kryssningsfartyg M/S Birka Stockholm. I denna projektering ingår undersökning av placering och lönsamhet av aggregat. Under projektets gång uppkom ett antal problem angående fartygets avgaseconomizers och deras funktion som även kommer undersökas och analyseras.

Dessutom uppstod diskussion om förluster som uppstår i fartygets avgaseconomizers vid avstängd motor. Dessa har undersökts och förbättringar för att minimera förlusterna har analyserats. Värt att notera redan i detta skede är att alla klockslag är i finsk tid om inte annat nämns.

1.1 Bakgrund

Ombord på M/S Birka Stockholm värms vatten i avgaseconomizers, vilket sedan förångas. Som namnet säger får dessa sin energi från huvudmotorernas och hjälpmotorernas avgasers höga temperatur. Denna ånga används vid behov för bland annat uppvärmning av fartyget. Dock är behovet för detta väldigt litet sommartid, och då kondenseras den producerade ångan i en kondensor. Detta innebär att stora mängder energi överförs till kylmediet (sjövattnet), som sedan pumpas ut i havet. Detta är inte önskvärt, då detta är en direkt förlust, och denna energi skulle gärna tas till vara.

1.2 Syfte

Syftet med detta projekt är att undersöka om mängden överlopps energi ombord är tillräcklig och om installation av aggregatet i fråga skulle vara ekonomiskt försvarbart. Krav för en ekonomisk vinst är att priset för inköp av aggregat, installation och underhåll blir mindre än besparingen som fås på hela anläggningens livslängd.

Anläggningen producerar elenergi av värmeenergin som finns i ångan, som i sin tur produceras av värmets i avgaserna. Denna elenergi som fås innebär att mindre elenergi måste produceras med fartygets hjälpmotorer.

Detta innebär naturligtvis en mindre bränsleförbrukning för hjälpmotorer. Minst lika stor fördel är minskade utsläpp som mindre förbränning av bränsle medför.

1.3 Metod

Projektet innehåller teoretiska beräkningar och undersökningar då det kommer till lönsamhet och effektivitet. Besök på fartyget har gjorts för undersökning av placering av anläggningen och mätningar för kartläggning av tillgänglig energi har gjorts. Även relevant driftdata har tillhandagetts av driftspersonalen ombord. Dessutom gjordes energimätningar och beräkningar för att undersöka förluster för avgaseconomizers då tillhörande motor inte är i bruk.

1.4 Avgränsningar

Under projektets gång uppstod misstankar att fartygets avgaseconomizers inte fungerade på avsett vis. Dock kommer detta projekt inte att innehålla praktiska förbättringar och mätningar efter dessa då tidsplanen inte klarar ett så omfattande arbete pga. att fartyget blev liggande som resultat av Covid-19-pandemin. Trots detta kommer tankar och rekommendationer ges för lösning av dessa problem.

Det kunde även i ett tidigt skede konstaterats att en tillräcklig mängd spillvärme inte var tillgänglig ombord, varför inga detaljerade planer över en installation gjorts.

1.5 Definitioner

AC = Air Conditioning

AE = Auxiliary Engine

CPP = Controlled Pitch Propeller

EGE = Exhaust Gas Economizer

EP = Efficiency Pack

HT = High Temperature

IAS = Integrated Automation System

LOA = Length Overall

ME = Main Engine

M/S = Motor Ship

ORC = Organic Rankine Cycle

PTI = Power Take In

System 1 = System innehållande oljeeldade panna 1, EGE för AE 1, 2 och ME 3 och dess cirkulationspumpar

System 2 = System innehållande oljeeldade panna 2, EGE för AE 3, 4 och ME 2 och dess cirkulationspumpar

2. ALLMÄNT

M/S Birka Stockholm är ett kryssningsfartyg som normalt trafikerar mellan Stockholm och Mariehamn. Fartyget är byggt 2004 och har trafikerat på denna linje sedan dess, med undantag för specialkryssningar som ordnas med längre mellanrum.

2.1 M/S Birka Stockholm

M/S Birka Stockholm är byggt vid Aker Finnyards i Raumo, Finland. Fartyget är ett renodlat kryssningsfartyg som saknar bildäck. M/S Birka Stockholm trafikerar normalt 21 timmars kryssningar mellan Stockholm och Mariehamn. Fartyget kan ses i figur 1.



Figur 1. M/S Birka Stockholm (Birka Cruises, 2020).

2.1.1 Data

LOA: 177 m

Bredd: 28 m

Djupgående: 6.5 m

Bruttoton: 34 728 ton

Huvudmotorer: 4x Wärtsilä 6L46B 5850 kW @500 rpm

Hjälpmotorer: 4x Wärtsilä 6L32 2760 kW @750 rpm

Servicefart: 21 knop

Vattenlinje till skorstenstopp: 43 m

Vattenlinje till kommandobrygga: 22 m

Antal Hytter: 715 st.

Isklass: 1A Super

(Birka Cruises, 2020)

2.2 Tidtabell och rutt

M/S Birka Stockholm avgår från Stockholm kl. 18.00. Fartyget kör genom Stockholms skärgård och anlöper Ålands hav vid midnatt. På Ålands hav driver (eller kör mycket långsamt) fartyget fram tills det är dags att anlöpa Mariehamn kl. 6.45. Fartyget avgår kl. 7.45 mot Stockholm för anlop kl. 15.00.

2.3 Maskineri

M/S Birka Stockholm får sin framdrivningskraft från 4 st. Wärtsilä 6L46B fyrtakts dieselmotorer. Dessa är parvis kopplade till två reduktionsväxlar, varifrån propelleraxlarna går ut. Propellrarna är av ställbar typ (CPP). Av dessa är huvudmotor 2 och 3 utrustade med avgaseconomizers. Fartygets elproduktion sköts av 4 st. Wärtsilä 6L32 fyrtakts dieselmotorer. Av dessa är samtliga utrustade med avgaseconomizers.

2.4 Oljeeldade ångpannor och avgaseconomizers

M/S Birka Stockholm är utrustad med två oljeeldade ångpannor. Dessa producerar mättad ånga genom att upphetta vatten till dess kokpunkt vid rådande tryck. Denna ånga används för bl.a. uppvärmning av fartyget.

En avgaseconomizer är en värmeväxlare som tar upp värmeenergi från avgaser. Dessa är installerade i skorstenen på fartyget. Genom avgaseconomizern cirkuleras vatten som värms upp av de heta avgaserna. Till skillnad från avgaspannor bör det observeras att vattnet inte förångas i själva economizern. Detta sker först då trycket i ångsystemet sjunker då ånga förbrukas.

Fartygets avgaseconomizers förses med vatten av cirkulationspumpar. Vatten pumpas från de oljeeldade pannorna, varefter vattnet värms i avgaseconomizers för att sedan återvända till de oljeeldade pannorna. Cirkulationspumparna för avgaseconomizers tillhörande hjälpmotor 1 och 2 och huvudmotor 3 cirkulerar vatten från oljeeldade panna 1. Detta system innehållande ovannämnd apparatur kommer härfter kallas system 1 (se bilaga 1). Cirkulationspumparna för avgaseconomizers tillhörande hjälpmotor 3 och 4 och huvudmotor 2 cirkulerar vatten från oljeeldade panna 2. Detta system innehållande ovannämnd apparatur kommer härfter kallas system 2 (se bilaga 1).

På fartyget finns två olika modellers avgaseconomizers. Huvudmotorerna är utrustade med avgaseconomizers av typ UNEX G-115, medan hjälpmotorerna är utrustade med avgaseconomizers av typ UNEX G-134.

2.4.1 UNEX G-115

Vattenvolym: 0.18 m³

Värmeöverföringsyta: 115 m²

Drifttryck: 7 bar(g)

Designtryck: 10 bar(g)

Ångkapacitet: 1600 kg/h @ 100% ME Load

Avgasflöde: 38160 kg/h @ 100% ME Load

Avgastemperatur in-ut: 378 °C-274 °C

2.4.2 UNEX G-134

Vattenvolym: 0.20 m³

Värmeöverföringsyta: 134 m²

Drifttryck: 7 bar(g)

Designtryck: 10 bar(g)

Ångkapacitet: 1000 kg/h @ 100% AE Load

Avgasflöde: 20880 kg/h @ 100% AE Load

Avgastemperatur in-ut: 340 °C-220 °C

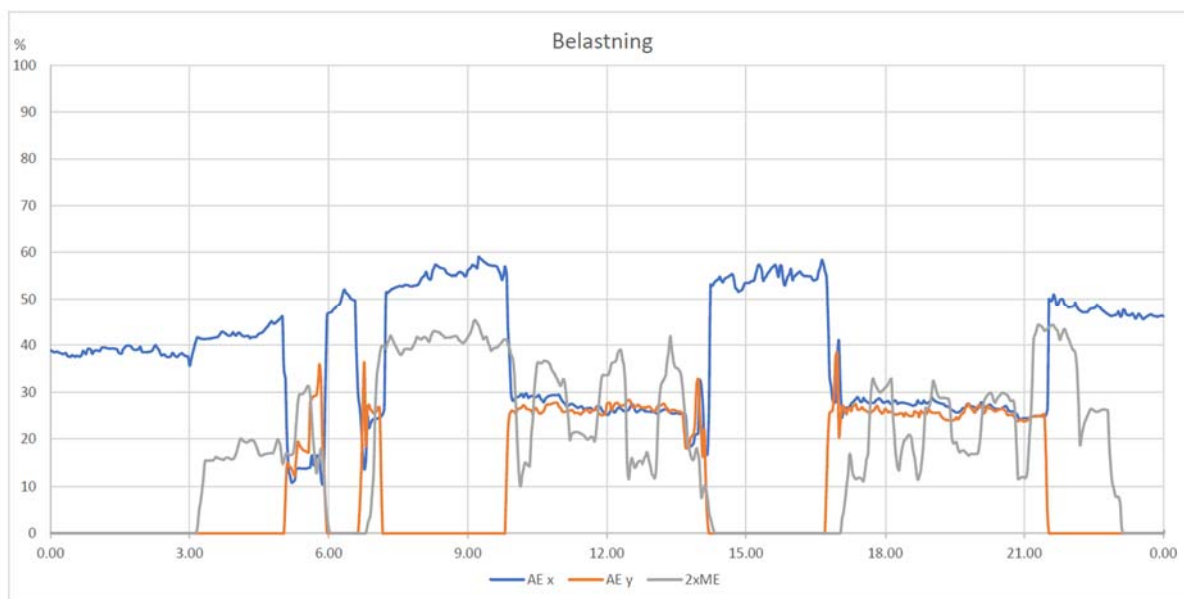
2.5 Drift av maskineri

M/S Birka Stockholms rutt består till stor del av körning inomskärs. Dessutom följer fartyget en lugn tidtabell, vilket leder till att fartyget körs med en låg hastighet.

Detta kräver självfallet en lägre framdrivningskraft, vilket innebär att fartygets huvudmotorer får en låg belastning. Fastän fartyget spenderar relativt lite tid i hamn blir tiden då framdrivning krävs ännu kortare då fartyget ligger och driver på öppet vatten nattetid.

I och med dessa fakta klarar allt som oftast två huvudmaskiner av att leverera framdrivningskraften då fartyget gör framfart. För att uppnå jämn fördelning på drifttimmarna på huvudmotorerna alterneras deras drift varje dag. Elenergin som behövs ombord kan produceras med endast en hjälpmotor, dock väljer man inomskärs att köra två hjälpmotorer parallellt för en högre redundans.

Ett normalt driftdygn kan då antas innebära drift av två huvudmaskiner och en eller två hjälpmotorer. Elbehovet är relativt konstant över hela dygnet, medan framdrivningskraften varierar mer över ett dygn. Ett typiskt driftdygn och motorers belastningar kan ses i figur 2. Detta driftdygn har använts som grund vid beräkning av tillgänglig värmeenergi.



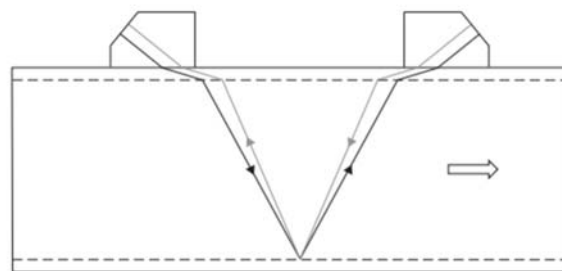
Figur 2. Samtliga i driftvarande motorers belastningar under ett typiskt driftdygn.

3. MÄTUTRUSTNING

För att få en uppfattning om mängden spillvärme ombord har ett antal olika grundliga mätningar gjorts på fartygets avgaseconomizers och dess kringutrustning. Värden av intresse, som t.ex. temperaturer och flöden i systemet har uppmätts. Då dessa värden är direkt beroende av ett flertal faktorer vilka varierar kraftigt vid normal drift har kontinuerlig mätning av flera värden gjorts. Flödesmätning har utförts med hjälp av ultraljudsteknik och temperaturmätning har utförts med termoelement.

3.1 FLEXIM FLUXUS F601

Flexim Fluxus F601 är en mätare som möjliggör mätning av olika flödesegenskaper av intresse i rör i flera olika material. Mätaren använder sig av ultraljudsteknik, vilket innebär att dess givare kan monteras utanpå röret och mätning görs utan någon som helst fysisk kontakt med själva mediet i röret (se figur 3).



Figur 3. Infästning av givare och hur ljudvågorna tar sig fram i mediet (FLEXIM AMERICAS Corporation, 2020).

Innan mätning görs bör rör- och medieparametrar matas in i mätaren. Till dessa hör bl.a. rördiameter, typ av medium som skall mätas och dess tryck och temperatur och tjocklek på rörväggen, vilken även kan mätas med medföljande givare.

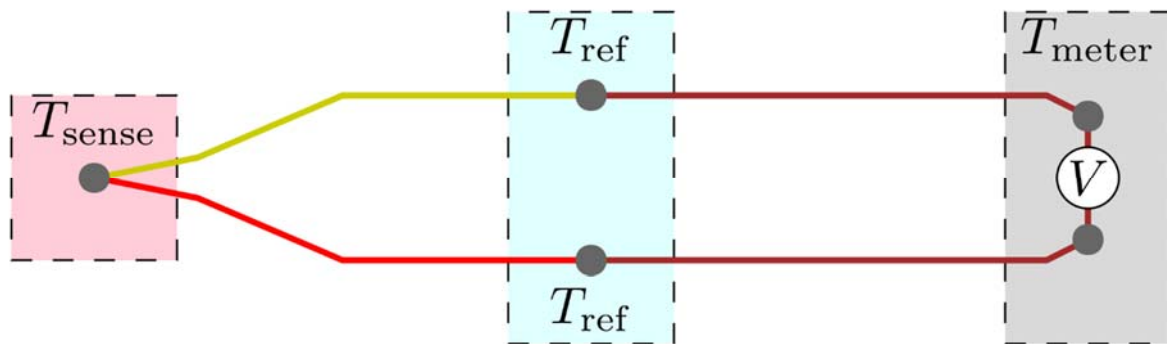
Lätt förenklat kan sägas att ljudvågor skickas från varje givare. Dessa ljudvågor rör sig med olika hastigheter beroende på flödesriktningen av mediet. Detta innebär att den ena ljudvågen kommer nå motstående givare snabbare än den andra. Denna skillnad i tid mäts och mätaren räknar utifrån detta och inmatade parametrar flödesegenskaperna för mediet (FLEXIM AMERICAS Corporation, 2020).

3.2 GRANT Squirrel Data Logger SQ2010

Grant SQ2010 är en mångsidig datalogger. Denna kan beroende på inkopplade givare och inställningar mäta och spara storheter som spänning, ström, resistans och temperatur. Till dataloggern kan kopplas flera givare till dess flera kanaler på samma gång, vilket möjliggör mätning av flera storheter av intresse.

För detta projekt var mätning och loggning av temperatur av intresse, för vilket termoelement användes. Ett termoelement består av två olika ledande material.

Dessa båda material är hoplödda i den s.k. varma ändan vid själva mätpunkten och i den s.k. kalla ändan. Temperaturskillnaden kommer då ge upphov till en spänning i kretsen. Om denna spänning då mäts, och temperaturen i den s.k. kalla ändan är känd, kan temperaturen vid den s.k. varma ändan bestämmas (se figur 4) (Encyclopædia Britannica, 2019).



Figur 4. Termoelementets funktionsprincip. I vårt fall är T_{sense} varma ändan, medan T_{ref} och T_{meter} är den kalla ändan som i vårt fall är samma punkt (Wikipedia, 2020).

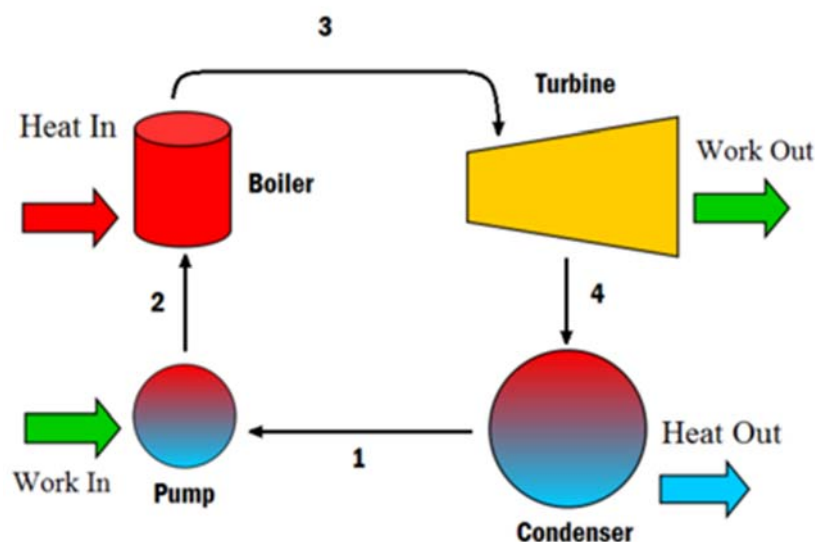
4. ORC

Organic Rankine Cycle (ORC), är en Rankine-process i vilken ett organiskt ämne med en lägre kokpunkt än vatten används. Detta görs för att kunna driva en Rankine-process med en energikälla som har en lägre temperatur än vid drift av en normal Rankine-process. En Rankine-process använder oftast vatten som arbetsmedium (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 2020).

4.1 Rankine-process

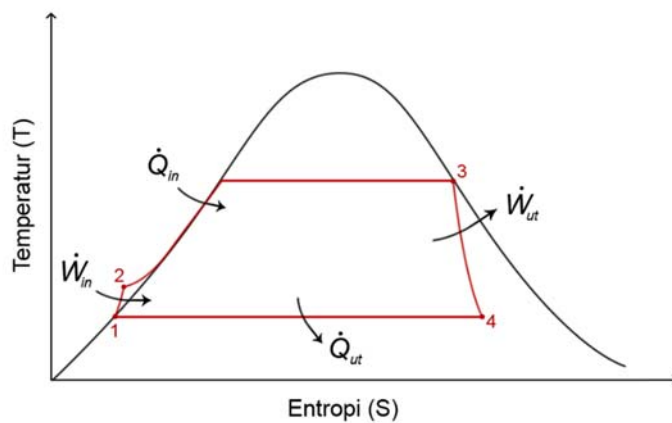
En Rankine-process är en idealiserad termodynamisk process där en värmemaskin omvandlar värmeenergi till mekanisk energi. Processen har fått sitt namn efter en skotsk fysiker och ingenjör William John Macquorn Rankine (1820-1872). Rankine processen utnyttjas i stor utbredning. Kärnkraftverk, kolkraftverk och andra kraftverk där en expansionsturbin används arbetar enligt denna princip.

Värme tillförs till vattnet för att bilda ånga i t.ex. en ångpanna. Denna ånga förs till en turbin var ångan expanderar och värmeenergin omvandlas till rotationsenergi. Ångan förs till en kondensator var ångan kondenserar till vatten, varifrån vattnet pumpas till ångpannan för tillförsel av värmeenergi (se figur 5) (Bethel Afework, 2018).



Figur 5. Rankine-process (Bethel Afework, 2018).

Processen kan ritas i ett t-s diagram, där temperaturen t kan ses på y-axeln och entropin s på x-axeln (se figur 6).



Figur 6. Illustrativt t-s diagram med inritad Rankine-process (Wikipedia, 2019).

1-2: Tryckhöjning i pump, \dot{W}_{in} = specifikt flöde av tillfört arbete i pump.

2-3: Värmetillförsel i panna var vattnet förångas, \dot{Q}_{in} = specifikt flöde av tillfört arbete i panna.

3-4: Expansion i turbin var rotationsenergi fås ut, \dot{W}_{ut} = specifikt flöde av arbete som fås ur processen.

4-1: Ångan kondenseras i kondensator, \dot{Q}_{ut} = specifikt flöde av bortfört arbete i kondensator.

5. SPILLVÄRMEAGGREGAT

Ett spillvärmeaggregat är en anläggning som tar upp värmeenergi som annars skulle gå till spillo. Denna värmeenergi omvandlas till en annan energiform, t.ex. elenergi. Med denna teknik kan värmeenergi återvinnas vid en lägre temperatur, vilket öppnar helt nya möjligheter för värmeåtervinning (U.S Department of Energy, 2008). Spillvärmeaggregatet i detta projekt använder sig av ORC-teknik för att producera elenergi.

5.1 Orcan Energy Efficiency Pack M 050.100 HP

Efficiency Pack-värmeåtervinningsaggregatet är ett system för att återvinna energi från spillvärme med ORC-teknik. Till detta kan flera olika värmekällor användas. Ombord på fartyg kan värmeenergi tas från exempelvis heta avgaser, kylvatten från fartygets motorer eller en kombination av dessa. Aggregatet levereras i modulform, vilket gör aggregatet mycket kompakt. Aggregatet kan producera elenergi eller kopplas till en PTI av något slag för att bidra till framdriften parallellt med en motor (Orcan Energy AG, 2018). I detta fall är endast produktion av el av intresse. EP-aggregatet kan ses i figur 7.



Figur 7. Orcan EP-aggregatet sett framifrån (Orcan Energy AG, 2018).

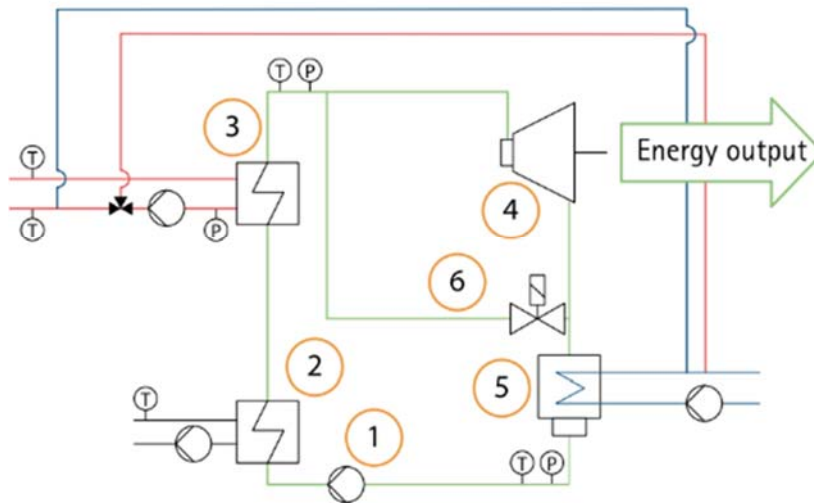
5.1.1 Data

Ineffekt:	560-1100 kW termisk effekt
Uteffekt (aktiv):	100 kW nettoeffekt
Dimensioner:	1096 x 1396 x 1982 mm
Livslängd:	15 år/120 000 h
Arbetsmedium:	Köldmedium
Gränssnitt:	
Avgaser	Temperatur in: max. 550 °C Temperatur ut: min. 120 °C
Mättad ånga	Temperatur in: 120-180 °C
Termalolja	Temperatur in: 120-180 °C
Hetvatten	Temperatur in: 75-109 °C (min. 95 °C för nominell uteffekt) Flöde: 3kg/s Demineraliserat vatten
Kylvatten	Volymflöde: 32 m ³ /h
El	Matning: 400 V 3-fas, N, PE 50 Hz/480 V 3-fas, N, PE 60 Hz, rekommenderad säkring 75 A (80 A gG) Producerad: 400 V 3-fas, PE 50 Hz/480 V 3-fas, PE 60 Hz
Ljudnivå:	<76 dBA vid 10 m

(Orcan Energy AG, 2018)

5.2 Funktionsprincip

EP-aggregatet omvandlar termisk energi till rotationsenergi. Ett schema över den inre kretsen (gröna linjer) kan ses i figur 8.



Figur 8. EP-aggregatets inre krets (gröna linjer) (Orcan Energy AG, 2018).

Processen börjar vid matarpumpen (1), vilken pumpar arbetsmediet till förvärmaren (2). I förvärmaren värms arbetsmediet av varmvattenkretsen (se 5.2.1). Arbetsmediet går vidare till förångaren (3) var förångning och överhettning av arbetsmediet sker. I förångaren upphettas arbetsmediet av hetvattenkretsen (se 5.2.2). Den överhettade ångan går till turbinen (4) var ångan expanderar och driver denna. En generator är kopplad till turbinen för att producera el. Dessutom finns en bypass-ventil (6) som kan låta ångan passera turbinen vid uppstart och nedkörning eller eventuellt fel. Ångan går vidare till kondensorn (5) var den kondenseras och cykeln slutförs. I kondensorn kyls arbetsmediet av kallvattenkretsen (se 5.2.3). Arbetsmediet kan då pumpas vidare, varvid cykeln börjar igen (Orcan Energy AG, 2018). Hur värmeenergi tillförs och bortförs till och från aggregatet kan ses i bilaga 2.

5.2.1 Varmvattenkrets

Varmvattenkretsen värmer arbetsmediet i förvärmaren och har därmed en lägre temperatur än hetvattenkretsen. Denna kan ta sin värmeenergi från t.ex. kylvattnet från en motor eller kopplas i serie med hetvattenkretsen, dock är den förstnämnda den rekommenderade metoden.

(Orcan Energy AG, 2018)

5.2.2 Hetvattenkrets

Hetvattenkretsen förångar och överhettar arbetsmediet i förångaren. Denna kan ta sin värmeenergi från t.ex. kondenserande ånga, termalolja mm. I kretsen används en vatten-propylenglykol blandning.

(Orcan Energy AG, 2018)

5.2.3 Kallvattenkrets

Kallvattenkretsen kylvor arbetsmediet i kondensorn, vilket leder till att arbetsmediet kondenseras. Kallvattenkretsen kylvor i en värmeväxlare av t.ex. havsvatten. Till kallvattenkretsen måste även hetvattenkretsen anslutas för att säkerställa en lämplig temperatur för hetvattenkretsen och för att kyla bort överlopps värmeenergi vid t.ex. stopp eller eventuellt fel.

(Orcan Energy AG, 2018)

5.3 Arbetsmedium

Arbetsmediet som används i anläggningen är ett köldmedium. Köldmedium används för transport av värmeenergi i bl.a. kylskåp, frysar, värmepumpar och spillvärmeaggregat. Dessa är ofta väte-fluor-kolföreningar (HFC). Dessa används pga. dess lämpliga kondenserings- och förångningstemperaturer, då en ändring i aggregationstillstånd (förångning, kondensering) upptar och avger en stor mängd värmeenergi (Nydal, 2010).

5.4 Effektbehov

EP-aggregatet kan ge en maximal nettoeffekt på 100 kW vid en termisk ineffekt på ca. 1100 kW. Aggregatet kan även drivas med en ineffekt ner till 560 kW vilket dock ger en lägre producerad eleffekt (Orcan Energy AG, 2018). Ineffekten till varm- och hetvattenkretsarna har ingen bestämd fördelning, vilket innebär att dessa kan variera enskilt. Trots detta kan en ungefärlig beräkning göras utgående från värden från aggregatets datablad.

Varmvattenkretsens massflöde är 3kg/s medan nominell temperatur in till förvärmaren är 95 °C och nominell temperatur ut är 74°C (Orcan Energy AG, 2018). Värmeeffekten vid temperaturförändring beräknas med (Alvarez, 2006)

$$P = \dot{m} c_v (T_1 - T_2)$$

där \dot{m} står för vattnets massflöde, c_v för vattnets specifika värmekapacitet, T_1 för temperaturen in till förvärmaren och T_2 för temperaturen ut från förvärmaren.

Från varmvattenkretsen till förvärmaren tillförda värmeeffekten P_{pre} . blir då

$$P_{pre} = 3 \frac{kg}{s} \cdot 4.19 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (95 - 74)^\circ C = 263.97 kW.$$

Således bör restiga värmeenergin tillföras från hetvattenkretsen till förångaren. Om totala termiska ineffekten är 1100 kW blir då förångareffekten P_{ev} .

$$P_{ev} = (1100 - 263.97)kW = 836.03 kW$$

eller vid minsta tillåtna ineffekt

$$P_{ev} = (560 - 263.97)kW = 296.03 kW.$$

Kallvattenkretsen har ett volymflöde på 32 m³/h. I och med att vatten har en densitet väldigt nära 1000 kg/m³, kan volymflödet direkt konverteras till massflöde, vilket då blir 32000 kg/h (U.S. Geological Survey, 2020). Nominell temperatur in till kondensorn är 20 °C medan nominell temperatur ut ur kondensorn är 40 °C. Från kondensorn bortförda värmeeffekten blir då

$$P_{cw} = \frac{32000 kg}{3600 s} \cdot 4.19 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (40 - 20)^\circ C = 745 kW.$$

I och med att hetvattenkretsen är ansluten till kallvattenkretsen bör sjövattnenkylaren ha en tillräcklig kapacitet för att säkerställa att all tillförd värmeeffekt kan kylas bort vid t.ex. stopp eller eventuellt fel.

5.5 Värmetillförsel och inkoppling

Då EP-aggregatet kräver en stor ineffekt skulle tillvaratagning av så stor energimängd som möjligt vara av behov. Detta innebär att varmvattenkretsen skulle ta energi från värmeåtervinningssystemet (se 6.2) för att säkerställa att en tillräcklig mängd värmeenergi finns tillgängligt för hetvattenkretsen. Varmvattenkretsen kunde kopplas direkt till värmeåtervinningssystemet då arbetsmediet i detta även lämpar sig för varmvattenkretsen, vilket ger en mer ekonomisk och enkel installation.

Hetvattenkretsen skulle ta sin energi från överloppsångan som möjligtvis finns tillgänglig. Då ånga inte kan kondenseras i själva överhettaren måste en värmeväxlare installeras. I värmeväxlaren kondenseras då ångan, varvid hetvattenkretsen tar upp denna kondenseringsenergi. Detta arbete kommer tyvärr inte innehålla dimensionering av denna värmeväxlare, då detta görs av leverantören vid eventuell installation.

Kallvattenkretsen skulle kylas av sjövattnen. Sjövattnen lämpar sig inte som arbetsmedium i kallvattenkretsen och dessutom är denna ansluten internt med hetvattenkretsen, vilket innebär att en värmeväxlare måste installeras även här. Även denna värmeväxlare dimensioneras av leverantören vid eventuell installation.

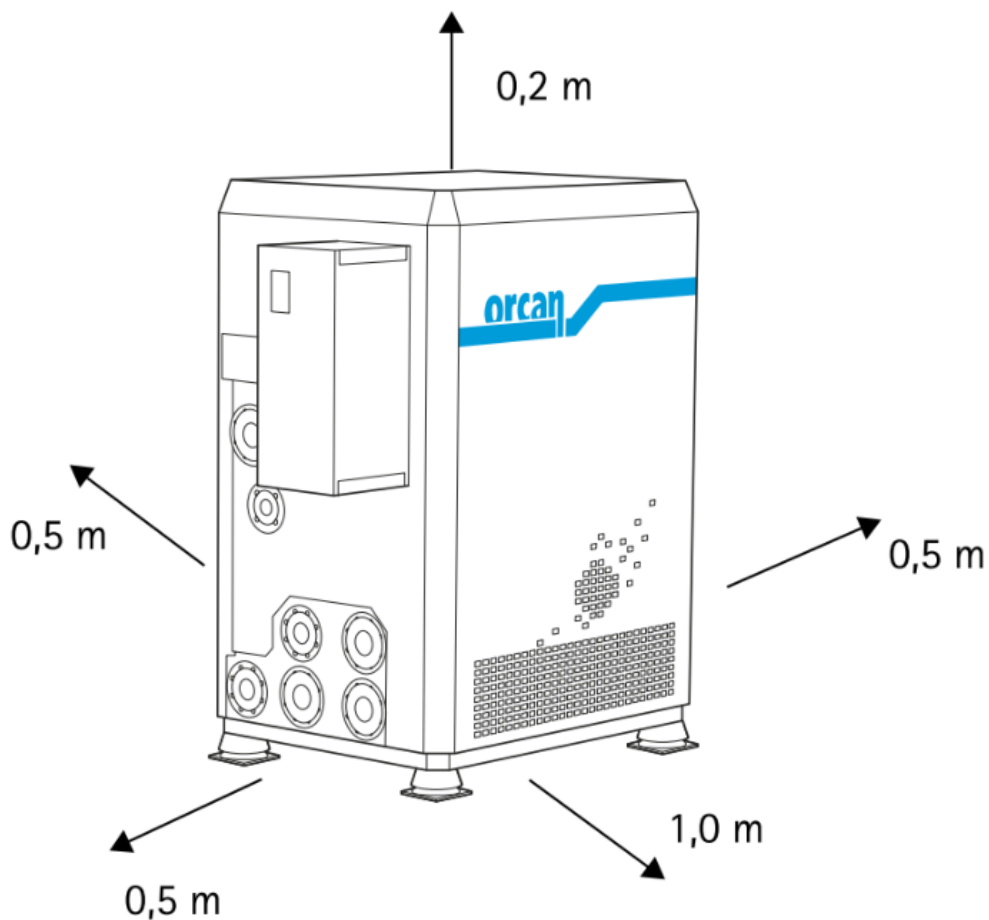
Tänkt inkopplingsätt kan ses i bilaga 3.

5.6 Installation

Maskinrummet ombord på fartyget är relativt trångt. Detta innebär att alternativen för möjlig placering av aggregatet är få.

Aggregatet är relativt kompakt i sig själv med dimensionerna 1096 x 1396 x 1982 mm.

Utanpå detta anger tillverkaren att tillräckligt med fritt utrymme bör finnas kring aggregatet för att säkerställa åtkomst vid t.ex. underhållsarbeten (se figur 9).



Figur 9. Fritt utrymme som krävs kring aggregatet.

Värmeväxlare för tillförsel och bortförsel av värmeenergi kräver naturligtvis utrymme, men då dessa dimensioneras av tillverkaren vid eventuell installation kan detta krav av utrymme inte uppskattas. Dock torde dessa få plats vid planerad installationsplats då denna har relativt gott om fritt utrymme.

På basen av undersökning av ritningar och mätningar gjorda ombord skulle installation av aggregatet i fartygets "AC-rum" vara den absolut bästa möjligheten. I detta utrymme torde aggregatet få plats då det finns en reservation för installation av en ytterligare AC-kylkompressor som kunde utnyttjas. Tänkt placering kan ses i bilaga 4, var även det fria utrymmet kring aggregatet som krävs har beaktats. Denna plats kan även ses i figur 10.



Figur 10. Tänkt placering av aggregatet.

Dessutom befinner sig värmeväxlare för värmeåtervinningssystemet och en sjökista i detta utrymme, vilket innebär att värmeförsel till varmvattenkretsen och kylvatten till kallvattenkretsen kunde förverkligas med måttlig rördragning. Endast värmeförseln till hetvattenkretsen skulle kräva dragning av ång- och kondensatledning genom flera vattentäta sektioner.

En ytterligare fördel är att kylkompressorer med likartade arbetsmedium redan finns installerade i detta utrymme, vilket innebär att utrymmet lämpar sig för installation av aggregatet.

6. ÅNG- OCH VÄRMEÅTERVINNINGSSYSTEM

Värmeenergi till EP-aggregatet skulle tas i huvudsak från fartygets ångsystem. Som tidigare konstaterats är det rekommenderat att aggregatets förvärmare får sin värmeenergi från en krets annan än hetvattenkretsen, och därför är det relevant att undersöka också denna möjlighet. Dessutom kan även denna energi utnyttjas om inte en tillräcklig mängd överlopps ånga är tillgänglig.

6.1 Ångsystem

Ångsystemet ombord på M/S Birka Stockholm har ett övertryck på ca. 6.5 bar. Detta ångtryck upprätthålls vid normal körning av fartygets avgaseconomizers (förutsatt att motorer utrustade med avgaseconomizers är i bruk). Vid hamnuppehåll eller otillräcklig ångproduktion av avgaseconomizers upprätthålls trycket av de oljeeldade pannorna. Ångan används till största delen för uppvärmning av inomhusluft i fartyget. Dock finns flera förbrukare som t.ex. uppvärmning av bränsle. Numera är behovet av uppvärmning av bränsle mycket mindre i och med att fartyget drivs med ett lättare lågsavvligt bränsle pga. direktiv som reglerar utsläpp av svavel.

6.2 Värmeåtervinningssystem

Fartyget har ett värmeåtervinningssystem som tar upp värmeenergi från huvud- och hjälpmotorernas HT-vattenkretsar. Värmet i värmeåtervinningssystemet används i huvudsak för uppvärmning av tappvatten, färskvattengenerering i evaporator och för AC-enheterna i form av uppvärmning av inomhusluft. Då ingen uppvärmning av inomhusluft krävs sommartid finns goda förutsättningar för stora mängder överlopps värmeenergi i värmeåtervinningssystemet. Värmeåtervinningssystemet har vatten som arbetsmedium.

6.2.1 Uppbyggnad

HT-vattenkretsarna kyler de allra varmaste delarna i motorerna, dvs. cylinderfoder och första stegets spilluftskylare i både huvud- och hjälpmotorerna. Huvud- och hjälpmotorer kyls av centralkylsystem, av vilka ME 1, ME 3, AE 1 och AE 3 är kopplade till ett av centralkylsystemen, medan ME 2, ME 4, AE 2 och AE 4 är kopplade till det andra centralkylsystemet. Dessa centralkylsystem är stort sett identiska.

HT-kretsarna i båda systemen kylv i första hand av värmeväxlare B1 och B2 varvid ur motorn avkylda värmeenergin tillförs värmeåtervinningsystemet (se bilaga 5). Vid otillräcklig värmeförsörjning i dessa värmeväxlare kan ytterligare värme tillföras i en ångbooster (D) för att säkerställa tillräcklig värmeförsörjning för systemets alla förbrukare. Dessa förbrukare är tappvattenvärmare E, evaporator H, AC-preheater F och AC-reheater G. Vattnet i värmeåtervinningsystemet cirkuleras av pumparna A1 och A2.

7. ENERGIMÄTNINGAR

För att aggregatet skall fungera väl och installationen vara lönsam krävs att en tillräcklig mängd överlopps värmeenergi finns tillgänglig. För att säkerställa detta har grundliga energimätningar utförts ombord på fartyget. I samband med dessa mätningar har statistik samlats angående drift av fartygets maskineri. Detta har gjorts för att få en så god uppfattning som möjligt om hur mängden överlopps energi hänger ihop med olika driftfall.

7.1 Avgaseconomizereffekt

Värmeeffekten som fås ur fartygets avgaseconomizers kan undersökas relativt lätt då ingen förångning torde ske i detta skede. Detta innebär att effekten kan fås genom att utreda vattenflödet till EGE:s och vattnets temperaturhöjning i dessa.

På system 1 har det enskilda flödet till en av pumparna tillhörande EGE för hjälpmotor och till en av pumparna tillhörande EGE för huvudmotor uppmätts. Detta gjordes för att kontrollera att dessa pumpar har liknande egenskaper som de i system 2. Här utfördes ingen kontinuerlig mätning, då ingen varvtalsreglering förekommer på cirkulationspumparna, vilket innebär att flödet förblir konstant vid startad pump.

På system 2 utfördes kontinuerlig mätning av totala flödet till alla cirkulationspumpar i 7 dagars tid då cirkulationspumpen för EGE tillhörande hjälpmotor 3 är varvtalsreglerad. För cirkulationspump för EGE tillhörande ME2 utfördes kontinuerlig flödesmätning i tre dagars tid. Dessutom utfördes kontinuerlig mätning av in- och ut temperaturer till system 2 i 7 dagars tid och för avgaseconomizer för ME2 i tre dagars tid för att få en uppfattning om värmeeffekten som fås ur EGE:s vid olika laster. Mätpunkter för temperaturer och flöden kan ses i bilaga 1.

Temperaturmätning på system 2 kan ses i figur 11.

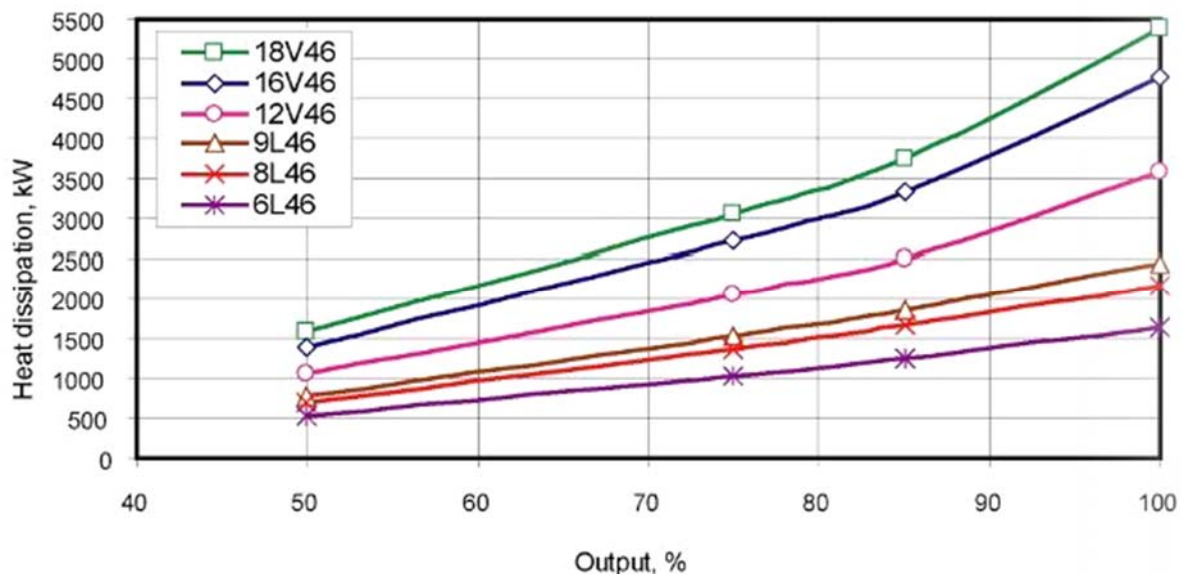


Figur 11. Infästning av termoelement vid temperaturmätning av ingående vatten till system 2. Även rörisolering återmonterades för att säkerställa goda mätresultat.

För jämförelse skull har även värmeupptagningen i EGE:s undersökts genom beräkningar på avgassidan. Värden för dessa beräkningar har fått ur fartygets IAS-system var dessa loggas automatiskt. I IAS-systemet presenteras dessa värden i en graf som funktion av tiden, vilket gjorde avläsningen måttligt utmanande då endast ”printscreens” av dessa fanns tillgängliga. Graferna har förtydligats i AutoCAD för enklare avläsning och analys. Ett exempel på detta kan ses i bilaga 6. Från AutoCAD har värden avlästs vid olika tidpunkter för att införas i tabellform för enklare beräkningar.

7.2 Värmeeffekt till värmeåtervinningsystem

Värmeeffekten som fås ur HT-systemen i värmeväxlare B1 och B2 kan utredas genom motorernas belastning. Förhållandet mellan kyleffekten och motorns belastning kan antas vara linjär (se figur 12).



Figur 12. Wärtsilä 46 dieselmotorns HT-kyleffekt beroende på belastning (Wärtsilä Finland Oy, 2007).

Motorernas kyleffekt kan då beräknas utgående från belastningen som fått ur fartygets IAS system. Belastningar för AE3, AE4 och ME2 och har undersökts och kyleffekten beräknats utifrån dessa.

7.3 Beräkningar

Värmeeffekten som fås på vattensidan kan beräknas enligt (Alvarez, 2006)

$$P = \dot{m} c_v (T_2 - T_1),$$

där \dot{m} står för vattnets massflöde, c_v för vattnets specifika värmekapacitet, T_1 för temperaturen ut från den oljeeldade pannan innan cirkulationspumpar och T_2 för

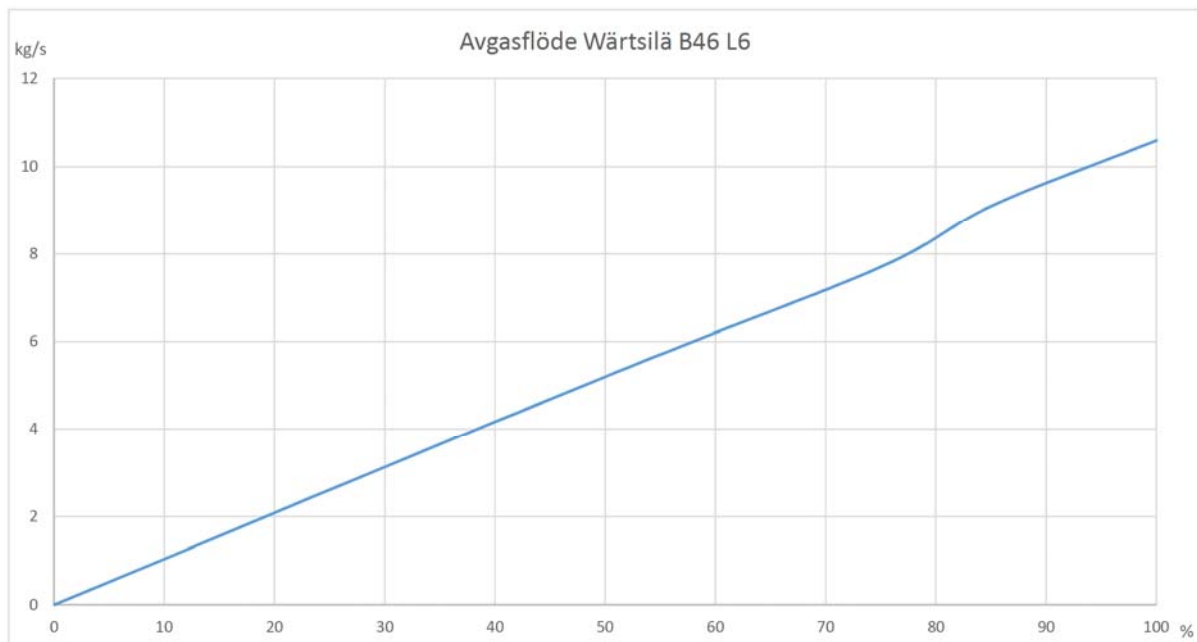
temperaturen ut från avgaspannorna innan detta återvänder till den oljeeldade pannan. Vattenflödet \dot{m} som fås beror på vilka EGE:s och cirkulationspumpar som är i bruk. För beräkning av effekt ur uppmätta värden för EGE för ME2 står \dot{m} för vattenflödet genom EGE, T_1 för temperatur innan EGE och T_2 för temperatur efter EGE. Effekten som fås ur fartygets EGE:s har uppmätts och jämförts med motorbelastningar vid samma tidpunkter för att få avgaseconomizereffekten som en funktion av motorbelastning.

Värmeeffekten på avgassidan i EGE:s kan beräknas med (Alvarez, 2006)

$$P_{EGE} = \dot{m} c_{pg} (T_1 - T_2),$$

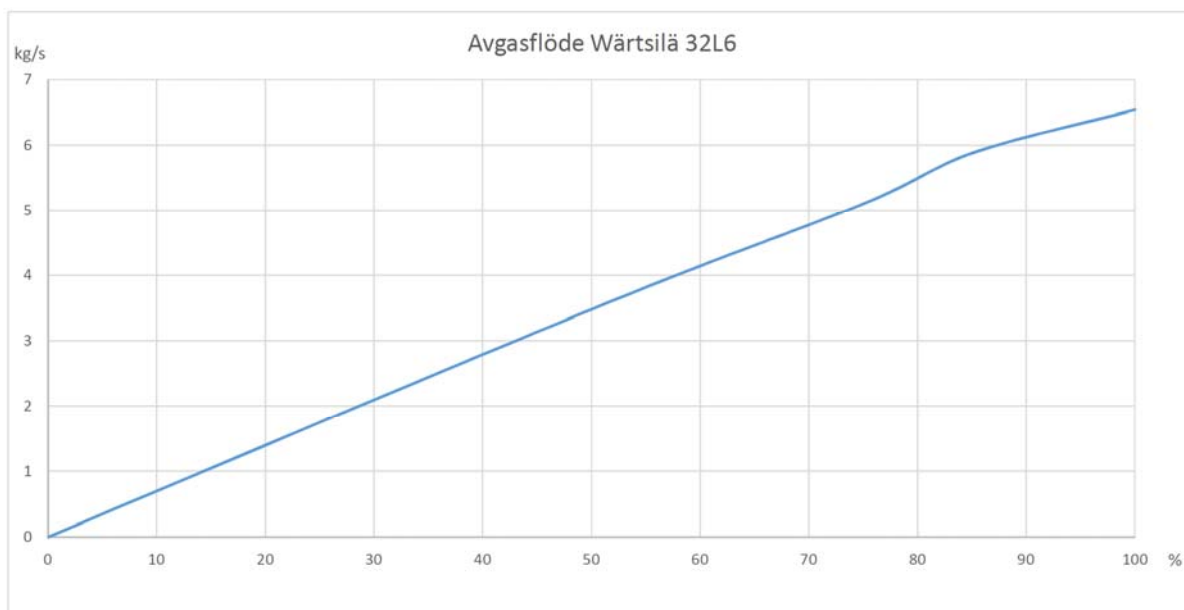
där \dot{m} står för avgasflödet, c_{pg} för avgasernas specifika värmekapacitet och T_1 för avgastemperaturen efter motorn och T_2 för avgastemperaturen efter EGE. Ett till en början oväntat fenomen är att avgastemperaturen är högre efter katalysatorerna än efter turbinen, vilket dock förklaras av att det sker en oxidation i katalysatorn, vilket höjer avgastemperaturen. Av denna orsak har avgastemperaturen efter turbinen använts för att kompensera för eventuella förluster i avgasröret.

Avgasflödet kan beräknas utifrån motorbelastning och avgasflöde som anges i motorens manualer. För Wärtsilä B46 kan avgasflöde beroende på motorbelastning ses i figur 13.



Figur 13. Avgasflöde beroende på motorbelastning för Wärtsilä B46 L6 (Wärtsilä Finland Oy, 2007).

För Wärtsilä 32 kan avgasflöde beroende på motorbelastning ses i figur 14.



Figur 14. Avgasflöde beroende på motorbelastning för Wärtsilä 32 L6 (Wärtsilä Finland Oy, 2018).

Utifrån dessa figurer kan konstateras att avgasflödet ökar relativt linjärt med motorbelastningen, vilket även har antagits i beräkningarna.

Kyleffekten som fås ur fartygets motorer kan beräknas utifrån motorbelastning och kyleffekt där sambandet tidigare konstaterats vara relativt linjärt. Detta har även antagits i beräkningarna.

Värmeeffekten $P_{hr.}$ som tillförs värmeåtervinningsystemet beräknas då med

$$P_{hr.} = \frac{B}{100} \cdot P_{kyl,max}$$

där B står för motorbelastningen i procent och $P_{kyl,max}$ står för HT-kyleffekten för en motor vid 100 procents belastning.

7.3.1 Resultat

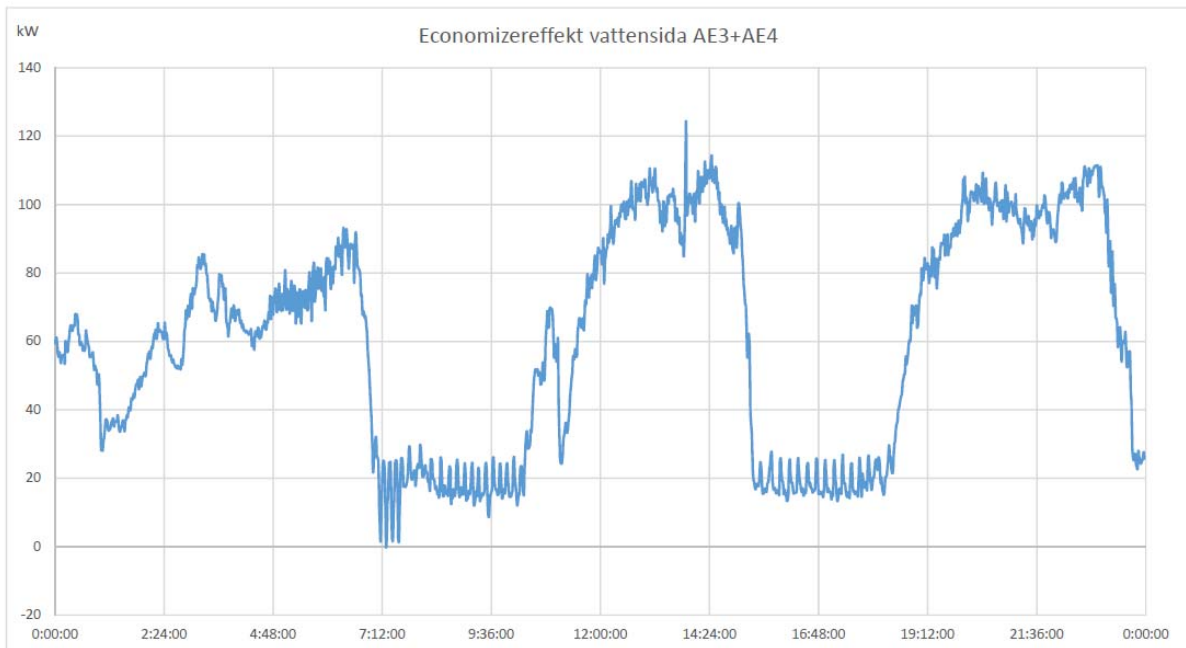
Vid tiden då mätningar utfördes på vattensidan på system 2 har två driftfall förekommit.

Dessa två driftfall ser ut som följande:

- Två hjälpmotorer i bruk
- En hjälpmotor i bruk

Vid drift av hjälpmotorer har elproduktionen varit ungefär lika stor, två hjälpmotorer har varit i bruk endast för att uppnå en viss redundans.

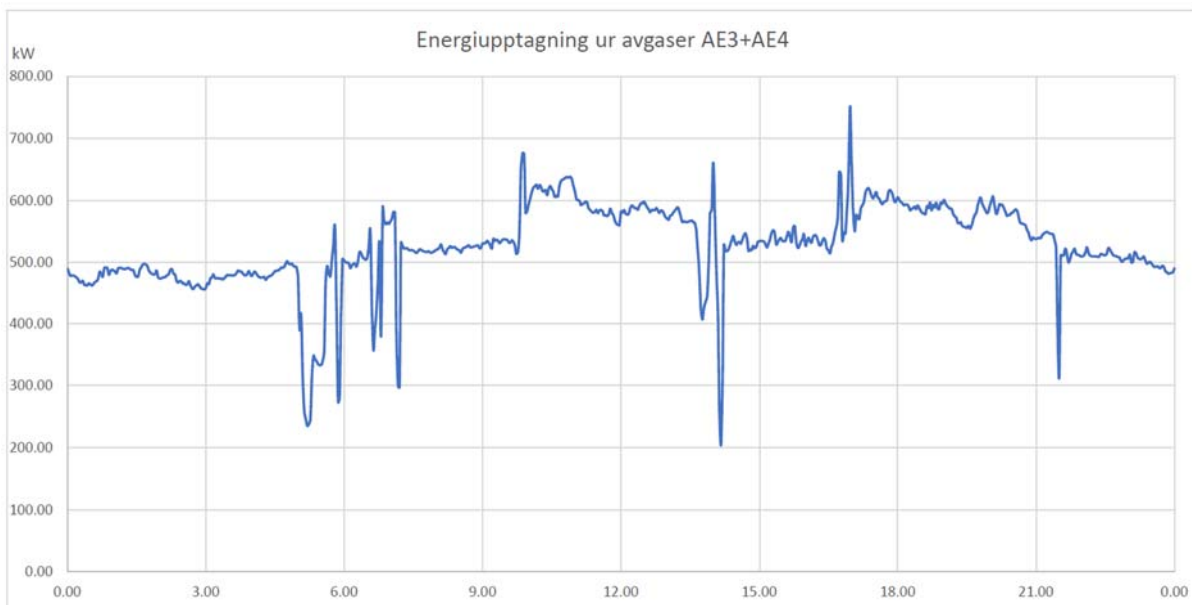
I detta fall antas den sammanlagda effekten som fås ur dessa hjälpmotorers avgaseconomizers vara lika stor som vid drift av en hjälpmotor. Den uppmätta effekten för två hjälpmotorer över ett dygn kan ses i figur 15.



Figur 15. Avgaseconomizereffekt på vattensidan vid drift av två hjälpmotorer.

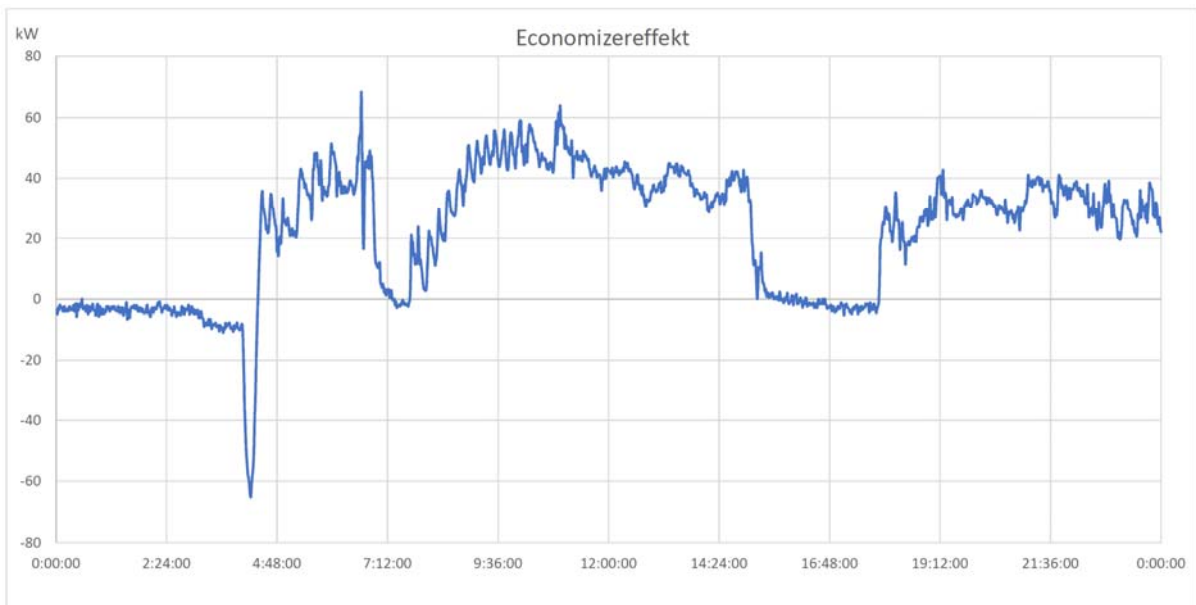
Som kan ses sjunker avgaseconomizereffekten drastiskt vid några tidpunkter på dygnet, vilket beror på ett av problemen som upptäcktes under projektet. Detta förklaras bättre i kap. 10.

Denna kan då jämföras med den beräknade värmeeffekten på avgassidan (se figur 16).



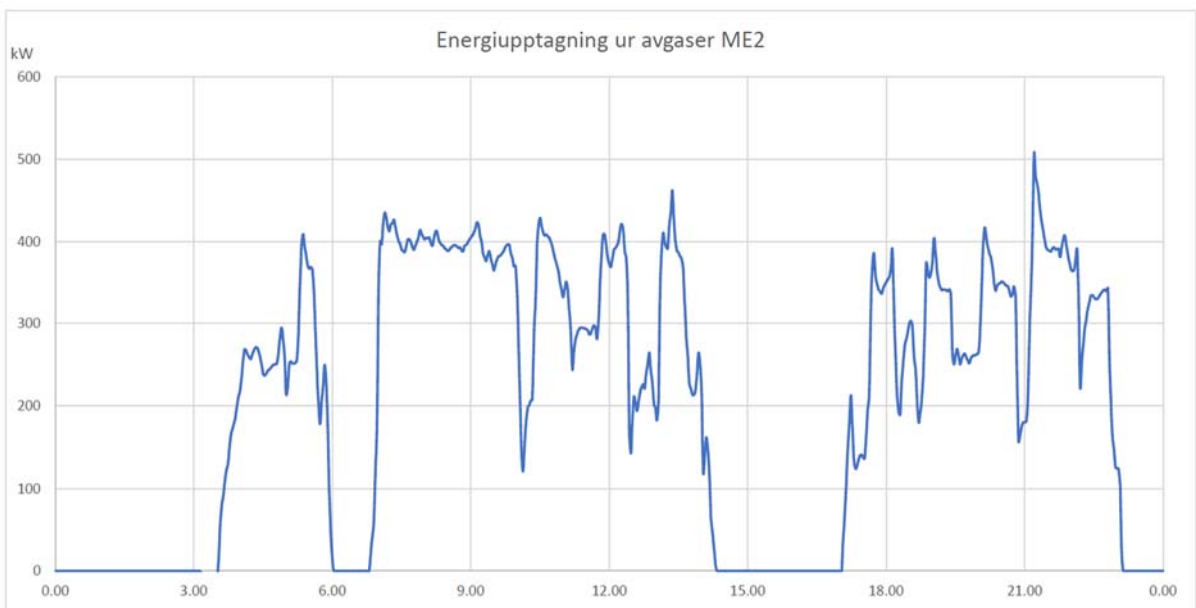
Figur 16. Avgaseconomizereffekt på avgassidan vid drift av två hjälpmotorer.

Vid mätningar på EGE för ME2 kördes ME2 enligt det tidigare redovisade typiska driftfallet i ett dygns tid. Den uppmätta effekten på vattensidan från detta dygn kan ses i figur 17.



Figur 17. ME2 avgaseconomizereffekt på vattensidan under ett normalt driftdygn.

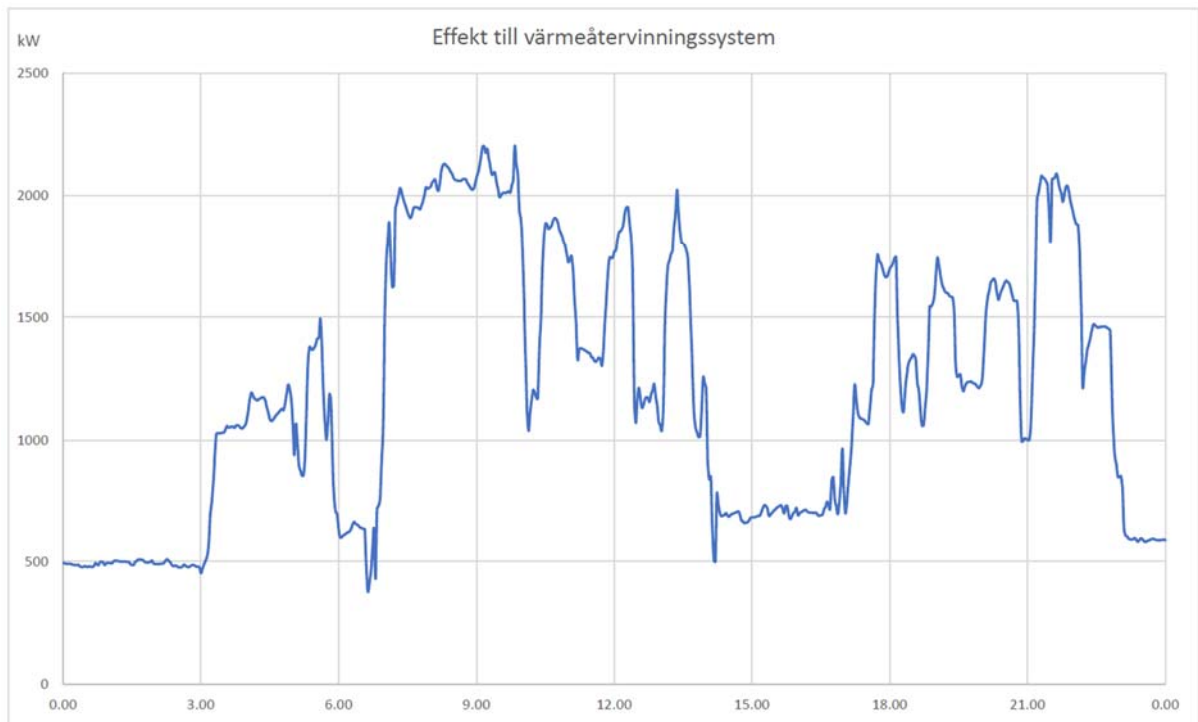
Denna kan då jämföras med den beräknade effekten på avgassidan (se figur 18).



Figur 18. Avgaseconomizereffekt på avgassidan vid drift av en huvudmotor.

Även vid beräkning av kyleffekten har det utgått från det typiska driftdygnet. Det bör observeras att alla ibrukvarande motorers kyleffekt kan beaktas i beräkningarna till skillnad från beräkningar för ångsystemet, då endast två av huvudmotorerna är utrustade med avgaseconomizers.

Den resulterande värmeeffekten som tillförs värmeåtervinningssystemet kan ses i figur 19 nedan

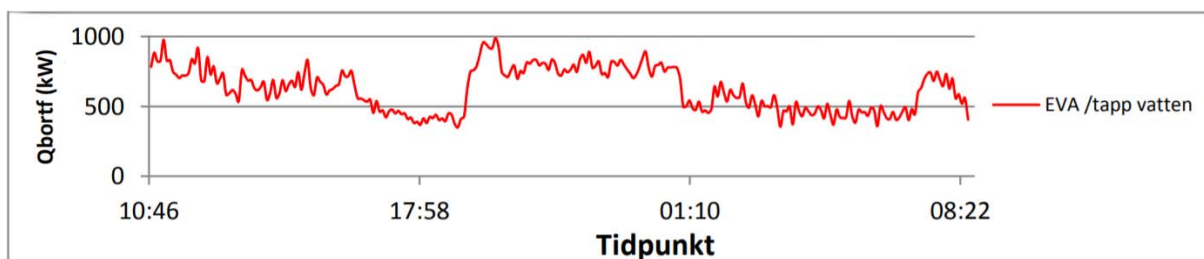


Figur 19. Tillförd värmeeffekt till värmeåtervinningssystem under ett typiskt driftdygn.

7.4 Befintliga förbrukare

Trots att det sommartid finns mindre förbrukare av värmeeffekt finns ändå ett antal som måste beaktas, då dessa naturligtvis minskar på mängden överlopps värmeenergi som kunde utnyttjas för EP-aggregatet.

För värmeåtervinningssystemet har förbrukarna redovisats i större detalj i 6.2.1, dock har inga mätningar gjorts på dessa då det kan antas att den ända förbrukaren sommartid är tappvattenvärmaren och evaporatorn. Orsaken till detta är att denna information fanns tillgänglig att få ur en tidigare utförd undersökning ombord på fartyget (se figur 20).



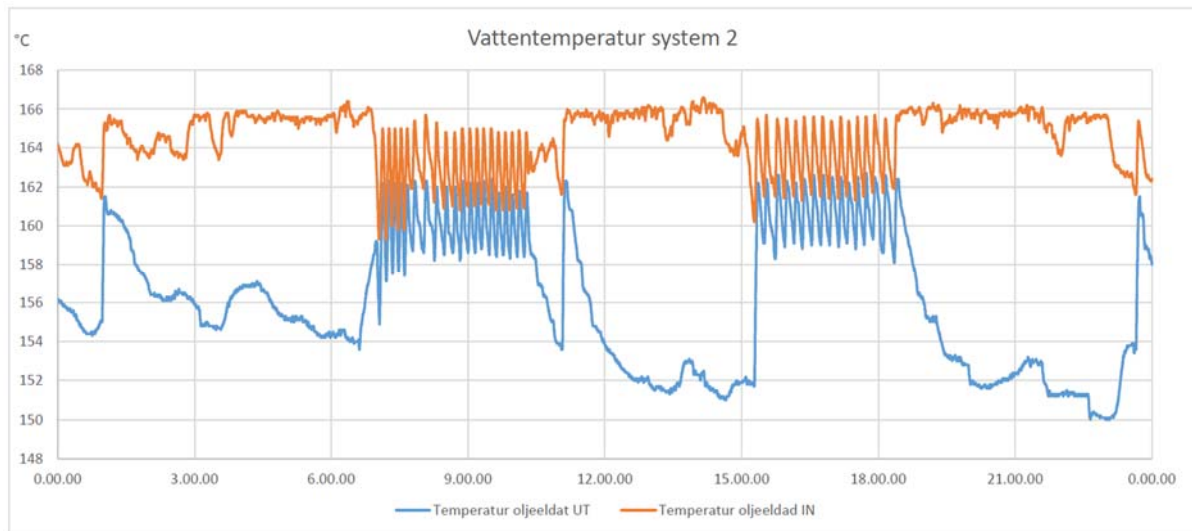
Figur 20. Värmeeffektförbrukning för evaporator och tappvattenvärmare (Ramsay S, 2016).

Dessa förbrukares effektbehov kan antas vara relativt konstant över hela året.

Dessutom finns en del större ångförbrukare ombord. Dessa är bl.a. olika redskap i fartygets byssa och en simbassäng som kräver en märkbar mängd energi.

Värmeeffektförbrukningen för dessa ångförbrukare blev tyvärr outhärdlig pga. förändrade drifttillstånd. Dock kan av den mätdata som finns tillgänglig dras några slutsatser.

Vattentemperaturen in- och ut till system 2 kan ses i figur 21 nedan.



Figur 21. Vattentemperatur in- och ut till system 2.

Som kan ses i figuren minskar temperaturskillnaden och båda temperaturerna stiger och sjunker med ett upprepande mönster mellan ungefär kl. 07.00-10.00 samt 15.00-18.00. Detta tyder på att den tillförda värmeeffekten ur avgaseconomizers inte räcker till för de stora ångförbrukarna, varvid den oljeeldade pannan börjar elda.

Orsaken till detta beteende hos temperaturerna beror på att den oljeeldade pannan eldar till en bestämd övre gräns på ångtrycket. Trycket får sedan sjunka till en bestämd lägsta gräns på ångtrycket, varvid den oljeeldade pannan startar igen. Detta leder till att trycket, och därav även temperaturerna, pendlar på detta vis.

Detta tyder även på att dessa förbrukare kräver en stor mängd värmeenergi som dessutom är av samma storlek även sommartid. Detta minskar mängden tillgänglig överlopps värmeenergi för EP-aggregatet ytterligare.

8. TILLGÄNGLIG ÖVERLOPPS VÄRMEENERGI

På basen av de grundliga mätningar som utförts ombord kan mängden tillgänglig överlopps värmeenergi sammanfattas och presenteras över ett typiskt driftdygn. Mängden överlopps värmeenergi presenteras separat för varm- och hetvattenkrets.

Den totala uppmätta värmeenergin som fås under ett typiskt driftdygn ur fartygets avgaseconomizers och som kunde tillföras hetvattenkretsen kan ses i figur 22.

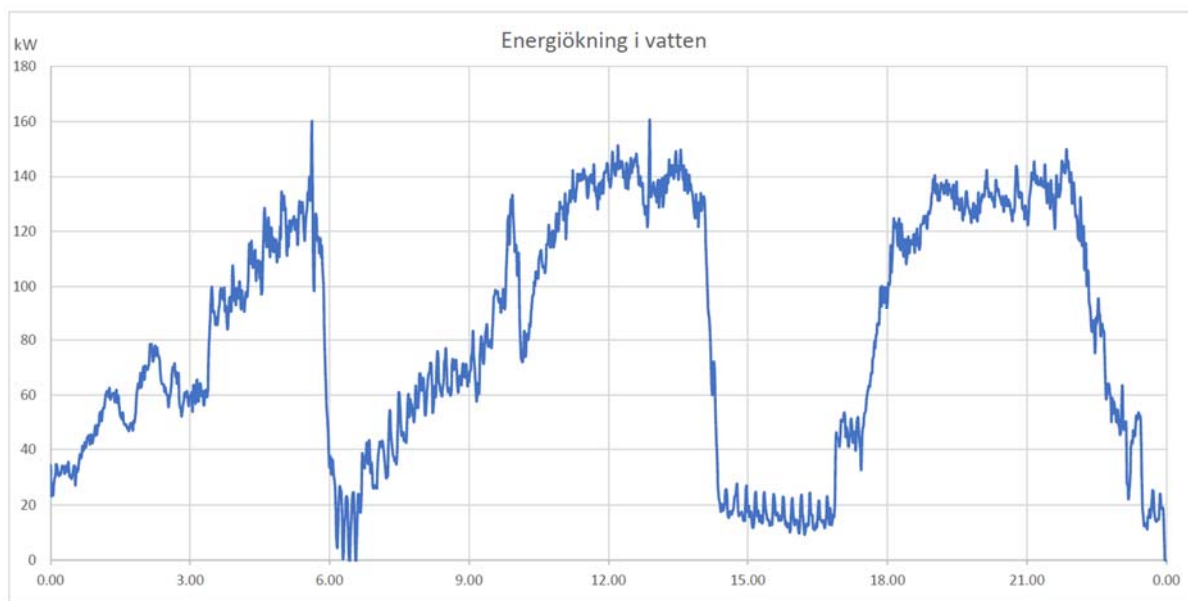
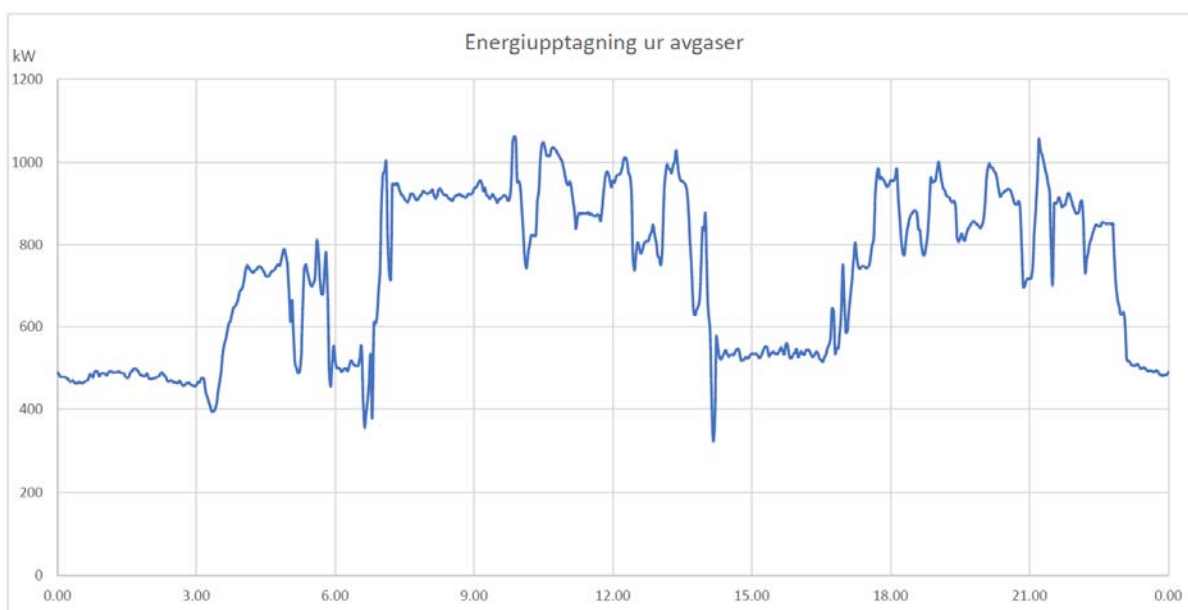


Figure 22. Total avgaseconomizereffekt på vattensidan under ett typiskt driftdygn.

Denna kan då jämföras med den beräknade effekten på avgassidan (se figur 23).

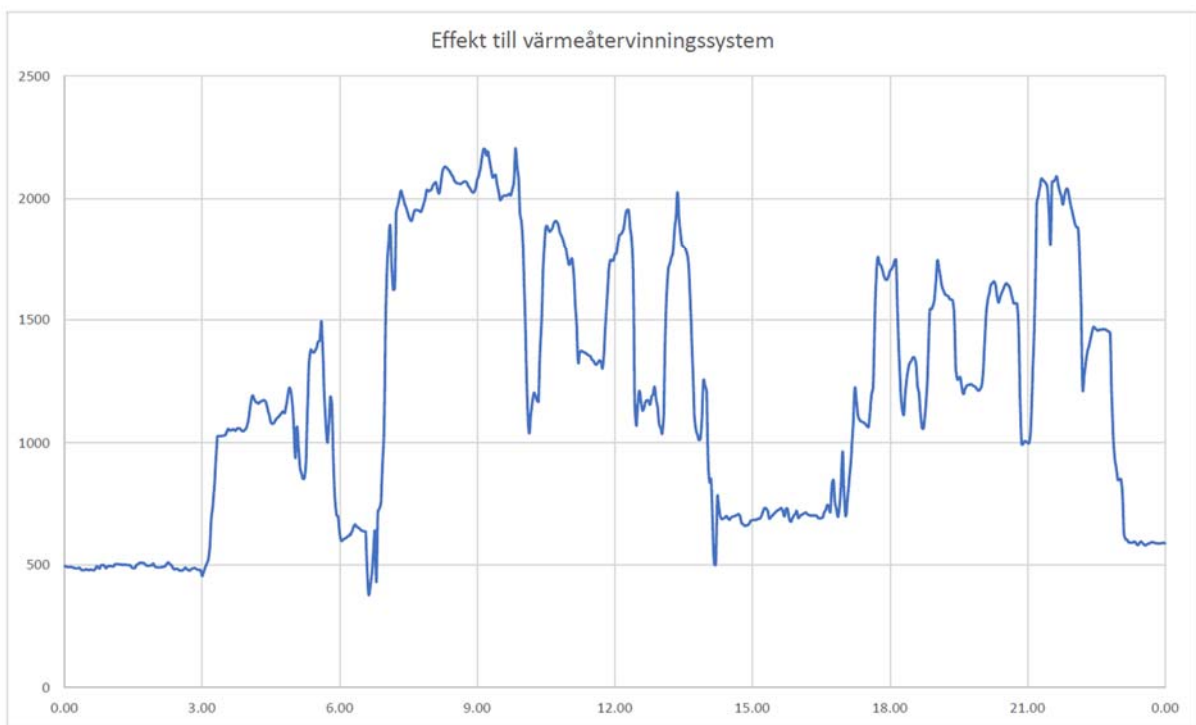


Figur 23. Total avgaseconomizereffekt på avgassidan under ett typiskt driftdygn.

Vid jämförelse av dessa två figurer kan det tydligt ses en väldigt stor skillnad i effekterna. Avgaseconomizereffekten är betydligt högre på avgassidan än på vattensidan. Det bör observeras att den beräknade effekten på avgassidan är idealiserad och i verkligheten är lägre. Effekten på vattensidan är troligen högre än den uppmätta och orsaken till detta påstående behandlas vidare i kap. 10.

Tidigare beräkningar visade att hetvattenkretsen torde tillföras en värmeeffekt på ca 840 kW för maximal uteffekt. Som kan ses i figur 23 uppnås denna idealiserade effekt på avgassidan endast några få timmar under ett typiskt driftdygn, medan de ångförbrukare som finns även sommartid minskar dessa timmar ytterligare.

Den totala beräknade värmeenergin som tillförs värmeåtervinningssystemet under ett typiskt driftdygn och som kunde tillföras varmvattenkretsen kan ses i figur 24.



Figur 24. Tillförd värmeenergi till värmeåtervinningssystemet under ett typiskt driftdygn.

Det bör igen observeras att denna värmeeffekt är idealiserad.

Tidigare beräkningar visade att varmvattenkretsen torde tillföras en värmeeffekt på ca. 265 kW. Vid jämförelse av värmeåtervinningssystemets förbrukning (se figur 20) och tillförd värmeenergi till värmeåtervinningssystemet (se figur 24) kan det ses att detta villkor uppfylls en relativt stor del av dygnet trots förbrukarna.

Det kan konstateras att en tillräcklig mängd värmeeffekt inte finns tillgänglig som kunde tillföras hetvattenkretsen, medan värmeenergin i värmeåtervinningssystemet som kunde tillföras varmvattenkretsen ser ut att räcka mer än väl. Den bristfälliga mängden värmeenergi för hetvattenkretsen kan dock tyvärr inte kompenseras med denna. Detta beror på att hetvattenkretsen som tillför värme till förångaren kräver en tillräckligt hög temperatur för att arbetsmediet i ORC-kretsen skall förångas, till vilket värmeåtervinningssystemets temperatur inte är hög nog.

Redan på basen av dessa slutsatser konstaterades i samråd med uppdragsgivare att installation av denna anläggning inte skulle vara ekonomiskt försvarbart. Som resultat av detta togs beslutet att inte undersöka detta ämne vidare.

9. SAMMANFATTNING ORCAN

I samråd med uppdragsgivare konstaterades att utredningen angående EP-aggregatet avslutas. Med uppdragsgivarens erfarenhet i området kunde ett konstaterande som detta göras utan vidare ekonomiska beräkningar.

Det kan konstateras att goda förutsättningar för installation av en anläggning som denna finns om fartyget skulle trafikera längre sträckor och med en högre belastning. Den nuvarande belastningen är betydligt lägre än vad fartyget är dimensionerat för och än vad förutsättningarna för en god och lönsam drift av anläggningen kräver.

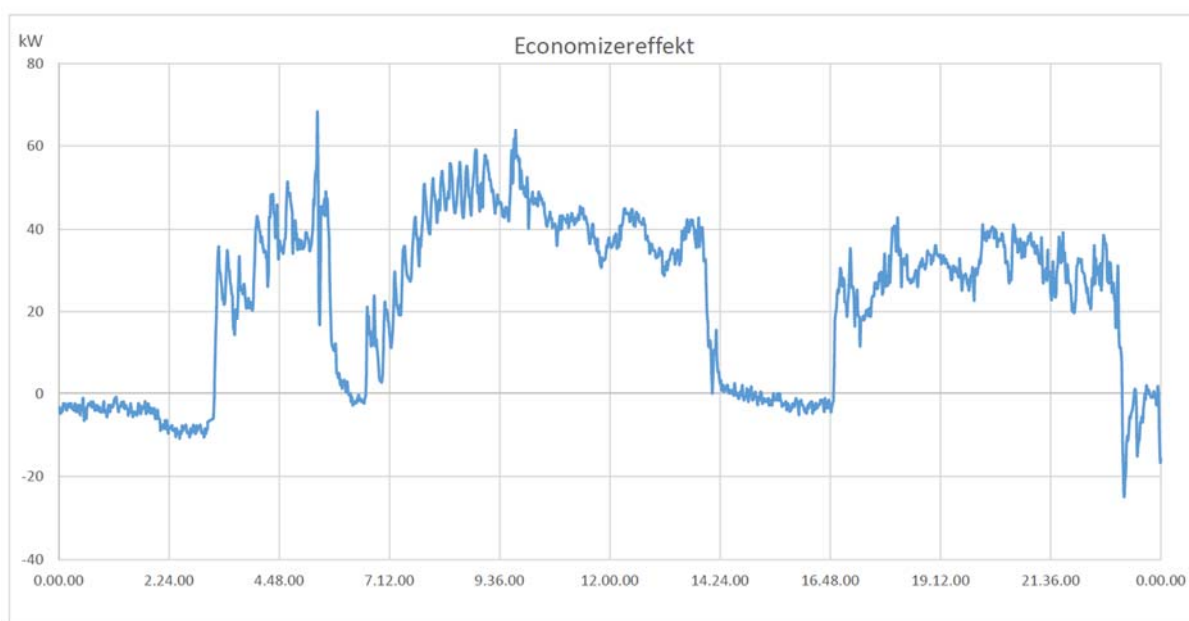
En installation som denna bör dock hållas i åtanke om fartygets rutt och tidtabell i något skede skulle ändras, då utrymme och överlopps energi som installationen förutsätter finns tillgängligt vid högre belastningsfall.

10. AVGASECONOMIZERPROBLEM

Under projektets gång lades stora mängder arbete på analys av mätresultat från fartygets avgaseconomizers. Då mätresultaten inte var tillfredställande och det till en början var svårt att se ett logiskt samband med rådande driftfall har en grundlig felanalys utförts.

Stora problem uppstod vid mätningar på system 2. Ett överraskande fenomen var kraftigt varierande uppmätta effekter på vattensidan trots en jämn motorbelastning (se bilaga 7). Vid jämförelse med effekt på avgassida och vattensida kan ses att effekten på vattensidan sjunker drastiskt då endast en motor är i bruk fastän den totala motoreffekten inte ändras. Detta leder till att effekten på avgassidan hålls relativt konstant, vilket även ses i bilaga 7.

Detta kan bero på flera olika faktorer, som t.ex. mätfel, men detta alternativ kunde uteslutas då fenomenet upprepades flera gånger vid liknande driftfall under perioden då mätningar utfördes. Dessutom säkerställdes mätdataens giltighet med flera olika temperaturmätare, medan det uppmätta flödet jämfördes med pumpdata. Att mätresultaten inte ger en för liten effekt bevisas även vid avstängd motor. I detta fall skulle en konstant stor negativ effekt fås (se figur 25).



Figur 25. Avgaseconomizereffekt på vattensidan för ME2.

Även vid mätning på endast avgaseconomizer tillhörande ME2 var den uppmätta effekten på vattensidan betydligt mindre än effekten på avgassidan, vilket ger bättre trovärdighet åt mätresultaten.

Detta tyder kraftigt på att förångning sker i avgaseconomizers. Då den uppmätta effekten är beräknad ur uppmätt flöde och temperaturhöjning kommer denna effekt få ett felaktigt värde. Detta beror på att temperaturhöjning och förångning av vatten kräver olika mängd energi och dessutom beräknas med olika metoder. I våra beräkningar framkommer då inte den energi det krävs för ångbildning av vatten.

Tillförd effekt $P_{\text{ång}}$ vid förångning av vatten beräknas med (Alvarez, 2006)

$$P_{\text{ång}} = \dot{m} \cdot r$$

där \dot{m} står för vattnets massflöde och r för vattnets ångbildningsvärme vid rådande tryck.

Denna förångning sker vid konstant temperatur, vilket innebär att formeln för beräkning av effekt vid temperaturhöjning inte beaktar detta fenomen.

Detta kan då förklara problemet som uppstod vid de olika driftfallen och den stora differensen i effekterna på avgas- och vattensida. Dock är det omöjligt att beräkna hur stor effekt som tillförs i avgaseconomizers då det är okänt hur stor del av vattnet som förångas i avgaseconomizers.

En annan förklaring till fenomenet som analyserades var om säkerhetsventiler i avgaseconomizers löstes ut som resultat av för högt tryck i dessa. Detta alternativ kunde dock uteslutas, då flera faktorer pekade åt annat håll. Dessa var:

- Kontinuerlig temperaturmätning utfördes på utgående rör från säkerhetsventiler. Inga märkbara temperaturhöjningar registrerades.
- Förbrukningen av tekniskt vatten är inte avsevärt stor.
- Okulär besiktning av utlopp på rör vid flera tillfällen, varvid inga tecken på ångflöde kunde hittas.

10.1 Vidare undersökning

Det är oklart hur avgaseconomizers och deras funktion påverkas av denna förångning, då dessa endast är avsedda för temperaturhöjning på vatten. Effekten på avgassidan och jämförelse med datablad tyder på att effekten som fås ur dessa inte är avsevärt lägre än vid optimalt funktionssätt.

I manualerna för fartygets avgaseconomizers anges att en liten del av vattnet förångas även vid optimal drift, men mätresultaten tyder i detta fall på att en större mängd vatten kokas än vad dessa är konstruerade för. I och med detta finns det orsak att kontakta konstruktör av dessa avgaseconomizers för att säkerställa att fenomen som detta inte är till skada för konstruktionen.

11. FÖRLUSTER I AVGASECONOMIZERS

Under projektets gång uppstod diskussion om förluster som uppstår i fartygets avgaseconomizers vid avstängd motor. Ett normalt tillvägagångssätt är att stänga av cirkulationspumpar då avgaseconomizers inte är i bruk, vilket även till en början har gjorts i detta fall.

Detta förfarande har dock ändrats på då konstruktören av fartygets avgaseconomizers har meddelat att cirkulationspumparna bör hållas igång även vid avstängd motor. Orsaken till detta är att konstruktionen utsätts för stora temperaturvariationer, vilket leder till värmespanningar (se 11.1) i denna.

11.1 Värmeutvidgning och spänningar

Då ett material utsätts för temperaturförändring kommer dess volym att förändras. En stång av t.ex. stål kommer då att utvidgas i alla riktningar, men oftast är det utvidgningen i längd som är mest betydande och intressant. Denna förändring δ i längd beskrivs av

$$\delta = L_0 \alpha \Delta T$$

där L_0 står för den ursprungliga längden vid en viss temperatur, α för längdutvidgningskoefficienten och ΔT för förändringen i temperatur (Dahlberg, 2001).

Om cirkulationspumparna då stängs av vid avstängd motor, kommer hela konstruktionens temperatur att sakta minska. Om avgaseconomizern då varit ur bruk t.ex. ett dygn och cirkulationspumpen startas, kommer detta leda till en snabb temperaturökning i de vattenförande delarna vilka då kommer utvidgas. Då resterande delar i konstruktionen inte är i direkt kontakt med detta heta vatten kommer dessa få en långsammare temperaturökning, vilket leder till att dessa inte utvidgas lika fort. Detta leder då till att de vattenförande delarna förhindras från att utvidgas fritt, varvid oönskvärda värmespanningar uppstår i konstruktionen.

11.2 Förluster

Då cirkulationspumparna bör hållas igång även vid avstängd motor kommer det cirkulerande vattnet att ha en högre temperatur än omgivningen. Fastän motorn är avstängd kommer en mängd luft att flöda genom avgaseconomizern. Detta innebär att avgaseconomizern får en invers funktion, då cirkulationsvattnets temperatur kommer att minska medan temperaturen

på luftflödet genom avgaseconomizern ökar. Detta är naturligtvis inte önskvärt, och detta är orsaken till att cirkulationspumpar ofta stängs av vid avstängd motor. Av denna orsak har mätningar utförts vid avstängd motor för att undersöka hur stora mängder energi bortförs via avgaseconomizern.

11.3 Mätningar

För att få en uppfattning av hur stora mängder energi som bortförs har mätningar utförts på avgaseconomizer tillhörande ME2. Denna innehöll mätning av vattenflöde och temperaturförändring på detta i avgaseconomizern. Mätningen utfördes kontinuerligt i fyra dygns tid.

Under denna tidsperiod var ME2 ur bruk i två dygn i sträck för att säkerställa fullständig avkylning av konstruktionen. Det gjordes även ett försök på mätning av luftflödet i avgaskanalen, vilket dock misslyckades pga. att mätutrustningen inte kunde registrera den låga flödes hastigheten i avgaskanalen. Det bör dock inte antas att luftflödet är litet, då avgaskanalens stora tvärsnittsarea kan betyda ett stort luftflöde trots den låga flödes hastigheten.

Värmeeffekten beräknades med tidigare redovisade formel för temperaturökning av vatten. Mätresultat från ett dygn efter att motorn varit ur bruk kan ses figur i 26.



Figur 26. Uppmätt avgaseconomizereffekt vid ME2 ur bruk.

Som kan ses fås en negativ effekt (förlust), vilket bekräftar den teorin som presenterades tidigare. Den uppmätta förlusten är inte så stor, men det bör observeras att mätningarna gjorts direkt vid inlopp och utlopp till avgaseconomizern. Detta innebär att det finns tiotals meter rör som vattnet skall transporteras i innan det når den oljeeldade pannan, varvid förlusten blir större.

Enligt det typiska driftfallet finns det alltid en huvudmotor och två hjälpmotorer ur bruk. Detta innebär att den totala förlusten blir större. Mätningar utfördes endast på en huvudmotors avgaseconomizer, men förlusten i en hjälpmotors avgaseconomizer kan ändå uppskattas.

Avgaskanalen för en huvudmotor uppmättes till 900 mm medan den för en hjälpmotor uppmättes till 600 mm. Detta innebär att luftflödet i hjälpmotorernas avgaskanaler är mindre än i huvudmotorernas. Teknisk data ger att värmeöverföringsytan för en huvudmotors avgaseconomizer är 115 m² och för en hjälpmotors 134 m². Här antas att denna större värmeöverföringsyta kompenserar det lägre luftflödet, varför förlusten i hjälpmotorernas avgaseconomizers antas vara lika stor.

Efter beskedet att cirkulationspumpar bör hållas igång vid avstängd motor har fartygets driftspersonal noterat en markant ökning i bränsleförbrukning för de oljeeldade pannorna. Denna ökning i bränsleförbrukning har varit ca. 200-300 kg per dygn. Utifrån detta kan den med bränslet tillförda effekten $P_{br.}$ beräknas med (Alvarez, 2006)

$$P_{br.} = \dot{m} H_i$$

Där \dot{m} står för bränslets massflöde och H_i för bränslets effektiva värmevärde. Detta ger då

$$P_{br.} = \frac{200 \frac{kg}{dygn}}{24 \frac{h}{dygn} \cdot 3600 \frac{s}{h}} \cdot 42000 \frac{kJ}{kg} = 97 kW$$

$$\text{och } P_{br.} = \frac{300 \frac{kg}{dygn}}{24 \frac{h}{dygn} \cdot 3600 \frac{s}{h}} \cdot 42000 \frac{kJ}{kg} = 146 kW.$$

Då driftspersonalen kunnat se en stadig ökning i bränsleförbrukningen direkt efter att cirkulationspumparna börjat hållas igång vid avstängd motor kan denna metod ses pålitlig. Vid jämförelse med de uppmätta förluster kan skillnaden konstateras vara relativt stor, men det är väsentligt att observera att den uppmätta förlusten är själva avgaseconomizerns förlust

som inte tar hänsyn till värmeförluster i rör mm. I och med dessa faktorer kan den via bränsleförbrukningen beräknade förlusten anses vara mest trovärdig.

11.4 Förbättringsförslag

En ökning i bränsleförbrukning av denna storlek är en direkt förlust både ekonomiskt och ekologiskt. Därav bör det läggas ytterst stor vikt på att hitta en fungerande lösning för att undvika denna förlust.

Då avstängning av pumpar inte är ett alternativ bör fokus ligga på luftflödet i avgaskanalen vid avstängd motor. Detta låter till en början enkelt, men då motorer gärna hålls i kontinuerlig stand-by då fartyget gör framfart stryks en handfull olika alternativ bort.

Ett alternativ är att installera någon form av spjäll i avgaskanalen. Denna kunde dessutom fjärrstyras för att försnabba uppstart av motor i nödsituation. En stor nackdel med installationen är att denna blir en väldigt kritisk komponent då detta spjäll alltid måste vara öppet vid uppstart och körning av respektive motor. Om ett fel skulle uppstå och spjället förbli stängt innebär detta att motorn skulle vara obrukbar tills felet åtgärdats. Risken för detta kunde delvis minskas genom fjäderfunktion, var spjället skulle stängas med t.ex. pneumatik. Vid fel skulle då spjället automatisk vara i öppet läge. Detta förhindrar dock inte spjället från att fastna mekaniskt.

Ett annat alternativ är att manuellt montera lufttäta huvar på turbinerna för att förhindra luftflöde genom avgaskanalerna vid avstängd motor. Detta skulle vara en snabb, enkel, säker och billig lösning. Den enda nackdelen är att denna måste demonteras manuellt även i en nödsituation. Trots att detta är en snabb process, kunde den förlorade tiden vara livsavgörande.

Då montering av huvar är en väldigt enkel och billig metod bör denna möjlighet absolut vidareutvecklas för förverkligande. Fastän huvarna inte skulle ge önskvärt resultat leder testet inte till en markant förlust. Då detta alternativ inte kräver modifiering av befintliga system kan det lätt återgå till gamla tillvägagångssätt.

12. SLUTSATSER

På basen av de mätningar som gjorts och diskussioner med uppdragsgivare kan det konstateras att en installation som denna inte är ekonomiskt försvarbar med den tidtabell och belastning som fartyget nu trafikerar med.

Detta projekt bör dock inte dömas oanvändbart och glömmas bort, då en annan tidtabell och rutt med högre belastningsfall kunde ge goda förutsättningar för installation av EP-aggregatet. Dessutom torde den fysiska installationen inte orsaka desto större besvär, då den tänkta platsen i fartygets AC-rum har relativt gott om fritt utrymme. Utrymmet är anpassat för installation av apparatur av denna typ då AC-kylkompressorer innehållande köldmedium redan är installerade i detta utrymme. Då rörledningar som EP-aggregatets varmvattenkrets skulle anslutas till redan är dragna till utrymmet och en sjökista för tillförsel av kylvatten i princip finns direkt intill tänkta placeringen för aggregatet minimeras även rördragningen. Endast ång- och kondensatledningar skulle kräva rördragning genom flera vattentäta sektioner.

Trots de stora avvikelserna i uppmätt- och teoretisk överlopps energi kan det konstateras att en tillräcklig mängd överlopps energi inte finns tillgänglig. Detta kan konstateras då inte ens teoretiska värden uppnår de energimängder som krävs för effektiv drift av aggregatet. Denna stora skillnad väckte misstankar om att förångning äger rum i fartygets avgaseconomizers. Detta har då undersökts vidare då mätresultaten tydde kraftigt på att en väldigt låg effekt gavs av fartygets avgaseconomizers. Detta kunde dock motbevisas då en stor mängd av värmeenergi avlägsnas från avgaserna över avgaseconomizern. Det finns skäl för vidareundersökning då det är oklart hur stor del av vattenflödet förångas samt hur detta påverkar effektivitet och konstruktionens livslängd.

Mot slutändan av projektet lades vikt av större grad på att söka praktiska lösningar för att minska förluster på de avgaseconomizers som inte är i drift. Sökandet av mer praktiska lösningar gav en lagom balans till de mer teoretiska undersökningarna som projektet bestod av till en början.

Energibesparing och anläggningar som Orcan EP är väldigt aktuella i dagens läge då det läggs stor vikt på energibesparing, miljö och ekonomi. Detta aktuella område har därför varit väldigt intressant då framtiden tyder tydligt på flera, mer omfattande och kreativa lösningar. Fastän resultatet inte blev önskvärt har detta projekt givit värdefulla kunskaper och varit givande i flera olika tekniska områden. Med dessa ord kan vi slutföra detta projekt fyllda med stor stolthet och glädje.

KÄLLOR

- Alvarez, H. (2006). *Energiteknik*. Lund: Studerandelitteratur Ab.
- Bethel Afework, J. H. (den 21 July 2018). *Rankine Cycle*. Hämtat från Energy Education:
https://energyeducation.ca/encyclopedia/Rankine_cycle
- Birka Cruises*. (den 07 Januari 2020). Hämtat från Birka Cruises: <https://www.birka.se/om-foretaget>
- Birka Cruises. (den 05 Februari 2020). *Birka Cruises*. Hämtat från Pressrum:
<https://www.birka.se/pressrum>
- Dahlberg, T. (2001). *Teknisk hållfasthetslära*. Lund: Studentlitteratur AB.
- Encyclopædia Britannica. (den 16 September 2019). *Thermocouple*. Hämtat från
Encyclopædia Britannica: <https://www.britannica.com/technology/thermocouple>
- Epa US. (2017). Understanding Global Warming Potentials. *Recuperado el*. Hämtat från
<https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>
- FLEXIM AMERICAS Corporation. (den 01 Februari 2020). Technical Specification, Fluxus F601. *Fluxus F601*. Edgewood, NY 11717, USA: FLEXIM GmbH 2020.
- Grant Instruments. (2019). *SQ2010*. Hämtat från Grant Instruments:
<https://www.grantinstruments.com/data-acquisition/squirrel-loggers/sq2010>
- Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (den 07 April 2020). *Organic Rankine Cycle Technology*. Hämtat från Mitsubishi Heavy Industries:
https://www.mhi.com/products/energy/organic_rankine_cycle.html
- Nydal, R. (2010). *Praktisk Kylteknik*. Halmstad: Svenska Kyltekniska Föreningen.
- Orcan Energy AG. (2018). Installation manual eP M 050.100 HP | eP M 050.100 HD. *Original Manual*. Orcan Energy AG.
- Ramsay S, T. A. (2016). *Genomförbarhetsstudie av ORC-anläggning, M/S Birka Stockholm*. Högskolan på Åland.
- U.S Department of Energy. (Mars 2008). Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S Industry.
- U.S. Geological Survey. (Februari 2020). *Water Density*. Hämtat från USGS:
https://www.usgs.gov/special-topic/water-science-school/science/water-density?qt-science_center_objects=0#qt-science_center_objects
- Wikipedia. (den 19 Februari 2019). *Rankinecykel*. Hämtat från Wikipedia, The Free Encyclopedia: <https://sv.m.wikipedia.org/wiki/Rankinecykel>

Wikipedia. (den 22 Februari 2020). *Thermocouple*. Hämtat från Wikipedia:

<https://en.wikipedia.org/wiki/Thermocouple>

Wärtsilä Finland Oy. (2007). *Wärtsilä 46 Project Guide*. Vaasa.

Wärtsilä Finland Oy. (2018). *Wärtsilä 32 Product Guide*. Vaasa: Wärtsilä, Marine Solutions.

BILAGOR

Bilaga 1: System 1 och 2

Bilaga 2: Energiflöden till och från EP-aggregat

Bilaga 3: Inkoppling av EP-aggregat

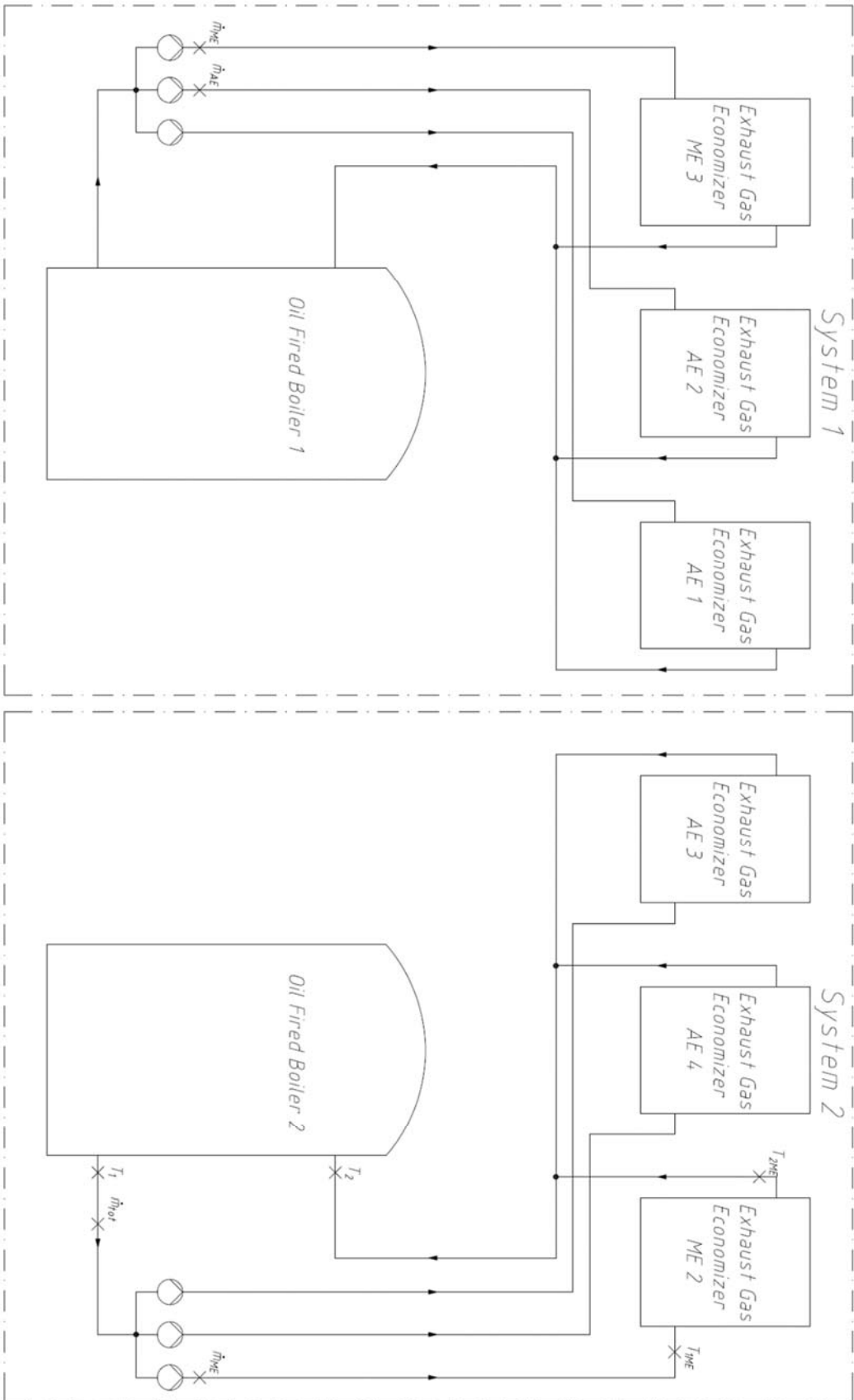
Bilaga 4: Placering av EP-aggregat i fartyget

Bilaga 5: Värmeåtervinningsystem

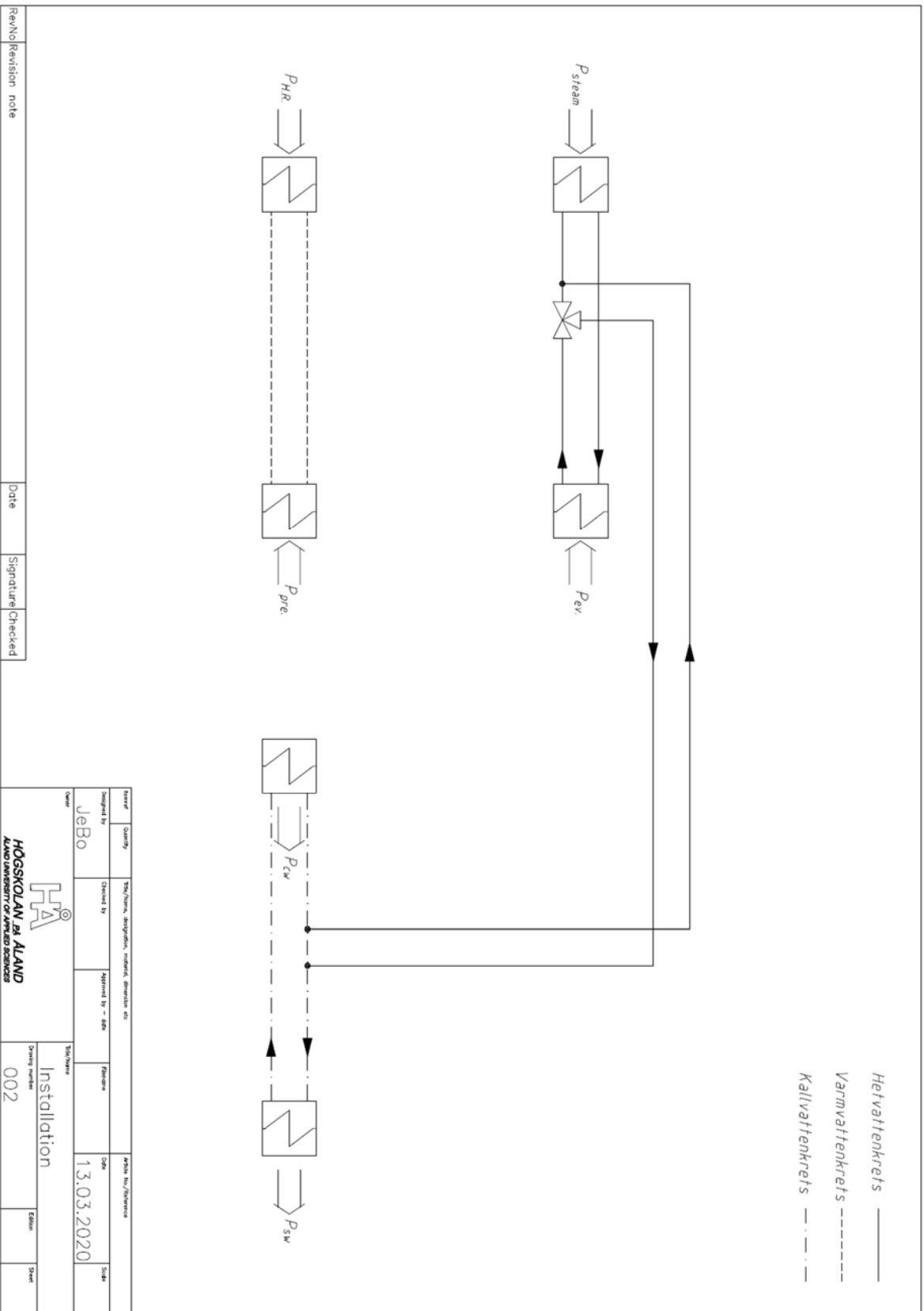
Bilaga 6: Mätvärden ur IAS-systemet tillsnyggade i AutoCAD

Bilaga 7: Effektjämförelse


Bilaga 1



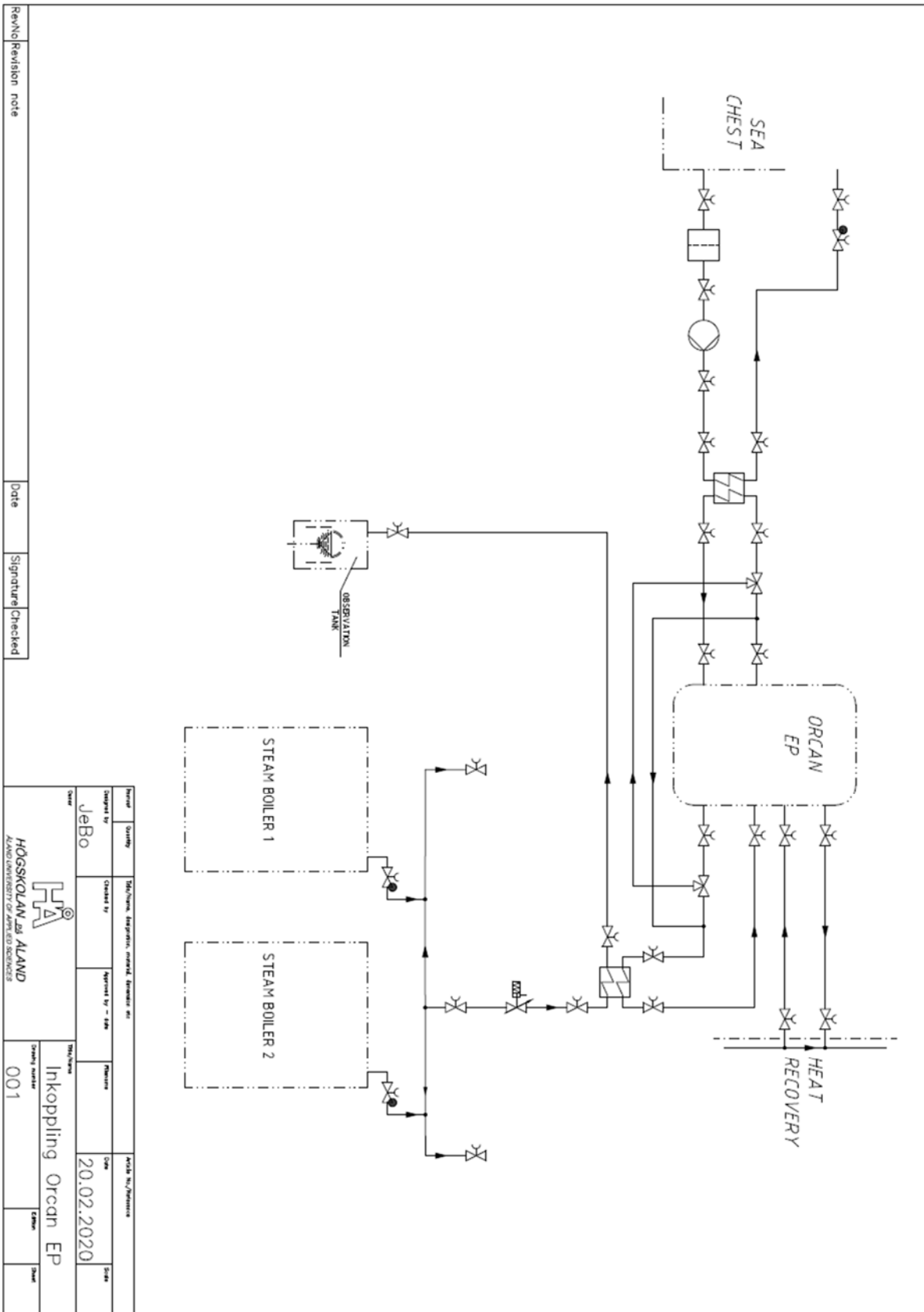
Bilaga 2



RevNo/revision note	Date	Signature	Checked
---------------------	------	-----------	---------

Author	Quantity	Title/Name, designation, material, generation etc.		Article No./Reference
Designed by JEBØ	Checked by	Approved by - date	Revision	Date
 HOGSKOLAN PÅ ÅLAND ÅLAND UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES		Title/Name Installation		Date
Order number	002		Edition	Sheet

Bilaga 3



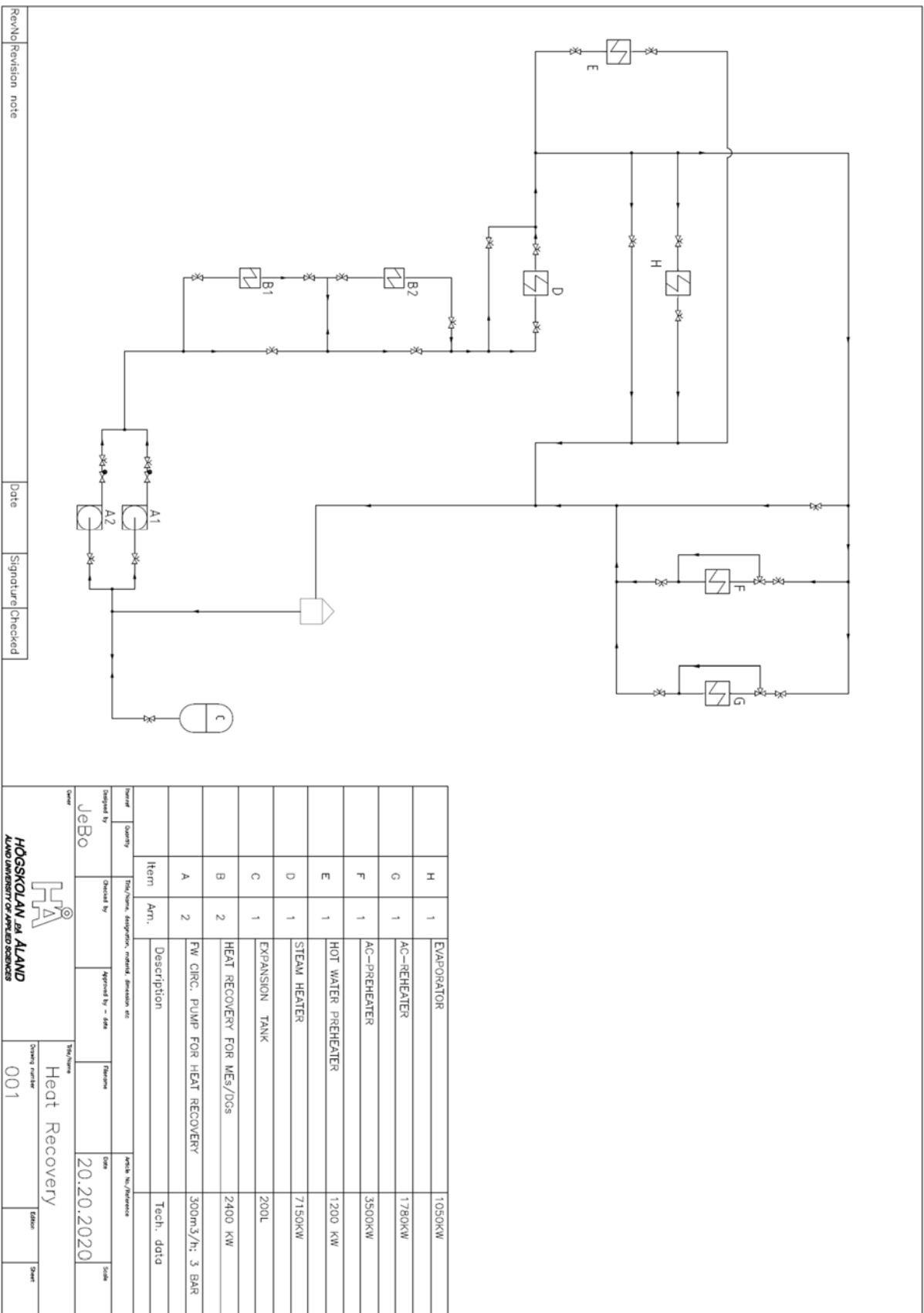
RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

Revised	Quality	Thru/Name, Description, material, dimension, etc.	Scale

Designed by	Checked by	Approved by - ERM	Revision	Code	Scale
JeBo					

Owner	Thru/Name	Project number	Scale
HØGSKOLEN I ÅLAND ÅLAND UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES	Inkoppling Orcan EP	001	Sheet

Bilaga 5



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

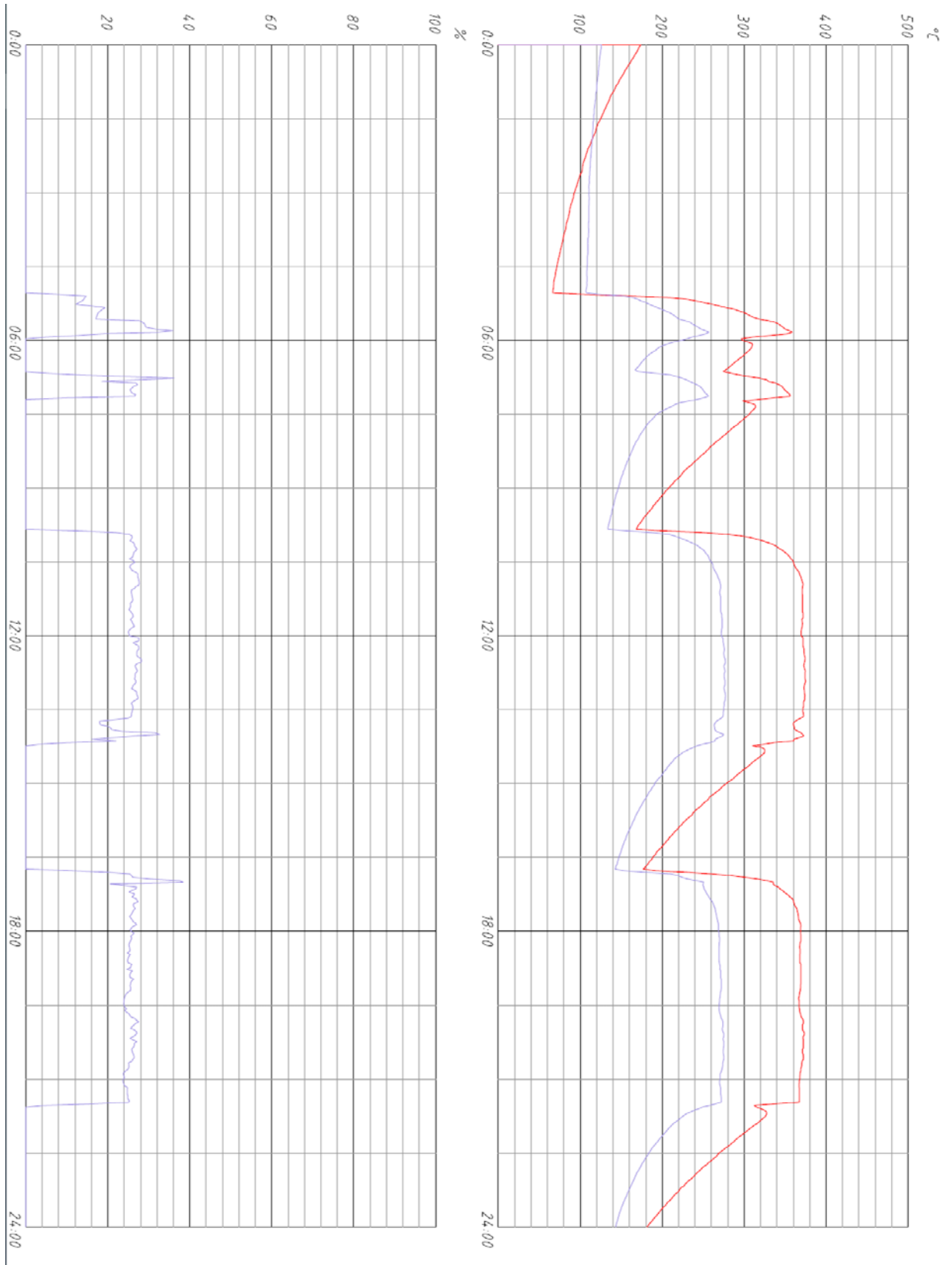
Item	Qty	Description	Unit
H	1	EVAPORATOR	1050KW
G	1	AC-REHEATER	1780KW
F	1	AC-PREHEATER	3500KW
E	1	HOT WATER PREHEATER	1200 KW
D	1	STEAM HEATER	7150KW
C	1	EXPANSION TANK	200L
B	2	HEAT RECOVERY FOR MES/DOS	2400 KW
A	2	PW CIRC. PUMP FOR HEAT RECOVERY	300m ³ /h; 3 BAR

Designed by: JeBo
 Checked by: []
 Approved by: []
 Date: 20.20.2020


HÖRSKOLAN JAM ALAND
 ÅLAND UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Title: Heat Recovery
 Drawing number: 001
 Edition: []
 Sheet: []

Bilaga 6



Bilaga 7

