



CHALMERS



Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine

Ett system som omvandlar spillvärme till elektricitet

Kandidatarbete inom Sjöingenjörsprogrammet

Viktor Bengtzing

Ludvig Boström

RAPPORTNR. SI-15/153

Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine
Ett system som omvandlar spillvärme till elektricitet

VIKTOR BENG TZING
LUDVIG BOSTRÖM

Institutionen för sjöfart och marin teknik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige, 2015

Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine

Ett system som omvandlar spillvärme till elektricitet

Energy optimization through Wet Steam Turbine

A system that converts waste heat into electricity

Viktor Bengtzing

Ludvig Boström

© V. Bengtzing, L. Boström, 2015.

Rapportnr. SI-15/153

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

Omslag

M/S Stena Scandinavica (Stena Line 2015)

Tryckt av Chalmers

Göteborg, Sverige, 2015

Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine

Ett system som omvandlar spillvärme till elektricitet

Viktor Bengtzing
Ludvig Boström

Institutionen för sjöfart och marin teknik
Chalmers tekniska högskola

Sammanfattning

Vid årsskiftet 2014/2015 tillträdde nya krav gällande utsläppen av svaveldioxid inom Sulphur Emission Control Area (SECA). Svaveldioxid bidrar till försurning och är hälsovådligt, det bildas under förbränningsprocessen och förs via avgaserna ut i atmosfären. I SECA-området som omfattar Östersjön, Nordsjön och Engelska kanalen gäller numera 0,1 viktprocent svavel i bränslet, vilket är en sänkning från tidigare 1,0 procent som gällt sedan 2010. För att bemöta det nya regelverket tvingas flertalet fartyg byta bränsle. Till följd av prisskillnaden och att bränslekostnaderna utgör den största delen av kostnaderna för ett fartyg, har övergången inte skett tidigare.

De alternativa bränslena är lättflytande vid lägre temperaturer och kräver därför inte samma behov av uppvärmning. Bränslebytet har därför medfört möjlighet att återvinna energi i annat syfte. Intresset för energieffektivisering och ökad miljömedvetenhet utgör grunden till frågeställningarna i denna studie.

I den här fallstudien utreds möjligheterna till energieffektivisering av fartyget Stena Scandinavica genom implementering av ett system med Wet Steam Turbine. Anläggningen är avsedd att vara en del av ett ångkraftssystem med syftet att producera elektricitet från spillvärme. En Wet Steam Turbine är en speciellt utformad ångturbin som drivs med fuktig ånga varpå den skiljer sig något från en konventionell ångturbin.

Resultatet visar att cirka 15 procent av en årlig energiproduktion via dieselgeneratorerna går att spara via installationen. Studien pekar även på betydande utsläppsminskningar av koldioxid och svaveldioxid.

Nyckelord

Energieffektivisering, Fuktig ånga, Kondenskraftanläggning, Miljöoptimering, ORC, SECA, Spillvärmeåtervinning, Rankinecykel, Wet Steam Turbine, Ångkraftanläggning

Abstract

At the turn of 2014/2015 new regulations took place regarding sulphur dioxide emissions in the Sulphur Emission Control Area (SECA). Sulphur dioxide contributes to acidification and is harmful to health, it is formed during the combustion process and is released in the atmosphere by the exhaust gases. The SECA, which includes the Baltic Sea, the North Sea and the English Channel has a limit of 0,1 weight percent sulphur in the fuel. Decreased from the previous 1,0 percent in affect since 2010. To meet the new regulations a majority of the ships are changing fuel. As a result of the difference in price, the transition has not been done before.

The alternative fuels are viscous at lower temperatures and there do not require heating. The change of fuel has led to the ability to recover energy for other purposes. The interest in energy efficiency and increased environmental awareness is the basis of the questions in this study.

This case study is investigating the possibilities of energy optimizing a ship through the implementation of a Wet Steam Turbine system. The technology is intended to be a part of a steam power system with the purpose of producing electricity from waste heat. A Wet Steam Turbine is a specially designed steam turbine that runs on wet steam and are therefore different in comparison to a conventional steam turbine.

The result shows that 15 percent of the total amount of a yearly diesel electric energy production can be saved through the system. The study also indicates on a significant reduction of emissions by carbon dioxide and sulphur dioxide.

Keywords

Condensing Power Generation, Energy Efficiency, Environmental Optimization, ORC, Rankine Cycle, SECA, Steam Power Generation, Waste Heat Recovery, Wet Steam, Wet Steam Turbine

Förord

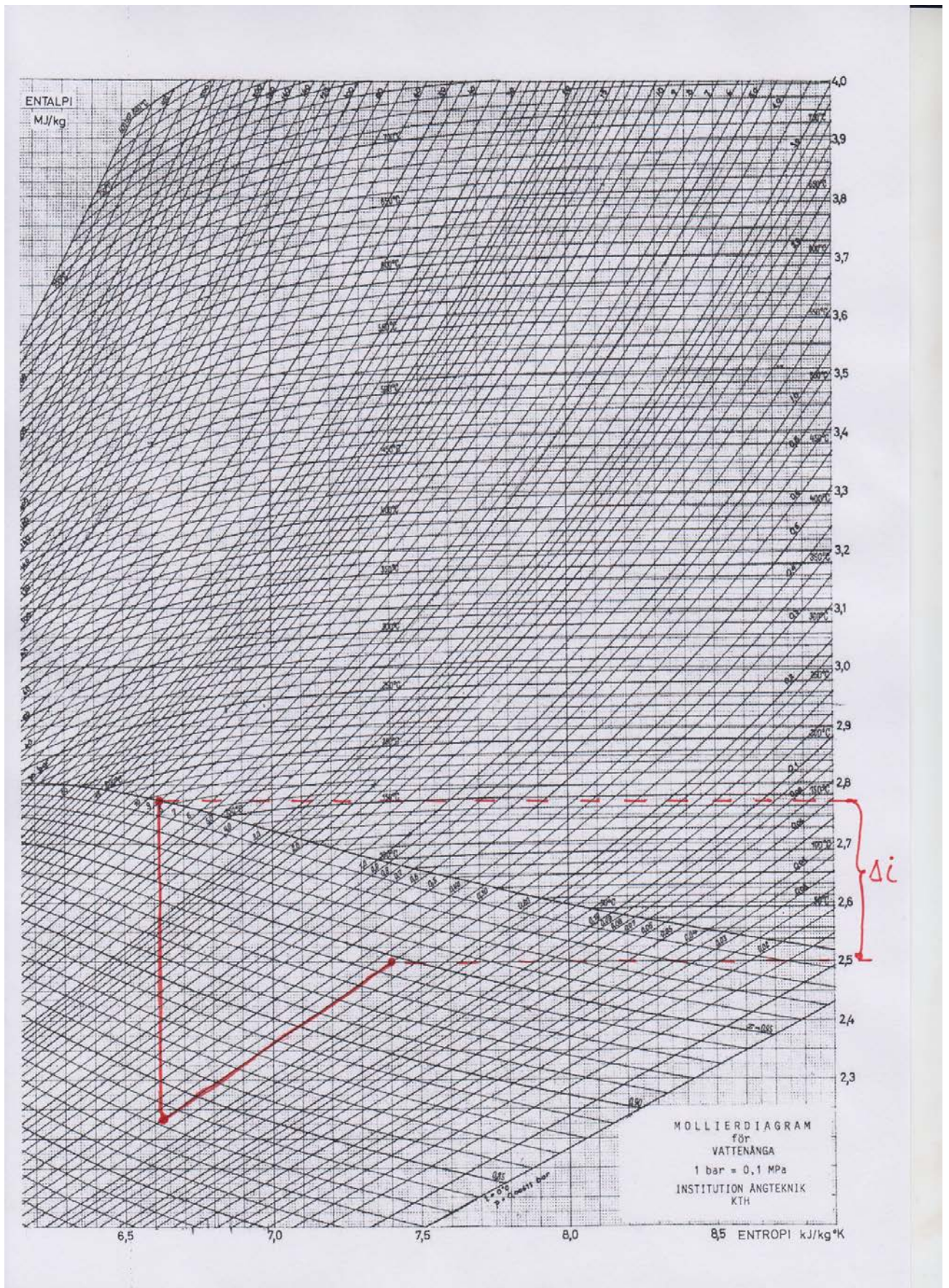
Författarna skulle vilja tacka handledare Cecilia Gabrielli för stort engagemang och stöd under arbetets gång.

Ett stort tack riktas även till Stena Line med Andreas Ericson och Robert Paulsson Hvit som bidragit med kunskap och viktiga data. Ni har på ett betydande sätt medverkat till att detta arbete varit genomförbart. Vi vill även tacka besättningsmedlemmarna ombord på Stena Scandinavica för att ni tog er tid att svara på våra frågor.

Innehållsförteckning

| | |
|---|-----|
| Sammanfattning | i |
| Abstract | ii |
| Förord | iii |
| Innehållsförteckning | iv |
| Figurförteckning | 1 |
| Tabellförteckning | 1 |
| Beteckningar..... | 1 |
| 1 Inledning..... | 2 |
| 1.1 Syfte..... | 3 |
| 1.2 Frågeställning | 3 |
| 1.3 Avgränsningar | 3 |
| 2 Teoretisk bakgrund..... | 4 |
| 2.1 Bränslen | 4 |
| 2.2 Det nya svaveldirektivet | 5 |
| 2.3 Förbränningsprocessen | 6 |
| 2.3.1 Värmebalans | 6 |
| 2.3.2 Arbetsprincip för dieselmotorn..... | 7 |
| 2.3.3 Luftbehov vid förbränning | 8 |
| 2.4 Avgaser | 9 |
| 2.4.1 Avgasmängd | 9 |
| 2.4.2 Avgasernas egenskaper | 9 |
| 2.5 Spillvärmeåtervinning | 11 |
| 2.5.1 Rankinecykeln | 11 |
| 2.5.2 Organic Rankine Cycle (ORC) | 13 |
| 2.5.3 Kraftturbin | 13 |
| 2.5.4 Kondenskraftanläggning | 14 |
| 2.6. Komponenter i en kondenskraftsanläggning | 15 |
| 2.6.1 Ångturbin | 15 |
| 2.6.2. Wet Steam Turbine (WST) | 16 |
| 2.6.3 Avgaspannor..... | 17 |
| 2.6.4 Kondensor | 18 |
| 2.7 Ångors termodynamik | 19 |
| 3 Metod | 22 |
| 3.1 Fallstudie | 22 |

| | | |
|-----|--|----|
| 3.2 | Datainsamling | 23 |
| 3.3 | Analys | 23 |
| 4 | Resultat | 24 |
| 4.1 | Specifika förutsättningar för Stena Scandinavica | 24 |
| 4.2 | Anläggningens krav | 24 |
| 4.3 | Energibesparing | 24 |
| 4.4 | Miljöoptimering | 25 |
| 5 | Diskussion | 26 |
| 5.1 | Resultatdiskussion | 26 |
| 5.2 | Metoddiskussion | 27 |
| 6 | Slutsatser | 28 |
| 6.1 | Förslag på framtida examensarbeten | 28 |
| | Referenser | 29 |
| | Bilaga 1, Beräkningar och analys | 31 |
| | Bilaga 2, Bänktest | 35 |
| | Bilaga 3, Driftdata Stena Scandinavica | 36 |
| | Bilaga 4, Fakta om M/S Stena Scandinavica | 37 |
| | Bilaga 5, Mollierdiagram, entalpiändring WST | 38 |



..... 38
 Bilaga 6, Märklåt avgaspanna 39

Figurförteckning

Figur 1. Värmebalansdiagram/Sankeydiagram

Figur 2. Teoretiskt genomförbar Carnot-process i ångkraftanläggning (Egenritad)

Figur 3. Grundläggande kopplingsschema för en simpel ångkraftanläggning (Egenritad)

Figur 4. Verklig ångkraftprocess med överhettning (Egenritad)

Figur 5. Ångkraftprocess med WST (Egenritad)

Figur 6. Fasdiagram (Wikipedia 2015)

Figur 7. Ångbildningskurva (Egenritad)

Tabellförteckning

Tabell 1. Specifik luft och avgasmängd för olika motorer

Tabell 2. Driftfallstabell

Beteckningar

| | |
|------|--|
| Bara | Absoluttryck |
| HFO | Heavy Fuel Oil |
| IMO | International Maritime Organization |
| MDO | Marine Diesel Oil |
| MGO | Marine Gas Oil |
| MT | Metriskt Ton |
| ND | Nedre dödläge |
| ORC | Organic Rankine Cycle |
| SECA | Sulphur Emission Control Area |
| VTI | Statens väg- och transportforskningsinstitut |
| WST | Wet Steam Turbine |
| ÖD | Övre dödläge |

1 Inledning

Bränslet utgör oftast den största delen av de totala utgifterna för driften av ett fartyg. Följaktligen styr bränslepriserna i stor utsträckning lönsamheten för sjöfartsnäringen. Heavy Fuel Oil (HFO) har sedan lång tid varit det billigaste fartygsbränslet på marknaden och således det mest använda (Lindstad. H, 2013). HFO är en restprodukt från raffineringprocessen och innehåller därför betydande mängder föroreningar från råoljan. Med dagens klimatutmaningar har energieffektivitet och bränslebesparingar blivit allt viktigare. Dieselmotorn har under flera decennier ständigt utvecklats för att höja verkningsgraden. I dagsläget har en gräns uppnåtts beträffande dieselmotorns grad av belastning och vad som kan göras angående effektiviteten. Den största förlorade energimängden återfinns i avgaserna som produceras vid förbränningen. För att förbättra anläggningens totala verkningsgrad tillämpas bland annat avgaspannor för att omsätta spillvärme till användbar energi.

Vid årsskiftet 2014/2015 trädde nya lagar i kraft beträffande de miljökrav som ställs på fartyg som trafikerar inom Sulphur Emission Control Area (SECA) i Nordeuropa (Holmgren J, Nikopoulou Z, Ramstedt L, Woxenius J. 2014). Regelverket som gäller för området vilket omfattar Östersjön, Nordsjön och Engelska kanalen, har tidigare tillåtit en svavelhalt på 1,00 viktprocent i det bränsle som används ombord. Från och med år 2015 skärptes kravet till ett maximalt värde på 0,10 viktprocent i bränslet.

Den primära anledningen till att man vill sänka svavelnivåerna i bränslet är för att minska utsläppen av svaveldioxid. Svaveldioxid är en gas som bildas under förbränningen då svavel i bränslet, till följd av den höga temperaturen, reagerar med syrgas i förbränningsluften. Effekterna vid bildandet av svaveldioxid sker följaktligen då gasen kommer ut i atmosfären där den reagerar med vatten och syrgas som tillsammans bildar svavelsyra. Den starka syran faller därefter ner över mark och sjöar som försuras (Andreasen A, Mayer S. 2007). Svaveldioxid är dessutom hälsoskadligt då det orsakar irritation av luftvägar och höga halter ökar förekomsten av andningsrelaterade sjukdomar.

För att bemöta de nya svaveldirektiven väljer flertalet rederier att gå ifrån HFO som bränsle till förmån för bränslen med lågt svavelinnehåll (Holmgren J, Nikopoulou Z, Ramstedt L, Woxenius J. 2014). Dessa alternativa bränslen är mindre krävande med avseende på behov av uppvärmning. På de fartyg där HFO-bränslet tidigare värmts med ånga har därför det totala ångbehovet blivit mindre. Om mängden ånga som produceras via avgaspannorna avtar medför det att spillvärmerna i avgaserna ökar och bränsleekonomin försämras. Istället för att reducera ångproduktionen kan istället systemet utnyttjas för att skapa elektrisk energi.

Genom att låta ångan expandera i en turbin avsedd för ånga av den fuktighetsgrad som erhålls ombord borde det vara möjligt att via en generator producera elektricitet. En sådan typ av turbin kallas Wet Steam Turbine (våt-ångturbin). Tekniken är hittills relativt obeprövad inom sjöfarten men allt fler aktörer börjar intressera sig för nya sätt att energieffektivisera. Den här studien avser bland annat att utreda förutsättningarna för driften av ett Wet Steam Turbine system ombord på Stena Scandinavica.

1.1 Syfte

Syftet är att, genom en fallstudie utreda möjligheten till installation av en Wet Steam Turbine ombord på Stena Scandinavica, samt utforska potentiella vinningar vid investering av detta system.

1.2 Frågeställning

- Hur mycket energi kan årligen sparas med ett Wet Steam Turbine system? Vad kostar det att producera samma mängd energi med dieselgeneratorer?
- Vad är rimliga antaganden gällande utrymme och integrering av befintliga system?
- Finns det några miljömässiga fördelar med Wet Steam Turbine, i så fall vilka?

1.3 Avgränsningar

Beräkningar i studien baseras på driftdata från ro-pax färjan M/S Stena Scandinavica som trafikerar rutten Göteborg – Kiel. Via ett mjukvaruprogram kan driftdata som loggas ombord laddas hem från en server. Resultaten i denna studie grundas på driftdata sett över tre månader.

I dagsläget finns det färdiga anläggningar med Wet Steam Turbine från flera tillverkare på marknaden. Dock finns sådana anläggningar endast installerade på ett fåtal fartyg världen över. Någon dokumentation eller övrig fakta med avseende på drifts och installationskostnader är svår att finna och applicera på den här studien. Fortsättningsvis kräver tillämpning av ny utrustning ombord på ett fartyg olika typer av klassning. Denna utförs av fackmän från ett klassningssällskap. Att grundligt utvärdera kostnaderna för detta skulle kräva tät kontakt med produkttillverkare, installatör och klassningssällskap. Grundat på detta, kommer ingen undersökning av systemets återbetalningstid att göras.

2 Teoretisk bakgrund

I följande kapitel ges en teoretisk bakgrund kring ämnet.

2.1 Bränslen

Det finns en rad olika bränslen som används inom sjöfarten. Fossila bränslen är fortfarande de mest förekommande typerna av bränslen. Även dessa skiljer sig åt i flera avseenden. Det mest centrala rör sig om bränslets kemiska egenskaper och sammansättning (Kuiken, 2008).

Kinematisk viskositet talar om hur lättflytande ett bränsle är vid en viss temperatur och är ett mått på dess inre motstånd mot flöden. Viskositeten minskar med en stigande temperatur. Enheten betecknas cSt och anges vid 50°C. Det är viktigt att hålla den inom motortillverkarens rekommendationer för att få en optimal spridning av bränslet i insprutning av bränslet i motorn för att få en god antändning och optimal förbränning (Chevron, 2008).

Det är viktigt att behandla HFO ombord innan det används i motorer. Anledningen till det beror på att bränslet passerar raffinaderiet helt i flytande form. Genom att använda en separator av purikatortyp renas bränslet från fasta partiklar och vatten. Separeringen kräver en värme på bränslet omkring 98°C för att fungera optimalt. Vatten är vanligt förekommande i bränslet, det uppkommer genom transporten och kondens från lagringstankarna ombord på fartyget. "Catalytic fines" är också vanligt förekommande i bränslet. Det består av aluminiumsilikat bildat av aluminium och silikonoxider. "Catalytic fines" används i raffineringsprocessen som en katalysator och återanvänds sedan. Det är dock svårt att återvinna 100 procent och därför följer en viss del med i bränslet. "Catalytic fines" ökar slitaget på motorn på delar som cylinderfoder och bränsleventiler (Chevron, 2008).

Fossila bränslen innehåller även svavel. Vissa bränslen innehåller större mängder svavel till följd av hur de framställts under raffineringsprocessen. Samtliga fossila bränslen utvinns ur råolja som alltid innehåller en viss mängd svavel (Kuiken, 2008).

Kortfattad beskrivning av de vanligaste fossila bränslen som används inom sjöfarten:

Heavy Fuel Oil (HFO): Består till största delen av restprodukter blandat med destillatbränslen för att få fram önskad viskositet. Destillatbränslen är produkter som har framställts genom avdunstning. De lättare produkterna avdunstar och kvar blir HFO. Det är därför som det innehåller större mängder föroreningar och har en högre svavelhalt i jämförelse.

Bränslet kräver förvärmning, hur mycket beror på sammansättningen. Förvärmningen krävs för att bränslet skall gå att pumpa och separeras då viskositeten är så pass hög. För optimal förbränning är det inte ovanligt med temperaturer upp till 150°C innan insprutning i motorn.

Marine Diesel Oil (MDO): Består till större delen av destillat och innehåller en mindre del restbränslen, vanligtvis 15-20 procent. Förvärms vanligtvis inte.

Marine Gas Oil (MGO): Består av destillat och används ofta för mindre och mer högvarviga motorer vid låg användningstemperatur. Detta bränsle kräver igen förvärmning.

(Kuiken, 2008)

2.2 Det nya svaveldirektivet

Globaliseringen av handel och transport som ägt rum under de senaste decennierna hade inte kunnat ske utan sjöfartsindustrin. Under årens lopp har fraktpriserna minskat tack vare kombinationen av allt större fartyg och smidigare hantering. Behovet för sjötransport har därför ökat dramatiskt sedan mitten av 1990 – talet. Emellertid har den efterföljande ökningen av sjöresor skett utan alltför stort hänsynstagande till miljöpåverkan. Sjöfarten har med tiden därför halkat efter andra transportmedel som i nu läget är mer reglerade med avseende på miljöpåverkan. Detta beror delvis på att det funnits svårigheter att fatta internationella beslut, men även för att den största mängden utsläpp sker på öppet hav (Cullinane K^a, Bergqvist R^b .2013).

International Maritime Organisation (IMO) har under många år reglerat sjöfartsutsläppen genom underorganet MARPOL. Däremot gjordes inte mycket åt atmosfärsutsläppen fram till 1980. Därefter har MARPOL släppt flera bestämmelser för att minska utsläpp av kväveoxider (NO_x) och svaveldioxid (SO_x). I april 2008 antogs det senaste förslaget, vilket reglerar innehållet av svavel i marint bränsle. Utöver en världsomfattande resolution har ett speciellt beslut antagits för det inrättade svavelkontrollområdet (SECA). I området som omfattar Östersjön, Nordsjön och Engelska kanalen gäller från och med 1 januari 2015 en svavelhalt på 0,1 viktprocent i det använda bränslet. En minskning från de tidigare 1,0 viktprocent som rådde före årsskiftet (Cullinane K^a, Bergqvist R^b .2013).

För att bemöta de nya SECA reglerna väljer många fartyg att gå över till lågsvavliga bränslen istället för HFO. Bränslen som MDO och MGO är i genomsnitt 70 – 80 procent dyrare i jämförelse med HFO. Eftersom bränslekostnaderna utgör cirka 50 procent av de totala utgifterna för ett fartyg blir prisökningen kännbar för rederierna (Holmgren J, Nikopoulou Z, Ramstedt L, Woxenius J. 2014). Samtidigt som kostnaderna för sjötransporter inom SECA ökar, försöker nu rederierna att reducera sina utgifter genom att energieffektivisera fartygen. Det görs genom att på olika sätt producera nyttig energi av det som annars gått till spillo. För att ge en förståelse för hur bränsleenergin distribueras i dieselmotorn och varför förluster uppstår, ges i följande avsnitt en förklaring av förbränningsprocessen.

2.3 Förbränningsprocessen

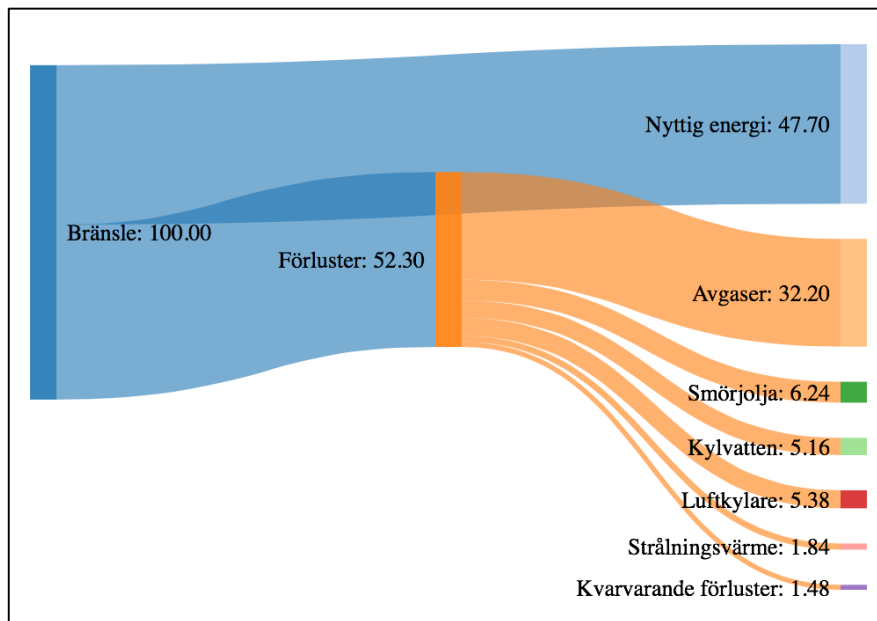
I en dieselmotor omvandlas endast delar av det insprutade bränslet till mekaniskt arbete. Den återstående bränsleenergin går slutligen förlorad i form av bortförd värme, nämligen genom:

- Avgaser
- Kylvatten
- Smörjolja
- Luftkylning
- Värmestrålning

Vidare används energi för att driva ventiler, bränslepumpar och motordrivna kylvattenpumpar. Motorns verkningsgrad definieras av förhållandet mellan tillförd energi och den utgående axeleffekten. För en medelvarvig marin dieselmotor är verkningsgraden cirka 50 procent (Kuiken 2008).

2.3.1 Värmebalans

Ett värmebalansdiagram indikerar hur den termiska energin i bränslet, som inte omvandlas till axelkraft, fördelas över olika system, se figur 1. Bortförda avgaser utgör alltid den största förlusten, följt av kylvatten, luftkylning och smörjolja. För en given medelvarvig dieselmotor arbetande enligt fyrtaktsprincipen utgör energiförlusterna i avgaserna 32 procent av den tillförda energin (Kuiken 2008).



Figur 1. Värmebalansdiagram/Sankeydiagram

2.3.2 Arbetsprincip för dieselmotorn

Motorerna på Stena Scandinavica är dieselmotorer som arbetar enligt fyrtaktscykeln. Det innebär att kolven gör fyra slag på två vevaxelvarv (Kuiken, 2008). Under varje cykel omvandlas energin i det tillsatta bränslet till mekanisk energi. Nedan förklaras de fyra takterna i processen:

Insugstakt: Varje cykel inleds med insugstakten. När kolven rör sig neråt från övre dödläge (ÖD) är insugsportarna öppna och luft dras ner i cylindern under ett övertryck som skapas från turboladdaren. Strax före kolven har nått nedre dödläge (ND) stängs insugsportarna och kompressionstakten inleds.

Kompressionstakt: När kolven sedan rör sig uppåt, komprimeras luften och samtidigt stiger tryck och temperatur hastigt.

Förbränningstakt: Några grader innan kolven har nått ÖD, sprutas bränslet in i cylindern och blandas då med luften. Blandningen antänds och skapar snabbt ett ökat tryck och temperatur som får kolven att röra sig nedåt. Kraften som det bildade gaserna utför på kolven överförs till vevaxeln. Det är enbart under förbränningstakten som nyttig energi tillförs processen. De övriga tre takterna utför inget nyttigt arbete men är nödvändiga för att förbränningstakten ska kunna upprepas.

Avgastakt: Strax före kolven har nått ND öppnas avgasportarna och avgaser börjar strömma ut genom dessa. När kolven sedan vänder uppåt, pressas samtliga avgaser ut ur cylindern. Därefter inleds nästa cykel med insugstakten.

(Kuiken, 2008)

2.3.3 Luftbehov vid förbränning

Luftbehov vid förbränning är av intresse eftersom det påverkar hur mycket avgaser som produceras och därmed hur mycket energi som kan återvinnas.

Luften består av cirka 21 procent syre och 78 procent kväve. Det finns därför $78/21 = 3,71$ gånger mer kväve i en given luftmängd.

Då man vid förbränning förbrukar en viss mängd syre ur luften följer det med 3,71 gånger så mycket kväve. För att erhålla en viss mängd syre måste man således tillföra 1 del syre + 3,71 delar kväve vilket ger totala mängden luft 4,71 delar.

Luftens kväve deltar inte i förbränningen. Det följer med syret in i motorn varpå det värms upp och lämnar sedan motorn via avgaserna. Med hjälp av beräkningar kan det visas att det behövs cirka 2,95 kg syre för fullständig förbränning av 1 kg dieselolja. För att få denna syremängd måste minst $4,71 \times 2,95 = 13,9$ kg luft tillföras. För att 1 kg dieselolja ska förbrännas, behövs det därför teoretiskt 13,9 kg luft.

För att erhålla fullständig förbränning måste luft och bränsle var ordentligt blandat. Om man endast tillför den teoretiskt erforderliga luftmängden krävs det att luften och bränslet blandas optimalt. Detta är omöjligt att uppnå och därför måste man i praktiken tillföra mer luft än den teoretiska mängden för att garantera allt bränsle får tillräckligt med syre för förbränning och att därmed fullständig förbränning i verkligheten.

(Andersson, 2004)

2.4 Avgaser

I detta avsnitt förklaras vad som avgör hur mycket avgaser som bildas samt vad de innehåller.

2.4.1 Avgasmängd

Som tidigare nämnts krävs det i teorin cirka 13,9 kg luft för att förbränna 1 kg dieselolja. Den verkliga mängd avgaser som produceras vid förbränningen beror på hur stort luftöverskott som används (Andersson, 2004).

Avgasmängden är summan av tillförd luft- och bränslemängd.

Om den specifika luftförbrukningen för en motor är l_e kg/kWh och specifik bränsleförbrukning är b_e kg/kWh, blir den specifika avgasmängden g_e lika med:

$$g_e = l_e + b_e \text{ (kg/kWh)}.$$

I tabellen nedan anges specifik luft- och avgasmängd för olika motorstorlekar.

| Motortyp | Högvarviga dieselmotorer | Medelvarviga dieselmotorer | Långsamtgående dieselmotorer |
|----------------------------------|--------------------------|----------------------------|------------------------------|
| Specifik luftförbrukning. Kg/kWh | 7,15 | 6,95 | 9,37 |
| Specifik avgasmängd kg/kWh | 7,35 | 7,3 | 9,54 |

Tabell 1. Specifik luft och avgasmängd för olika motorer

(Andersson, 2004)

2.4.2 Avgasernas egenskaper

Eftersom det sker en kontinuerlig förbränning skapas stora mängder värme. Delar av värmen följer med avgaserna. För en fyrtakts marin dieselmotor är normal avgastemperatur runt 400 – 500 °C vid full last (Kuiken, 2008). Avgaserna innehåller en rad olika ämnen. Nedan listas de vanligaste ämnen som återfinns i avgaserna.

Syrgas (O₂):

En dieselmotors avgaser innehåller alltid syre. Syret behövs för förbränningsprocessen. Det används också för att spola rent och hjälper till att kyla motorn.

Kvävgas (N₂)

Står för den största delen av avgaserna. Bränslet innehåller små mängder kväve, den stora delen kommer från förbränningsluften. Kvävet deltar i sig inte i förbränningsprocessen.

Koldioxid (CO₂):

Bildas genom att kolet i bränslet reagerar med syret. Gasen bidrar till växthuseffekten. För dieselmotorer är det möjligt att minska utsläppen genom att använda lättare bränslen. De bränslena innehåller mindre kol och istället mer väte. Att höja motorns effektivitet, att öka

verkningsgraden resulterar i att mindre bränsle behöver förbrännas vilket gör att det blir lägre utsläpp av koldioxid.

Vattenånga (H₂O):

Väte i bränslet reagerar med syre och bildar vattenånga.

Kolmonoxid (CO):

Är en mycket giftig gas som bildas vid ofullständig förbränning. Kol reagerar med syre vilket endast kan ske i motorn. Detta inträffar när inte tillräckligt med syre är tillgängligt för fullständig förbränning, vilket är vanligt mot sidorna i förbränningskammaren. Dålig luft och bränsleblandning är också en orsak till uppkomst.

Svaveldioxid (SO_x):

Bildas vid fullständig förbränning. En reaktion mellan svavel och syre. Svaveldioxid är en av beståndsdelarna i surt regn och har stor påverkan på miljön, människans andningsorgan och byggnadsmaterial. Det går att reducera mängden utsläpp av svaveldioxid med hjälp av scrubber (katalysatorelement), alternativt genom användandet av lågsvavligt bränsle.

Kväveoxider (NO_x):

NO_x skapas i förbränningsprocessen vid väldigt höga temperaturer då kväve och syre från förbränningsluften reagerar med varandra. För att det ska kunna bildas krävs en tillräcklig mängd syre, en temperatur i förbränningsprocessen över 1200 °C och nog med tid. Exempel på metoder som används för att minska mängden utsläpp av kväveoxider är avgasåterledning (Exhaust Gas Recirculation, EGR) och selektiv katalytisk reduktion (Selective Cathalytic Reduction, SCR).

(Kuiken, 2008), (Jun P, Gillenwater M, Barbour W. 1996)

2.5 Spillvärmeåtervinning

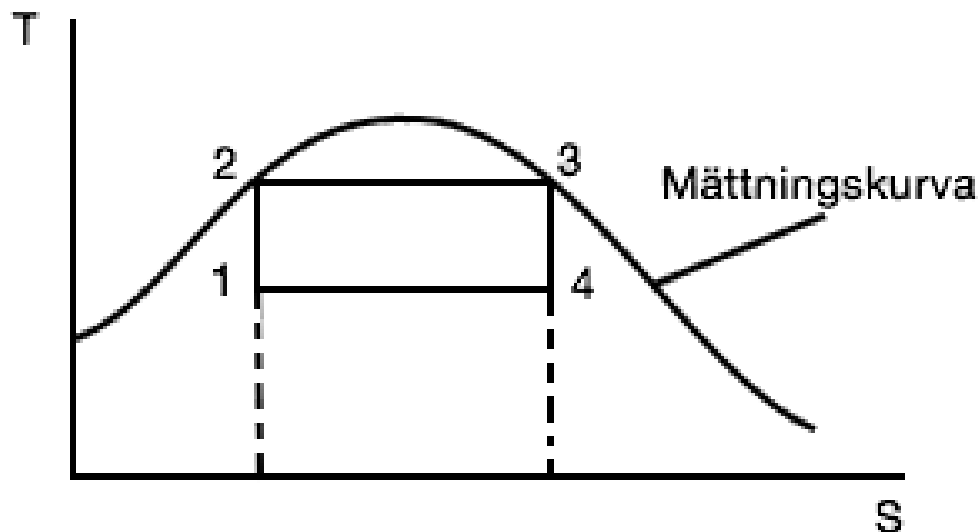
Med spillvärmeåtervinning menas att man tar tillvara på energi som annars hade gått förlorad. Sjöfartsindustrin står idag inför utmaningar som kräver ett större fokus på energieffektivitet och minskad bränslekonsumtion. Det finns olika metoder att ta tillvara på spillvärme beroende på varifrån man avser att återvinna värme. I följande avsnitt beskrivs ett par system som har för avsikt att skapa nyttig energi av spillvärme och som kan tillämpas ombord på fartyg:

2.5.1 Rankinecykeln

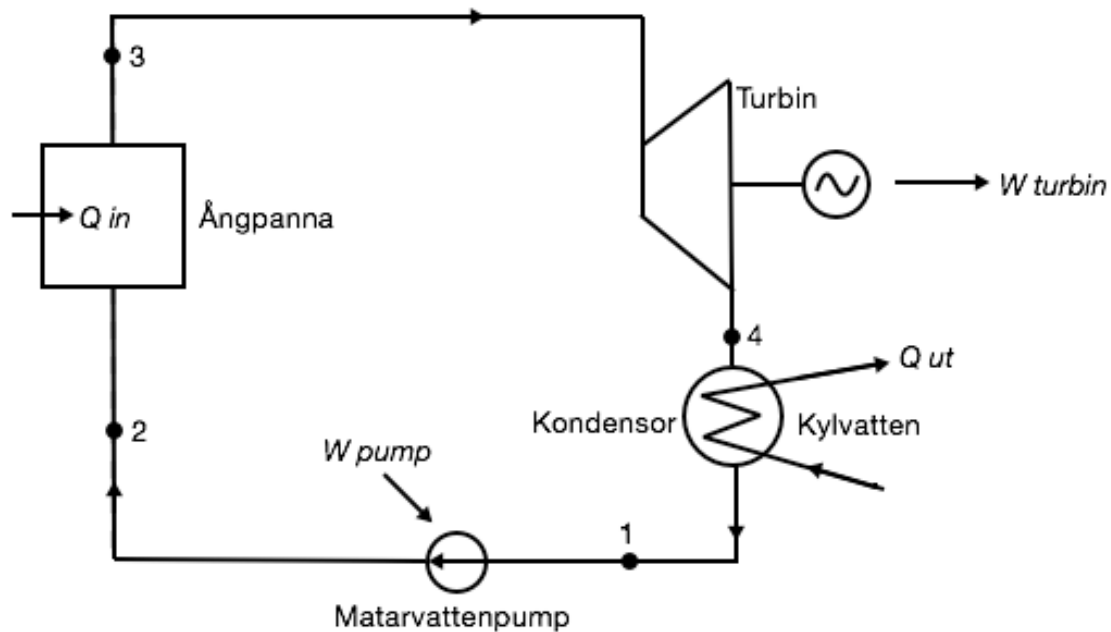
Rankinecykeln eller ångkraftcykeln är en termodynamisk cykel vars uppgift är att omvandla värme till arbete med ett arbetsmedium som i de arbetsproducerande delarna av kretsen uppträder i ångform (Alvarez, 2006). I fallet som denna studie omsluter rör det sig om vatten som arbetsmedium.

Värmen som krävs för vattnets förångning erhålls ursprungligen genom förbränning i fartygets huvudmaskiner. Via avgaserna transporteras stora delar av värmen till en avgaspanna i vilken förångningsprocessen äger rum (Alvarez, 2006). Den varma vattenångan leds sedan vidare till den arbetsproducerande delen av systemet vanligtvis en ångturbin.

Den termodynamiska processen som tillämpas i ångkraftanläggningar grundas på den ideala Carnot-processen (Alvarez, 2006). Carnot-processen går att applicera på en enkel ångkraftprocess eftersom den isothermiska (konstant temperatur) värmeförseln och den isothermiska värmeförseln går att förverkliga genom förångning respektive kondensation av arbetsmediet.



Figur 2. Teoretisk genomförbar Carnot-process i en ångkraftanläggning (Egenritad).



Figur 3. Grundläggande kopplingsschema för en simpel ångkraftanläggning (Egenritad).

I ångpannan förångas matarvattnet vid i stort sett konstant tryck (händelseförlopp 2 → 3). Tryckskillnaderna i pannan är försumbara i relation till trycknivån.

Torr mättad ånga lämnar pannan och leds därefter till ångturbinen. I denna expanderar ångan (händelseförlopp 3 → 4) och ett arbete utförs.

Ångan lämnar turbinen i fuktigt tillstånd och leds direkt till kondensorn som ofta är placerad under turbinen. Kondensorn kyls med ett tillgängligt kylmedium (händelseförlopp 4 → 1). Havsvatten är lämpligast vid en anläggning ombord på ett fartyg. Temperaturen vid vilken ångan kondenserar är bundet till kondensationstrycket enligt ångbildningskurvan (Figur 7). Det medför att trycket i kondensorn är beroende av kylvattnets temperatur. Ju lägre kylvattentemperatur desto lägre blir kondensationstrycket. Kondensatet pumpas åter till pannan som matarvatten.

I händelseförlopp (1 → 2) pumpas (komprimeras) matarvattnet till ångpannan. För att praktiskt kunna utföra detta måste ångan ha kondenserats fullständigt, annars kan ingen tryckökning ske. En verklig ångkraftprocess ser därför annorlunda ut i jämförelse med Carnot-processen, se figur 2.

(Alvarez, 2006)

2.5.2 Organic Rankine Cycle (ORC)

ORC är en annan metod för att konvertera spillvärme till arbete. Systemet arbetar efter samma princip som en konventionell Rankinecykel men istället för vatten/ånga, används en organisk fluid (Capata R, Hernandez G.). Denna förändring tillåter anläggningen att omvandla spillvärme av låg temperatur till elektrisk energi till följd av att organiska fluider har en lägre kokpunkt än vatten. Valet av fluid beror på temperaturen av både värmekällan och kondensormediet (vatten). En eventuell spillvärmekälla för energiåtervinning med ORC ombord på fartyg skulle kunna vara HT – kylvatten. Verkningsgraden hos ett ORC system brukar vara 10 till 20 procent beroende på hur systemet konfigureras. Det har visat sig att egenskaperna hos arbetsmediet har stor betydelse för den totala effektiviteten av systemet.

En ideal organisk fluid har följande karaktäristik (Capata R, Hernandez G, 2014):

- Hög molekylär vikt
- Högt kritiskt tryck och temperatur för att tillåta att all tillgänglig värme kan absorberas upp till denna temperatur
- Lågt arbetstryck för att undvika explosion eller sprickbildning och förbättra tillförlitligheten av processen.
- Liten specifik volym, under gasfas, för att slippa behovet av stora och kostsamma systemkomponenter, (turbין, förångare, kondensator).
- Hög tryck i kondensorn för att förebygga att luft kommer in i systemet.
- Fluiden bör inte vara korrosiv eller giftig.

Det finns olika typer av teknik för att expandera ångan i ett ORC system. Utöver turbinen finns maskiner av spiral, kolv, skruv och rotortyp (Capata R, Hernandez G, 2014).

2.5.3 Kraftturbין

En avgasturbין består av en en-steps turbין och en kompressor som är sammankopplade på en axel. Kompressorn drivs av avgaserna som passerar turbinen och tillför sedan luft till förbränningsprocessen. Dagens avgasturbiner är så pass effektiva att möjligheten finns att ta tillvara på avgasenergi för elproduktion parallellt med nödvändig lufttillförsel till huvudmaskin. Den praktiska tillämpningen för denna teknik är för ett spillvärmeåtervinningssystem där cirka 10 procent av avgasmängden leds till en kraftturbין som driver en generator (Ono Y, Shiraishi K, Yamashita Y, 2012).

Det finns olika varianter på kraftturbinsystem. Det mest förekommande är att avgaser leds direkt från avgasmanifolden till kraftturbinen som är placerad separat från huvudmaskin. Vidare finns ett system som bygger på samma princip men som ser annorlunda ut i praktiken. Det är vad som kallas för en hybrid – turboladdare. I detta fall sitter en generator kopplad i direkt anslutning till avgasturbinen som då driver både denna och luftkompressorn. Det har vissa fördelar i jämförelse med den konventionella kraftturbinen eftersom systemet är fritt från termiska- och strömningsförluster. Samtidigt kan turboladdaren accelereras genom att använda generatoren som en elmotor eftersom dessa är direktkopplade (Ono Y, Shiraishi K, Yamashita Y, 2012).

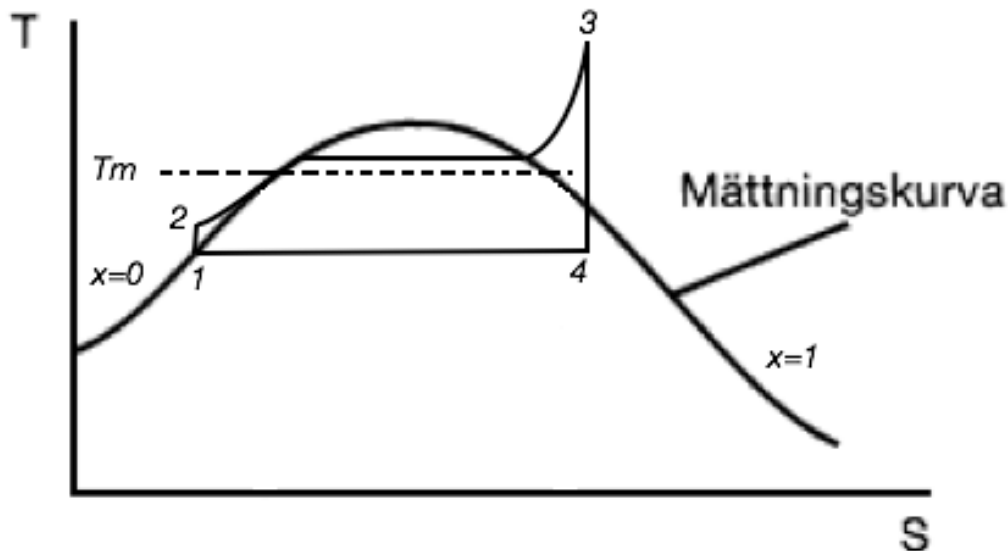
2.5.4 Kondenskraftanläggning

En kondenskraftanläggning är en ångkraftsanläggning avsedd för att producera elektrisk energi (Alvarez, 2006). Elgeneratoren drivs av ångkraftsanläggningens arbetsproducerande enhet, vilken oftast och även i fallet på Stena Scandinavica skulle vara en ångturbin. Den termodynamiska principen som tillämpas i en kondenskraftanläggning baseras på Rankinecykeln som står beskriven i tidigare avsnitt.

För en kondenskraftanläggning vill man uppnå ett så lågt ångtryck i kondensorn som möjligt. Ett lägre tryck skapar förutsättningen att erhålla ett större arbete ur turbinen (Alvarez, 2006). Ju mer kraft som omsätts i turbinen desto mer elektrisk energi kan man utvinna. Ett problem som kan uppstå är att ångan kan uppnå för hög fukthalt i turbinen. Eftersom ångan expanderar i turbinen sjunker gradvis entalpin, varpå ångan närmar sig det fuktiga området successivt. Fukthalten på avloppsångan beror därför på trycket som väljs för att tappa av ångan. En vanlig turbin klarar normalt sätt inte för hög fukthalt eftersom det kan uppstå skador på skovlarna, vilket i värsta fall kan orsaka ett haveri. Om skador uppkommer leder det även till försämrad verkningsgrad.

Till följd av det som beskrivs ovan drivs traditionella ångturbiner vanligtvis med överhettad ånga för att undvika problemet med för hög fukthalt (Alvarez, 2006). Avloppsångan befinner sig då ovanför eller i området runt mättnadslinjen. Däremot finns speciella ångturbiner som är konstruerade för att klara en högre fukthalt, så kallade Wet Steam Turbines. Mer om detta finns beskrivet i avsnitt 2.6.2.

Figuren nedan visar hur en verklig ångkraftprocess kan se ut i ett T-s diagram.



Figur 4. Verklig ångkraftprocess med överhettning (Egenritad)

Händelseförloppet i figur 4 är det samma som står beskrivet i 2.5.1. Skillnaden mellan Carnot-processen (figur 2) och den verkliga ångkraftsprocessen (figur 4), är att i verkligheten måste ångan kondenseras fullständigt för att det ska vara möjligt att pumpa vidare till ångpannan (Alvarez, 2006). I ångpannan överhettas vanligen ångan för att undvika för hög fukthalt på turbinsidan i steget efter. T_m står för effektiv medeltemperatur vid värmeupptagning från 2 till 3.

2.6. Komponenter i en kondenskraftsanläggning

I följande avsnitt beskrivs huvudkomponenterna i en kondenskraftsanläggning närmre.

2.6.1 Ångturbin

En ångturbin är en turbomaskin där arbetsmediet utgörs av ånga, vanligtvis vattenånga (Alvarez, 2006). Turbomaskiner är strömningsmaskiner där ett energiutbyte mellan en fluid och ett skovelhjul äger rum. Energiutbytet baseras på de dynamiska krafter som uppstår mellan de roterande skovlarna och den strömmande fluiden.

Ångturbiner finns liksom turbiner avsedda för andra arbetsmedium, av såväl radial- som axialtyp. Dock är majoriteten av alla ångturbiner av axialtyp (Alvarez, 2006).

Aktionsturbiner (liktrycksturbiner), kännetecknas av att ångans expansion uteslutande äger rum i fasta kanaler, så kallade ledskenor (Alvarez, 2006). Detta innebär att både trycksänkning och temperatursänkning av ångan sker i dessa. Kombinationen av en fast ring med ledskenor och ett roterande skovelhjul kallas för ett turbinstege (Alvarez, 2006). Då trycksänkningen sker i ledskenan, omsätts denna till en kraftig hastighetsökning av fluiden. Den höga hastigheten används för att utöva en kraft på skovlarna som därmed roterar. I de roterande skovlarna är trycket konstant medan hastigheten minskar, på grund av att fluidens rörelseenergi har omvandlats till arbete mot skovlarna.

Reaktionsturbiner kännetecknas av att ångans expansion sker både i de fasta ledskenorna och i löphjulets skovelkanaler (Alvarez, 2006). Ångans tryck och temperatur sjunker i båda dessa.

Eftersom trycket gradvis sjunker ökar ångans volym (Alvarez, 2006). Det medför att skovlarna måste vara längre ju närmre turbinavloppet de är om man vill upprätthålla konstant axialhastighet i turbinen.

2.6.2. Wet Steam Turbine (WST)

En Wet Steam Turbine (våt-ångturbin), är en ångturbin som är tillverkad för att kunna drivas med fuktig eller torrmättad ånga. Denna typ av ångturbin är mest förekommande inom kärnkraftsindustrin eftersom ångan som produceras där är mättad (Leyzerovich, 2005). En WST för fartygsbruk måste vara anpassad så att den kan integreras med befintliga system ombord, exempelvis kylvattensystemet.

I tabellen nedan visas data från en tillverkare för en WST:

| Case | Steam Pressure bar(a) | Steam Discharge Pressure bar(a) | Steam Flow kg/h | Gross Generator Power Output kW |
|------|-----------------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|
| 1 | 8 | 0,3 | 1300 | 100 |
| 2 | 8 | 0,3 | 1830 | 150 |
| 3 | 8 | 0,3 | 2430 | 200 |
| 4 | 8 | 0,3 | 3040 | 250 |
| 5 | 8 | 0,3 | 3640 | 300 |

Tabell 2. Driftfallstabell

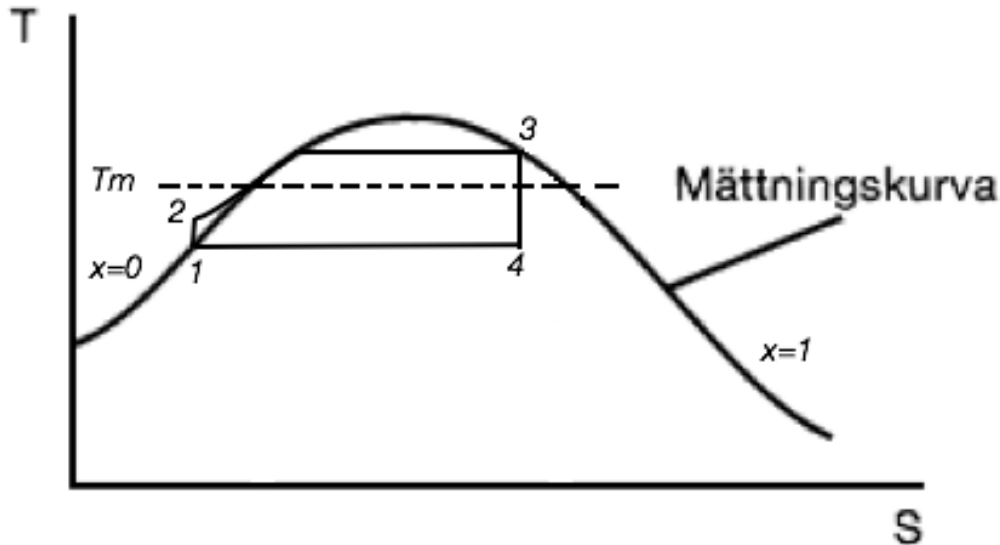
Turbinanläggningen kan bruka fuktig eller torrmättad ånga upp till 8 bara (absoluttryck) som producerats i en eller flera avgaspannor vilka är kopplade till fartygets huvudmaskiner. Ångan expanderar sedan i en Wet Steam Turbine till ett angivet tryck ner till cirka 0,3 bara. Elektrisk kraft skapas då turbinen driver en generator som är kopplad till det befintliga elnätet ombord.

Fördelar med WST i jämförelse med vanlig ångturbin:

Eftersom en WST klarar av högre fukthalter finns möjligheten att sänka trycket i kondensorn ytterligare i jämförelse med en vanlig ångturbin. Det medför att ett större arbete går att erhålla från turbinen och att verkningsgraden därför ökar (Alvarez, 2006).

Det krävs mer energi att producera överhettad ånga än mättad ånga eftersom det krävs att ångan återcirkuleras i pannan för att den ska nå överhettning. Detta medför att den totala verkningsgraden blir lägre för en anläggning som drivs med överhettad ånga.

En verklig ångkraftprocess med en WST som arbetande del skulle ge ett T-s diagram som skiljer sig från en process med vanlig ångturbin (figur 4). Detta eftersom WST inte kräver någon överhettad ånga.



Figur 5. Ångkraftprocess med WST (Egenritad)

Som framgår av figur 5, sker händelseförlopp 3 till 4 i större utsträckning inom det fuktiga området vid användning av WST i jämförelse för ångturbin driven med överhettad ånga. Noterbart är även att processen efterliknar Carnot – processen mer än den gör vid användning av vanlig ångturbin. Man kan säga att användning av WST i en ångkraftanläggning ger en Carnotisering av kretsprocessen.

2.6.3 Avgaspannor

Spillvärmern i avgaserna utnyttjats vanligen genom värmeväxling i avgaspannor. I en avgaspanna produceras ånga som försörjer diverse förbrukare så som värmehållning av bunkertankar, separatorer och inredningsvärme, men även ångkraftsanläggningar (Kuiken, 2008). Avgaspannan är en central komponent i återvinningsprocessen eftersom det är här värmen överförs till ett brukbart arbetsmedium. Driften av avgaspannorna optimeras utifrån fartygstyp och verksamhetsfält. I slutändan handlar det om vilka behov som finns.

När förbränningsgaserna passerar genom avgaspannan överförs energi för att producera vattenånga. Det gör att avgasernas temperatur samtidigt sänks. Som tidigare nämnts, bildas svaveldioxid vid förbränningen som sedan reagerar med vattenånga och bildar svavelsyra. Ett problem med svavelsyra förutom miljöaspekterna är att det ger upphov till korrosion i skorstenen. För att undvika korrosion måste risken för att svavelsyra fälls ut i skorstenen minskas. Svavelsyra börjar fällas ut då svavelsyraångan når sin daggpunkt. Denna ligger mellan 70 – 170 °C. Därför bör inte avgastemperaturen efter pannan understiga 170 °C (Ahnell B, Berg P, Karlsson D. 2011).

I en avgaspanna sker förångning av vatten under konstant tryck, det vill säga att processen är isobar. För en isobar process är värmemängdsändringen lika med entalpiändringen (Δi). Värmemängden som behöver tillföras 1 kg vätska för att den ska fullständigt förångas är i'' mättad ånga $- i'$ mättad vätska och förklaras fullständigt med (Alvarez, 2006):

$$Q_{12} = \Delta i_{\text{vätska, ånga}} = m \times c_p \times (\Delta T_{\text{Avgaser}})$$

Där: $Q_{12} = \text{Värmemängdsändringen från tillstånd 1 till 2}$

c_p är avgasernas specifika värmekapacitet vilken antas vara densamma som för luften. Denna är 1,0 kJ/kgK.

2.6.4 Kondensor

En kondensor är en värmeväxlare vars funktion är att kondensera gas till vätskeform. I en kondenskraftanläggning är det avtappsången från turbinen som kondenseras till vatten för att sedan pumpas vidare till matarvattentanken (Ahnell B, Berg P, Karlsson D. 2011). I marina anläggningar kyls ången i kondensorn av havsvatten.

2.7 Ångors termodynamik

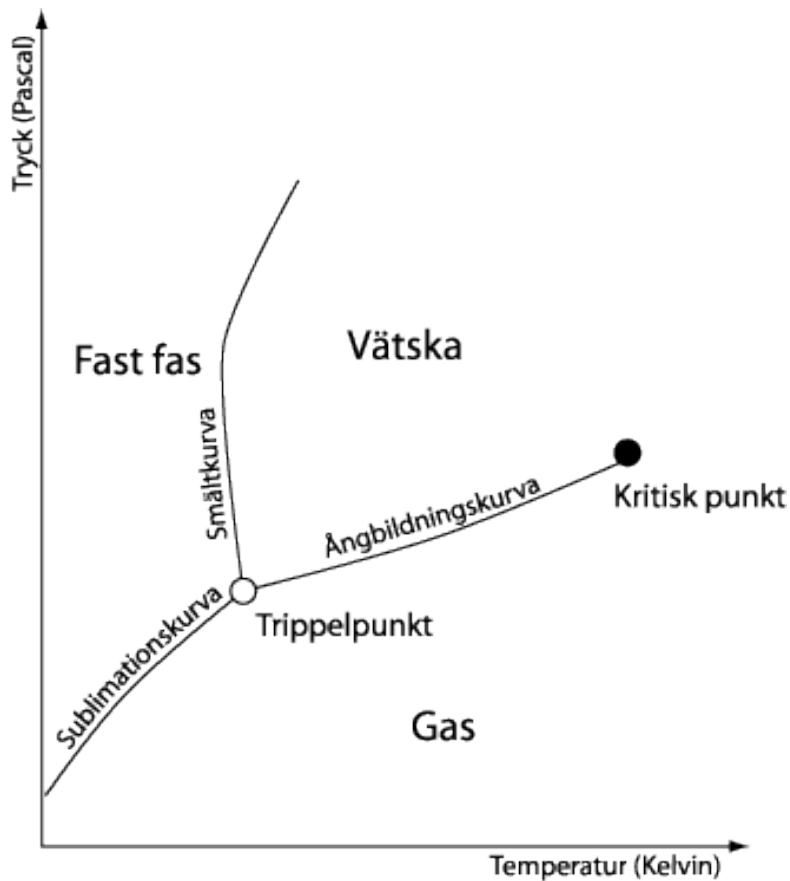
Ett termodynamiskt system sägs vara homogent om den kemiska sammansättningen och materialets fysikaliska egenskaper är lika överallt. Varierar dessa inom systemets gränser är systemet heterogent. Ett exempel på ett heterogent system är en behållare fylld av fuktig ånga. Denna innehåller både vätska och ånga varpå ämnet kan betraktas i två tillstånd. Dessa faser skiljer sig rent fysikaliskt. Tillståndstorheter är storheter som hjälper till att beskriva karaktäristiken hos ett system. Temperatur, tryck och specifik volym är exempel på dessa (Alvarez, 2006).

Sambandet mellan temperatur, tryck och specifik volym kallas för tillståndsekvation, $f(p, v, T)=0$ (Alvarez, 2006, 251).

Beroende på hur storheterna i tillståndsekvationen förhåller sig till varandra visar det sig att ett uniformt ämne, med bestående kemisk sammansättning, kan förekomma i olika faser. Det mest givna exemplet är vatten (H_2O), som finns i fast form (is), vätskeform och som ånga (gasform). I vissa fall kan ett ämne uppträda i två faser samtidigt och är då i jämvikt med varandra. Dessa fall är:

- Området med fuktig ånga. Fuktig ånga är en blandform bestående av vätska och ånga.
- Området för smält tillstånd, vilket är en kombination av vätsketillstånd och fast tillstånd.
- Det så kallade sublimeringsområdet i vilket ämne förekommer i fast tillstånd samtidigt som ånga

(Alvarez, 2006)

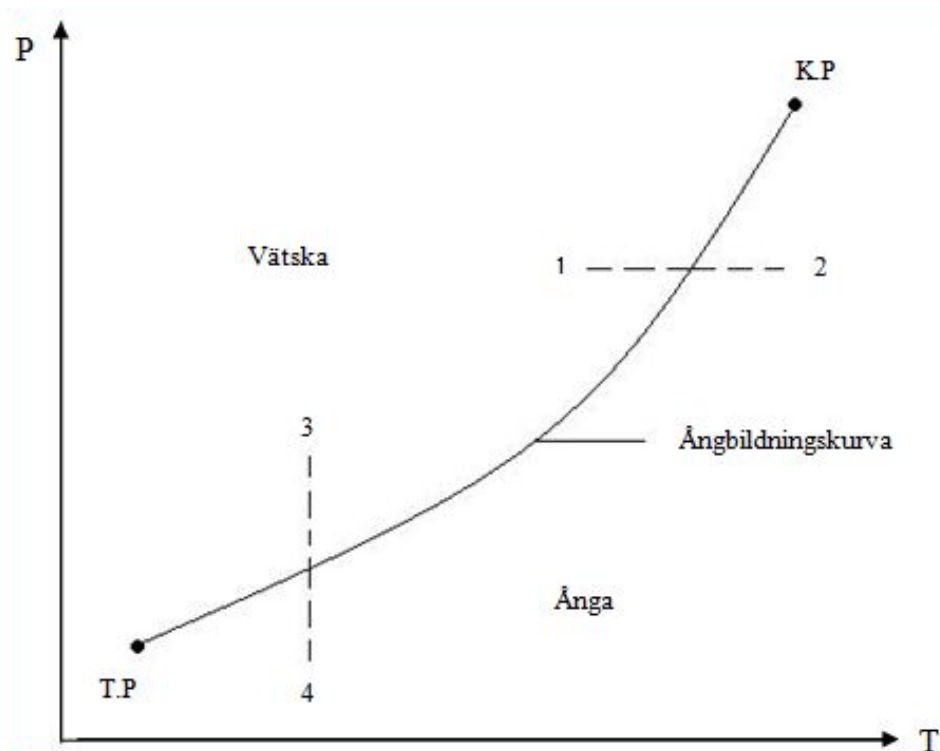


Figur 6. Fasdiagram (Wikipedia 2015)

Fasdiagrammet (Figur 6) förtydligar det som beskrevs i förra stycket. Det framgår att i trippelpunkten förekommer, under ett specifikt tryck och temperatur, samtliga faser samtidigt. Den andra extrempunkten i diagrammet är den så kallade kritiska punkten. Då tryck och temperatur, för ett givet ämne, sammanfaller i den kritiska punkten, kommer övergångsfasen mellan vätska och gas att försvinna. D.v.s. att bortom den kritiska punkten upphör skillnaden mellan vätska och gas. För vatten (H_2O) är trycket i kritiska punkten (P_k)=221,3 bar och temperaturen i kritiska punkten (T_k)=374 °C.

Om man tittar närmre på ångbildningskurvan (Figur 7) anger den vid vilken temperatur en vätska kokar under ett konstant tryck (tillståndsändringen 1 till 2 i figuren). Den visar också det tryck under vilket en vätska kokar vid en konstant temperatur (tillståndsändringen 3 till 4 i figuren). Kurvan anger naturligtvis även tillståndsändring åt motsatt håll. D.v.s. då en gas kondenserar när den kyls under ett konstant tryck (tillståndsändringen 2 till 1 i figuren), samt då en gas kondenserar när den komprimeras under en konstant temperatur (tillståndsändringen 4 till 3 i figuren)

(Alvarez, 2006)



Figur 7. Ångbildningskurva (Egenritad)

Ångbildningsprocess under konstant tryck:

I första tillståndet föreställs en vätska med massan $m = 1\text{ kg}$ i punkt 1 (figur 7), med volym $v = v_1$ och tryck $p = p_1$. Om vätskans temperatur höjs under konstant tryck ökar volymen. När kokpunkten uppnås vid rådande tryck p_1 på ångbildningskurvan, bildas den första ångblåsan. Under fortsatt värmetillförsel förångas större och större del av den ursprungliga vätskemängden (1 kg) och tillslut har all vätska förångats. Volymen har samtidigt ökat proportionerligt mot mängden ånga som bildats. Under hela förloppet då vätskan blivit till ånga har temperaturen varit konstant, (i punkten på ångbildningskurvan). Tillförs mer värme stiger temperaturen och ångan blir överhettad, som i punkt 2 i figuren (Alvarez, 2006).

Fuktig ånga har tidigare definierats som en blandform av vätska och ånga. Mängden av massan (1 kg) som har blivit ånga (mättad) är x och kallas för den *specifika ånghalten* samt gäller enbart för fuktig ånga. Den återstående delen av massan som fortfarande är i vätskeform är då $1 - x$ och kallas för *fukthalten*. Alltså, då $x = 0$ består hela massan av kokande (mättad) vätska och då $x = 1$ består hela massan av mättad ånga, kallas även för torr mättad ånga (Alvarez, 2006).

Fuktig ånga har en entalpi (KJ/kg) som kan beräknas med följande formel (Alvarez, 2006, 349):

$$i_f = (1 - x) \times i' + x \times i''$$

Där: $x = \text{specifik ånghalt}$
 $i' = \text{entalpi för mättad vätska vid aktuellt tryck}$
 $i'' = \text{entalpi för mättad ånga vid aktuellt tryck}$

3 Metod

I följande kapitel beskrivs metoden som används för att genomföra projektet och hur gruppen arbetat för att nå fram till resultaten.

Gruppen har tillsammans med två andra grupper haft uppgiften att skriva kandidatsarbeten om spillvärmeåtervinning på fartyg. Under arbetets gång har alla tre grupper haft regelbunden kontakt med Andreas Ericson och Robert Paulsson Hvit på Stena Line. Dessa två personer är företrädare för Stena Lines energisparprogram. Programmet går i korthet ut på att undersöka nya metoder för att spara energi ombord på deras fartyg. Eftersom samtliga grupper gör en fallstudie på samma fartyg uppstår möjligheter till resurs och idéutbyten.

3.1 Fallstudie

Den generella definitionen av en fallstudie förklaras som en undersökning av en specifik företeelse, till exempel en händelse, en social grupp eller ett program (Merriam, 2006). Det avgränsade systemet väljs för att det är intressant eller viktigt eftersom det utgör någon form av hypotes eller frågeställning (Merriam, 2006). Med denna vetenskap är fallstudien en naturlig grund till detta arbete. Till skillnad från olika utformningar av experiment, surveyundersökningar och historisk forskning är inte fallstudier låsta i några speciella metoder för informationsinsamling eller analys. Alla metoder för att samla in vetenskaplig information kan därmed användas i en fallstudieundersökning.

En fallstudie kan vidare beskrivas genom dess särskilda egenskaper. Merriam, - (2006) pekar på fyra grundläggande egenskaper som är utmärkande för kvalitativt inriktade fallstudier. Dessa är *partikularistiska*, *deskriptiva*, *heuristiska* och *induktiva*.

Med att en fallstudie är *partikularistisk* menas att den fokuserar på en speciell situation, händelse, företeelse eller person (Merriam, 2006). Man lyfter själva fallet eftersom det åskådliggör det viktiga med företeelsen i fråga. Det speciella fokus som fallstudier kan ha, gör att metoden är särskilt lämpad för praktiska problem. Metoden riktar intresset mot hur problemen hanteras utifrån ett helhetsperspektiv.

Att resultatet av en fallstudieundersökning är *deskriptivt* innebär att beskrivningen av den belysta företeelsen är omfattande (Merriam, 2006). Att man kompletterar siffror i resultatbeskrivningen med kvalitativ text torde vara ett vedertaget exempel på detta.

Att en fallstudie är *heuristisk* innebär att den kan förbättra läsarens förståelse av det som studeras (Merriam, 2006). Den kan således skapa nya innebörder, beredda läsarens erfarenhet eller bekräfta den kunskap man redan hade. ”Tidigare okända förhållanden och variabler kan bli resultatet av en fallstudie, vilket kan leda till en ny syn på det man undersöker. Insikter om hur saker och ting blivit som de är utgör också något man kan förvänta sig få utifrån fallstudier” (Merriam, 2006, s 27).

Induktiv innebär att en fallstudie huvudsakligen grundar sig på induktiva resonemang. Generalisering, begrepp och hypoteser uppkommer ur den information man har till förfogande (Merriam, 2006). Förenklat kan man säga att man utifrån sin insamlade information, gör en analys och slutligen drar en slutsats av detta.

Det kan konstateras att samtliga fyra egenskaper som karaktäriserar en fallstudie är sådana som passar in på den här studien. Till att börja med fokuserar detta arbete på frågeställningar rörande ett specifikt objekt eller mål, nämligen Stena Scandinavica och målet att energieffektivisera. Vidare är tanken att denna studie skall ge läsaren grundläggande beskrivning av ämnet och vad som avses utredas. Vissa detaljer skall även kunna ge läsaren nya kunskaper i ämnet och dess bakgrund. Slutligen består rapporten av en analys och slutsats.

3.2 Datainsamling

Huvudsakligen består materialet av kursmaterial och information hämtat från för studien relevanta böcker och andra trovärdiga källor. Vidare har nödvändig data och information för fallstudien erhållits från Stena Line.

Valet av de litterära och webbaserade källorna skedde genom visuell granskning av relevans, aktualitet och tillförlitlighet. Aktualiteten bedömdes utifrån källans publiceringsdatum. Tillförlitligheten betraktades som god om informationen hittades i kurslitteratur eller på webbsidor och i artiklar som har anknytning till en myndighet.

Under våra möten med Andreas Ericson på Stena Line har gruppen fått ta del av diverse driftdata från Stena Scandinavica, se bilaga 3 – Driftdata Stena Scandinavica. Informationen är baserad på uppmätta värden ombord som sedan lagrats i en av företagets databaser.

Vidare har gruppen varit ombord på fartyget och talat med besättningsmedlemmar som delgett nyttig information som inte fanns dokumenterad.

3.3 Analys

Beräkningar och analys av driftdata har gjorts med hjälp av vedertagna matematiska formler, tabeller och diagram. Dessa finns bifogade i bilaga 1 – Beräkningar och analys. Resultatet baseras sedan på analysen i denna bilaga.

4 Resultat

Utifrån kontakten med Stena Line samt de beräkningar och vidare analyser som gjorts, har följande resultat uppnåtts.

4.1 Specifika förutsättningar för Stena Scandinavica

Enligt besättningen ombord på Stena Scandinavica finns tillräckligt pantryck för ångproduktion i cirka 12 timmar på en 24 timmars period, varav uträkningarna baseras på detta. Enligt Stena tidtabell tar en överfart 14,5 timmar. Detta betyder att det inte är möjligt att producera ånga 2,5 av de totalt 14,5 timmarna som en resa tar. Anledningen till detta är att det krävs en jämn och hög avgastemperatur som endast erhålls på öppet hav. På ett 24 timmars intervall gör Stena Scandinavica en överfart. Om man antar att fartyget gör 365 överfarter per år, ger det den maximalt möjliga energibesparingen.

Besättningen har även nämnt att aktuellt driftläge på huvudmaskinerna är 50 procent av maxkapacitet, varav samtliga fyra maskiner körs under resa. Utöver det nämns att två stycken avgaspannor är i drift under resa. I bilaga 2 finns data från bänkttest för 50 procent last. Denna effekt är den som använts vid beräkningar av producerad avgasmängd, avgiven värmeeffekt i avgaspannan samt ångproduktion.

4.2 Anläggningens krav

Efter kontakt med en tillverkare av WST framgår det att dessa krav ställs på anläggningen vid installation:

Kylvatten till turbinens smörjolja tas från det befintliga LT – vattensystemet.
Turbinen regleras av en trycksensor som är placerad vid ånginloppet.

Storlek och vikt för en anläggning anpassad utifrån fartygets förutsättningar är:

Vikt: 5,0 – 6,0 ton.

Längd: 3,0 – 3,5 meter.

Bredd: 1,0 – 1,5 meter.

Höjd: 2,0 meter.

Det nödvändiga utrymmet på sidorna av anläggningen är 1,5 respektive 0,7 meter för att kunna utföra underhåll. Höjden måste vara cirka 2,5 meter.

4.3 Energibesparing

Utifrån beräkningarna i bilaga 1, har en ångproduktion av 1,75 ton/h erhållits. Detta ger enligt bilaga 1, ett effektuttag på 142 kW. I praktiken används dock inte all ånga till WST. Delar av produktionen går fortfarande åt till viss uppvärmning (bilaga 4). Därför baseras resultatet på att 1,3 ton/h går till WST. Detta ger enligt tabell 2, ett effektuttag på 100 kW. Om man förutser att fartyget trafikerar rutten 365 dagar/år, ger detta en maximal energibesparing på 438 MWh årligen, vilket kan omsättas till 116,5 ton bränsle/år (bilaga 1). Detta utgör 15 procent av årlig produktion via dieselgeneratorerna (bilaga 3).

Priset för SECA-bränslet som har använts för beräkningarna i denna studie är 600 dollar/metriskt ton (MT). Enligt bilaga 1, uppges kostnaden per producerad kWh till 1,37 kr. En energibesparing på 438 MWh ger då 600 060 kr i reducerade bränsleutgifter per år.

4.4 Miljöoptimering

Beräkningarna av reducerade koldioxidutsläpp från dieselgeneratorerna till följd av WST-installation uppgår enligt bilaga 1 till 365,8 ton/år. Angående reducerade utsläpp av svaveldioxid från dieselgeneratorerna uppgår dessa till 73,3 kg/år (bilaga 1). Det är en relativt stor summa av de årliga utsläppen från dieselgeneratorerna. Däremot är det en liten summa av fartygets totala svaveldioxidutsläpp eftersom huvudmaskinerna, utifrån samma förutsättningar, släpper ut upp till 23 gånger mer svaveldioxid än vad dieselgeneratorerna gör på ett år (bilaga 1).

5 Diskussion

I följande kapitel diskuteras resultat och metod.

5.1 Resultatdiskussion

Resultatet har delvis baserats på antaganden som gruppen tvingas göra till följd av att informationstillgängligheten varit begränsad. Vidare kommer dessa antaganden diskuteras med inriktning på hur de påverkat resultatet.

De driftdata som erhålls av Stena Line är framtagen för en 3 månaders period. För att kunna presentera resultaten i ett helårsperspektiv har medelvärden framtagits för aktuell driftdata. All efterfrågad information och mätdata gick inte få fram på grund av att det inte finns möjligheter att utföra dessa mätningar med den utrustning som finns ombord. I vissa fall har helt enkelt inga mätningar gjorts. Exempel på information som hade varit intressant men som inte gått att erhålla är mängden dumpad ånga. Istället har den teoretiska mängden ånga som gått att producera utifrån aktuellt driftläge beräknats. Vidare har uppskattningar av matarvattentemperatur, avgastemperaturen efter avgaspannan och pannans verkningsgrad gjorts. Dessa uppskattningar anses vara rimliga eftersom informationen inhämtats från vetenskapliga källor.

Av vad som framgår av beräkningarna erhålls en teoretisk ångproduktion på 1,75 ton/h. Däremot har resultatet baserats på ett effektuttag på 100 kW vilket medför att ångturbinen kräver ett ångflöde på 1,3 ton/h. Anledningen till det är att fartyget har ett behov av ånga för uppvärmning av till exempel inredning, separatorer och bunkertankar. Mellanskillnaden, det vill säga 0,58 ton/h används således till detta. Däremot finns ingen fakta som specificerar behovet närmre. Därför får dessa siffror betraktas som en uppskattning. Vidare har sambandet mellan ångflöde och effektuttag baserats på information från en enskild tillverkare av WST. För att erhålla ett mer representativt resultat skulle resultatet grundats på information från flera tillverkare. Det har dock varit utmanande att finna tillverkare av WST-anläggningar för marint bruk, samt att etablera kontakt och erhålla information.

Enligt information från Stena Line gör fartyget en överfart per dygn. Resultatet för energibesparingen har baserats på att fartyget gör en överfart varje dygn under ett helår. Det vill säga den maximala besparingen som går att erhålla under drift. Antagligen gör inte fartyget genomsnittligen en överfart per dygn på grund av eventuella varvsbesök, inställda avgångar och speciella tidtabeller vid storhelger. Det däremot svårt att avgöra hur många dagar fartyget gör en överfart på ett år, därför valdes det att räkna på det maximala.

Bränslepriset som använts vid beräkningarna är ett snittvärde för priset från hamnar i Nordeuropa vid aktuellt datum. Vid förändring av bunkerpriset påverkas de ekonomiska vinsterna åt båda håll, däremot kvarstår utsläppsreduktionen så länge systemet är under drift.

Angående beräkningarna av svaveldioxidutsläpp bör det ytterligare en gång belysas att den minskade mängden enbart gäller för dieselgeneratorernas totala utsläpp och inte för huvudmaskinerna eftersom det är generatorerna som är inaktiva till förmån för drift av WST-anläggningen. Formeln för utsläppsfaktorn innehåller bland annat reduktionseffektiviteten hos reningsanläggningen. Denna har avgränsats från beräkningarna eftersom någon scrubber inte

finns installerad ombord. Därmed blir den procentuella skillnaden i utsläpp före respektive efter installation av WST densamma oavsett reduktionsfaktorn.

Den beräknade ånghalten uppgick till 94,7 procent. Värdet är baserat på det aktuella driftfallet och ger ingen indikation på hur hög fukthalt en WST klarar av. Vidare går det teoretiskt sett att utvinna mer energi genom att låta ånga expandera ytterligare i turbinen. Däremot har hänsyn tagits till tillverkarens uppgifter vid sammanställning av resultat i denna rapport. Därför har det inte gått att konstatera att en ångproduktion på 1,3 ton/h kunnat generera mer än vad som angivits i tabell 2.

5.2 Metoddiskussion

Metodvalet bedöms som relevant för att besvara frågeställningen eftersom specifik data och information ger möjligheten att utreda fallet på djupet. Validiteten hos de mätdata och den information som erhållits från Stena Line får bedömas som bra. Nackdelen med att göra en fallstudie är då problemet uppstår att nödvändig information om det som ska undersökas inte går att erhålla. Situationen leder till att antaganden blir den enda utvägen eftersom metoden inte tillåter att svaren tas på annat håll. Ett antagande påverkar normalt sett studiens reliabilitet till det negativa. Om studien skulle göras om hade kanske ett annat resultat presenterats beroende på vilket material som funnits tillgängligt och vad som kunnat vägas in i resultatet. Däremot bedöms resultaten i denna studie ha en relativt god reliabilitet då de antaganden som gjorts har stöd ifrån vetenskaplig litteratur. Det vill säga att de antaganden som gjorts, är baserade på fakta från källor med hög validitet.

Själva utformandet av en studie anpassas normalt sätt efter de uppsatta målen. Även om en typ av studie, i form av arbetsmetod, klassas på ett visst sätt, kan man ofta använda verktyg som skulle kunna vara lämpliga i en annan typ av metod. Exempel på detta skulle kunna vara det möjliga användandet av en surveyundersökning i både en experimentell studie och i en observationsstudie. Det innebär att ett annat metodval förmodligen hade innefattat delar av de metodmoment som genomförts i denna studie, mycket beroende på att frågeställning och metod byggs efter förutsättningarna. Med det sista menas att i detta fall att ansågs det lämpligt att göra en fallstudie utifrån vad som avsågs undersökas, vilket vill säga väldigt specifika frågor knutna till fartyget i fråga. Däremot hade det varit möjligt att inrikta studien åt det mer generella hållet genom att lägga mer vikt på litteraturstudien istället för att till största del bygga resultatet på driftdata från fartyget. På så vis hade man kanske kunnat dra bredare slutsatser angående energibesparing etc.

Angående användandet av andra metoder kan man sammanfattningsvis säga att ett helt annat metodval hade varit svårt att använda sig av för att besvara frågeställningen i denna rapport. Däremot hade det förmodligen gått att generalisera slutsatserna genom att använda sig av verktyg och inslag från andra metoder så som att göra en djupare litteraturstudie, basera beräkningarna på driftdata från fler fartyg eller att söka kontakt med flera leverantörer av WST-anläggningar.

6 Slutsatser

Studien visar utifrån den utförda analysen att implementering av ett WST-system ombord på Stena Scandinavia borde vara fullt genomförbart. Resultatet av beräkningarna som bland annat baserats på driftdata från fartyget pekar på energibesparingar upp till 15 procent och ekonomiska vinster, vilket i sig talar för en investering. Det går inte genom den här studien att dra en slutsats om hur lång tid det tar för systemet att återbetala sig själv, däremot visar den att de uteblivna bränslekostnaderna uppgår maximalt till cirka 600 000 kr/år utifrån aktuellt driftläge. Den summan skulle kunna förändras till det bättre i händelse av att bunkerpriserna stiger eller att driften av maskiner, avgaspannor etc. varierar.

Vid drift av WST istället för dieselgeneratorer uteblir utsläppen som annars skulle äga rum. Det innebär att en installation dessutom skulle medföra att fartyget blir mer miljöanpassat. I längden kan det komma att spela roll utifall utsläppsreglerna skärps ytterligare.

6.1 Förslag på framtida examensarbeten

- Författarna ser en fortsatt studie kring pay off-tider för ett WST-system som ett aktuellt ämne att kunna bygga vidare på. Det genom att utvärdera kostnader för inköp, installation och klassning av utrustningen.
- Vidare skulle en jämförande studie mellan olika spillvärmeåtervinningssystem utifrån olika parametrar så som implementeringskostnader, effektivitet och lämplighet vara intressant.

Referenser

Ahnell B, Berg P, Karlsson D. (2011) Möjligheten att ersätta icke ångdrivna elproducerande system med ångturbiner. *Institutionen för Sjöfart och Marin teknik. Chalmers Tekniska Högskola Göteborg, Sverige. Examensarbete SI – 11/78.*

Alvarez, Henrik. 2006. *Energiteknik*. Upplaga 3:4. Lund: Studentlitteratur AB

Andreasen A, Mayer S. (2007) Use of Seawater Scrubbing for SO₂ Removal from Marine Engine Exhaust Gas. *Basic Research, Process DeVelopment, MAN Diesel A/S, Tegholmegade 41, DK-2450 Copenhagen SV, Denmark*

Andersson, T. 2004. *Maskinlära för Sjöpersonal, (Elektronisk)* Stockholm: TA-Driftteknik

Baldi F, Gabrielli C. (2014) A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Chalmers University of Technology, Department of Shipping and Marine Technology. SE-41296 Gothenburg, Sweden*

Bunkerworld (2015) <http://www.bunkerworld.com/prices/>

Capata R, Hernandez G. (2014) Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC). *Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Roma "Sapienza", Piazzale Aldo Moro, 5, 00185 Roma, Italy*

Chevron (2008)

http://www.chevronmarineproducts.com/docs/everythingaboutfuels_v0108_lo.pdf

Cullinane K^a, Bergqvist R^b. (2013) Emission control areas and their impact on maritime transport.

^a *Transport Research Institute, Edinburgh Napier University, Merchiston Campus, EH10 5DT Edinburgh, United Kingdom*

^b *Logistics and Transport Research Group, Department of Business Administration, School of Business, Economics and Law at University of Gothenburg, P.O. Box 610, SE 405 30 Göteborg, Sweden*

Holmgren. J^a, Nikopoulou Z^b, Ramstedt L^{a,c}, Woxenius J^b. (2014) Modelling modal choice effects of regulation on low-sulphur marine fuels in Northern Europe.

^a *Department of Computer Science and Engineering, Blekinge Institute of Technology, Box 214, SE-374 24 Karlshamn, Sweden*

^b *Department of Business Administration, University of Gothenburg, Box 610, SE-405 30 Gothenburg, Sweden*

^c *Sweco, Svetsarvägen 24, SE-171 11 Solna, Sweden*

Jun P, Gillenwater M, Barbour W. (1996) CO₂, CH₄, And N₂O Emissions from Transportation – Water – Borne Navigation. *ICF Global Environmental Issues Group, U.S. Environmental Protection Agency*

Kuiken, Kees. 2008. *Diesel Engines*. Onnen: Target Global Energy Training

Leyzerovich, Alexander. 2005. *Wet Steam Turbines for Nuclear Power Plants*. (Elektronisk) PennWell Corporation, Tulsa Oklahoma.

Lindstad, Haakon. (2013) Ship Design and Operation in the age of climate change – Comparing Profit, Cost, and Emissions for strategies focusing on speed, vessel slenderness, economies of scale, or combinations. *Norwegian Marine Technology Research Institute (MARINTEK), Trondheim, Norway*

Merriam, Sharan B. 2006. *Fallstudien som forskningsmetod*. Lund: Studentlitteratur AB

Ono Y, Shiraishi K, Yamashita Y. (2012) Application of a Large Hybrid Turbocharger for Marine Electric - Power Generation. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No. 1 (March 2012)*

Bilaga 1, Beräkningar och analys

Enligt bilaga 4, är den producerade ångan ombord på Stena Scandinavica av 8 bar och 180°C. Prickas denna ånga in mollierdiagrammet, se bilaga 5 – Mollierdiagram, ges den specifika ångentalpin 2778 kJ/kg, denna går även att utläsa ur ångtabeller. Det är ånga av denna typ som strömmar in i turbinen (i_{in}). Matarvattnet antas tillföras pannan vid 8 bars tryck och 80°C, vilket enligt tabeller ger en entalpi på 335 kJ/kg. Entalpiändringen från tillståndet innan pannan till efter blir då 2443 kJ/kg. Hansen¹ menade att avgaspannans verkningsgrad kan sättas till 90 %.

Formler

1. $P_{turbin} = m_{\text{ång}} \times \Delta i_{\text{ång}}$

P_{turbin} = Turbineffekt

$m_{\text{ång}}$ = Massflöde ånga

$\Delta i_{\text{ång}}$ = Entalpidifferens över turbin

2. $P_{avg} = m_{avg} \times c_p \times \Delta T_{avg}$

P_{avg} = Överförd effekt i avgaspanna

m_{avg} = Massflöde avgaser

c_p = Specifik värmekapacitet för avgaser

ΔT_{avg} = Temperaturskillnad över avgaspanna

3. $m_{\text{ång}} = \frac{P_{avg}}{\Delta i_{\text{ånga}}}$

$m_{\text{ång}}$ = Massflöde ånga

P_{avg} = Överförd effekt i avgaspanna

$\Delta i_{\text{ånga}}$ = Entalpidifferens över turbin

4. $EF_{SO_2} \left[\frac{kg}{TJ} \right] = 2 \times \left(\frac{S}{100} \right) \times \left(\frac{1}{Q} \right) \times 10^6$
 $\times \left(\frac{100 - n}{100} \right)$

EF = Utsläppsfaktorn SO₂

S = Svavelhalten i bränslet (%)

Q = Värmevärde (MJ/kg)

n = Reduktionseffektivitet (%)

¹ Mikko Hansen medarbetare Gesab, mailkorrespondens den 7 maj 2015.

Enligt tabell 1, är den specifika avgasmängden för en medelvarvig dieselmotor 7,3 kg/kWh. Bänktestet i bilaga 2 ger effekten vid 50 procent last 3251 kW per motor. Eftersom två avgaspannor antas vara i drift, räknas pannans effekt på två huvudmaskiner vilket ger en totaleffekt på 6502 kW.

Mängd avgaser blir således: Specifika avgasmängden \times motoreffekten vid aktuellt driftläge. Detta ger avgasmängden: $7,3 \times 6502 = 47\,664$ kg/h. Då man räknar med panntryck 12 h per resa, blir den ångproducerande avgasmängden: $47\,664 \times 12 = 569\,575$ kg/resa.

Bänktest i bilaga 2, ger avgastemperatur vid 50 procent last 300°C. Temperaturen efter pannan bör inte understiga cirka 170°C, då lågtemperaturkorrosion kan uppstå (Ahnell B, Berg P, Karlsson D. 2011). Därför har antagits att temperaturen efter avgaspannan är 200°C för att erhålla viss marginal. Detta ger temperaturskillnaden 100°C före/efter pannan. c_p för avgaserna antas vara lika som för luft, d.v.s. 1,0 kJ/kgK

Överförd energi i avgaspannan blir enligt formeln ovan: $P_{avg} = m_{avg} \times c_p \times \Delta T_{avg} \times \eta_{pan} = 569575 \times 1,0 \times 100 \times 0,90 = 51261750$ kJ/resa.

Enligt pannans märkplåt, se bilaga 6 – Märkplåt avgaspanna, är den maximala ångproduktionen 1 ton/h. Det betyder 2 ton/h på två avgaspannor. Tabell 2 visar att driftsfall 3 kräver mer ånga än var som kan erhållas från två pannor. Därför är det endast fall 1 och 2 som faller inom ramarna för vad som går att utvinna med två avgaspannor.

Vidare kan man avgöra vilken av dessa två driftsfall som lämpas bäst. Genom att beräkna massflödet ånga enligt ekvation 3, $m_{\text{ånga}} = P_{avg} \div \Delta i_{\text{ånga}} = 51261750 \div 2443 \approx 20983$ kg/resa $\approx 1,75$ ton/h.

Förhållandet mellan ångflöde in i turbinen och uteffekt (tabell 2), ger vid ångflöde 1,75 ton/h effekten 142 kW.

Bunkerpriset SECA bränslet är enligt Bunkerworld 600 dollar/MT. Enligt bilaga 3 produceras 3,76 kWh/kg bränsle med dieselgeneratorerna. Detta är det beräknade medelvärdet på driftdatan från Stena Line, som sträcker sig över en 3 månaders period. Med aktuell dollarkurs blir bränslekostnaden för producerad kWh = 1,37 kr. Utöver detta tillkommer kostnader som oljor, underhåll, reservdelar etc. Andreas Ericson på Stena Line uppskattade den totala kostnaden för producerad kWh till 2,00 kr, vilket ser ut att vara ett rimligt antagande. Dock är det endast energibesparingarna som för denna rapport, är aktuella i resultatsammanhang.

Till följd av att det fortfarande finns ett behov av ånga ombord räknas det på att 1,3 ton/h går till WST. 1,3 ton/h ger enligt tabell 2 effekten 100 kW.

Sparade energimängden blir: $100 \text{ kW} \times 12 \text{ h} \times 365 \text{ dagar} = 438000 \text{ kWh} = 438 \text{ MWh/år}$. Omsätter man detta till sparad bränslemängd blir det: $(438 \times 10^6) \div (0,00736 \times 10^6) = 116489,4 \approx 116,5 \text{ ton bränsle/år}$

Enligt bilaga 3 är den totala bränsleförbrukningen för dieselgeneratorerna $781\,713,2 \text{ kg} \frac{\text{bränsle}}{\text{år}}$. 1 kg dieselolja genererar 3,14 kg koldioxid (CO₂), varpå den totala mängden CO₂ blir: $781\,713,2 \times 3,14 = 2\,454\,579 \frac{\text{kg}}{\text{år}} \approx 2\,455 \frac{\text{ton}}{\text{år}}$ (Jun P, Gillenwater M, Barbour W. 1996). Eftersom den totala mängden bränsle som sparas är 116,5 ton/år, blir totala mängden reducerade CO₂ utsläpp $116,5 \times 3,14 = 365,8 \text{ ton/år}$

Svavelinnehållet för marin diesel uppgår till 0,1 viktprocent. Värmevärdet till 43,33 MJ/kg (Jun P, Gillenwater M, Barbour W. 1996). Reduktionseffektiviteten sätts till 0,0 %. Den totala energiproduktionen med dieselgeneratorerna före installation av WST uppgår till 2 937,5 MWh/år = 10,575 TJ/år och $2\,937,5 - 438 = 2\,499,5 \text{ MW/h/år} = 8,99 \text{ TJ/år}$ efter installation (bilaga 3).

Detta ger årliga utsläppsmängden av svaveldioxid från dieselgeneratorerna före installation WST:

$$EF_{SO_2} [kg] = 2 \times \left(\frac{0,1}{100}\right) \times \left(\frac{1}{43,33}\right) \times 10^6 \times \left(\frac{100 - 0}{100}\right) \times 10,57 \approx 488 \text{ kg/år}$$

Efter installation WST:

$$EF_{SO_2} [kg] = 2 \times \left(\frac{0,1}{100}\right) \times \left(\frac{1}{43,33}\right) \times 10^6 \times \left(\frac{100 - 0}{100}\right) \times 8,99 \approx 415 \text{ kg/år}$$

Den totala minskningen svaveldioxidutsläpp från dieselgeneratorerna blir då: $488 - 415 = 73 \text{ kg/år}$.

Görs motsvarande beräkning för fartygets 4 huvudmaskiner uppgår totala svaveldioxidutsläppen för dessa till cirka 11436 kg/år. Det är cirka 23 gånger mer än för dieselgeneratorerna.

Ånghalt:

Som tidigare nämnt är ångan som produceras på Stena Scandinavica är av 8 bar och 180 °C. Prickas denna in i mollierdiagrammet (bilaga 5), syns det att ångan i detta tillstånd befinner sig på mättnadslinjen. Detta innebär att den specifika ånghalten x_{in} , vid turbinens inlopp är 100 procent. Efter expansion i turbinen befinner sig ångan inom det fuktiga området. Enligt tabell 2 är ångtrycket då 0,3 bar. För att bestämma den specifika ånghalten i tillståndet efter turbinen behövs entalpiändringen över turbinen. Denna ges av formeln: $\Delta i_{\text{ånga}} = P_{\text{turbin}} \div m_{\text{ånga}} = 100 \div (1300 \div 3600) \approx 277 \text{ kJ/kg}$

Som tidigare framgått, är $i_{in} = 2778 \text{ kJ/kg}$. Entalpin efter turbinen i_{ut} , blir då: $2778 - 277 = 2501 \text{ kJ/kg}$

Med hjälp av formeln från ((teoriavsnittet)) kan man nu utföra en exakt beräkning av den specifika ånghalten efter turbinen:

$$i_f = (1 - x) \times i' + x \times i''$$

Där: $x = \text{specifik ånghalt}$
 $i' = \text{entalpi för kokande vätska vid aktuellt tryck} = 289,3 \text{ kJ/kg}$
 $i'' = \text{entalpi för mättad ånga vid aktuellt tryck} = 2624,8 \text{ kJ/kg}$
 $i_f = \text{entalpi för fuktig ånga} = 2478 \text{ kJ/kg}$

$$2501 = (1 - x) \times 289,3 + x \times 2624,8$$



$$2501 = 289,3 - 289,3x + 2624,8x$$

$$2211,7 = 2335,5x$$

$$0,947 = x = x_{ut}$$

Av denna beräkning framgår alltså att den specifika ånghalten efter turbinen är 94,7 procent.

Bilaga 2, Bänktest

| measurement-no: 27 50%, Abnahme, VIT -25 25.09.01, 10:49 | | Performance Data eng. power 50 % | |  | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------------------|---|------------------|---|------|------|------|------|------|----|----|---|---|---|---|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----|----|----|----|
| Motortype | 9L 40/54 | barometric press. | 963,6 | mbar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Engine No. | 1 120 145 | ambient temperature | 25,7 | °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity | 34 | % | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Turbocharger No. | 1150500 | Luboil Spec. | Shell Argina T40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| attached pumps | 2 | Fuel oil spec. | MDO | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Testbed No. | 25 | lower cal. heat value | 41 757 | kJ/kg | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Water brake Type | Zöllner | V.I.T. | -25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Power | | Fuel | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| engine speed | 550 1/min | t fuel bef.eng. | 25,0 | °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| waterbrake force | 59,2 kN | fuel press bef.eng. | 5,5 | bar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| eng. power | 3 251 kW | fuel consumption | 654 | kg/h | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| mean effective press | 11,6 bar | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 195,0 | g/kWh | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| torque | 56,5 kNm | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Governor | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| load indicator governor | 5,0 - | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| pump index mean value | 39,3 mm | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | <table border="1"> <thead> <tr> <th>cyl.</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> <th>9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>mm</td> <td>40,0</td> <td>39,5</td> <td>39,5</td> <td>39,5</td> <td>39,0</td> <td>39,0</td> <td>39,0</td> <td>39,0</td> <td>39,0</td> </tr> </tbody> </table> | | | | cyl. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | mm | 40,0 | 39,5 | 39,5 | 39,5 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | | | | |
| cyl. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| mm | 40,0 | 39,5 | 39,5 | 39,5 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Charge Air | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| air temp.bef.comp. | 25,7 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| air temp.aft.comp. | 143 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| air temp.bef.cyl. | 37 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| air press. bef.cyl. | 1 425 mbar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| diff. press. cooler | 19 mbar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Firing Pressure | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| max.press.ind.coock mean value | 107 bar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | <table border="1"> <thead> <tr> <th>cyl.</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> <th>9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>bar</td> <td>109</td> <td>107</td> <td>106</td> <td>107</td> <td>106</td> <td>108</td> <td>108</td> <td>108</td> <td>108</td> </tr> </tbody> </table> | | | | cyl. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | bar | 109 | 107 | 106 | 107 | 106 | 108 | 108 | 108 | 108 | | | | |
| cyl. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| bar | 109 | 107 | 106 | 107 | 106 | 108 | 108 | 108 | 108 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Exhaust Gas | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 374 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| exh.temp.bef.turb. | 413 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| exh.temp.aft.turb. | 303 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| exh.press.bef.turb. | 1 146 mbar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| exh.press.aft.turb. | 13 mbar | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| turbine speed | 15 660 1/min | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Lubricating Oil | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| lub.press.bef.eng. | 4,2 bar | lub.temp.bef.eng. | | 54,1 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| lub.press.bef.turb. | 1,7 bar | lub.temp.aft.eng. | | 61,3 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | lub.temp.aft.turb. | | 67,0 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Cooling Water | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water press.bef.eng. | 2,9 bar | water temp.bef.eng. | | 85,5 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water press.bef.nozz. | 3,4 bar | water temp.aft.eng. | | 88,4 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,2 bar | water temp.bef.nozz. | | 58,9 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | water temp.aft.nozz. | | 65,4 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water temp.bef.cooler (HT) | 81,3 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water temp.aft.cooler (HT) | 85,5 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water temp.bef.cooler (LT) | 33,1 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| water temp.aft.cooler (LT) | 36,5 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Bearing | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| main bearing temperature | | <table border="1"> <thead> <tr> <th>No.</th> <th>01</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> <th>9</th> <th>10</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>°C</td> <td>70</td> <td>71</td> <td>75</td> <td>76</td> <td>75</td> <td>75</td> <td>75</td> <td>74</td> <td>76</td> <td>74</td> <td>72</td> </tr> </tbody> </table> | | | | No. | 01 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | °C | 70 | 71 | 75 | 76 | 75 | 75 | 75 | 74 | 76 | 74 | 72 |
| No. | 01 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| °C | 70 | 71 | 75 | 76 | 75 | 75 | 75 | 74 | 76 | 74 | 72 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| splash oil temperature | | °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| press. crankcase | 0,7 mbar | smoke index Bosch | | 0,10 - | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <small>pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp</small> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Remarks: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|  | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Bilaga 3, Driftdata Stena Scandinavica

Scandinavica chalmers
No Description
aericsson

Feb 25, 2015 4:04:12 PM
AutomationAndVoyageReporting
Feb 25, 2015 4:04:12 PM
Ship Includes Stena Scandinavica
Month (UTC) Includes previous 3 Month (UTC)

| | | Total per år 781713,2 kg | Total per år 2937,487 MWh | Medel 3,76 | Medel 1,37 |
|--------------------|--------|--------------------------|---------------------------|----------------|--------------|
| STENA SCANDINAVICA | | | | | |
| Day (UTC) | Phase | Förbrukad bränsle AUX | TOT power prod AUX kwh | Kwh/Kg bränsle | Kostrnad/Kwh |
| 2014-11-01 | At sea | 2 458,23 | 8 493,04 | 3,45 | 1,49 |
| | At sea | 2 047,92 | 7 325,51 | 3,58 | 1,44 |
| 2014-11-02 | At sea | 2 538,67 | 8 881,37 | 3,50 | 1,48 |
| | At sea | 1 946,00 | 6 844,30 | 3,52 | 1,47 |
| 2014-11-03 | At sea | 2 445,62 | 8 404,39 | 3,44 | 1,50 |
| | At sea | 2 058,31 | 7 437,01 | 3,61 | 1,43 |
| 2014-11-04 | At sea | 2 574,76 | 9 104,53 | 3,54 | 1,46 |
| | At sea | 1 981,65 | 7 048,96 | 3,56 | 1,45 |
| 2014-11-05 | At sea | 2 417,74 | 8 412,96 | 3,48 | 1,48 |
| | At sea | 53,82 | 191,96 | 3,57 | 1,45 |
| 2014-11-06 | At sea | 1 939,28 | 6 959,96 | 3,59 | 1,44 |
| | At sea | 2 545,47 | 8 974,66 | 3,53 | 1,46 |
| 2014-11-07 | At sea | 1 955,82 | 6 952,96 | 3,56 | 1,45 |
| | At sea | 2 376,66 | 8 591,57 | 3,61 | 1,43 |
| 2014-11-07 | At sea | 150,47 | 575,45 | 3,82 | 1,35 |
| | At sea | 48,61 | 184,86 | 3,80 | 1,36 |
| | | 1 908,36 | 7 380,52 | 3,87 | 1,33 |

Bilaga 4, Fakta om M/S Stena Scandinavica

Byggd 2003 av Hyundai Industries, Sydkorea. Fartyget har sedan 2011 trafikerat ruten Göteborg – Kiel.

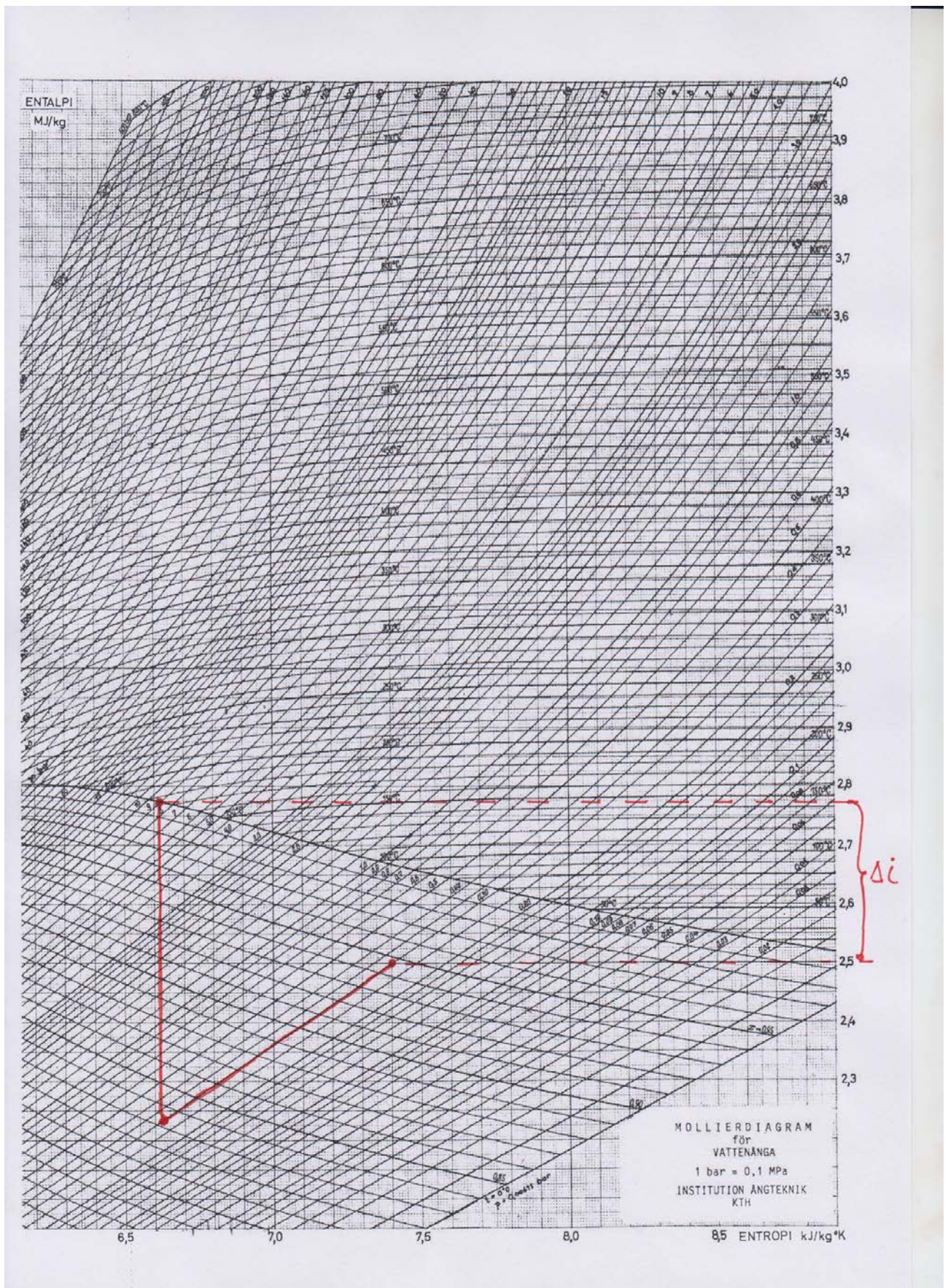
- Huvudmaskineri: Fyra MAN – B&W 9L40/54 dieselmotorer.
 - Total effekt 25920 kW
- Ångpannor: 4 st.
 - Kapacitet: 1 ton/h
 - Tryck: 7 - 8 bar

Anteckningar från studiebesök

Informationen har återgetts av Christian Ragndal, besättningsmedlem på Stena Scandinavica.

- Fyra maskiner i drift. Ner till 30 procent last.
- Fyra HM körs regelbundet för att spara bränsle, körs på lägre rpm.
- Fyra avgaspannor, två körs till sjöss.
- Panntryck 12 h om dygnet.
- ”Ångförbrukningen har gått ner mycket, 40 – 50 mot 60 – 70 grader” i bunkertankar.
- Mättad ånga 7-8 bar, 170 – 180 grader.

Bilaga 5, Mollierdiagram, entalpiändring WST



Bilaga 6, Märkplåt avgaspanna

