

Batterilading i hybride fremdriftssystemer ved hjelp av tapsenergi fra forbrenningsmotoren

Masteroppgave i energiteknologi
Termiske maskiner – Drift og Vedlikehold

Erlend Nygård



Universitetet i Bergen

Geofysisk institutt

Høgskolen på Vestlandet

Institutt for maskin- og marinfag

01.06.2017

<i>Rapportens tittel:</i> Batterilading i hybride fremdriftssystemer ved hjelp av tapsenergi fra forbrenningsmotoren	<i>Dato:</i> 01.06.2017
	<i>Rapportnummer:</i> 1
<i>Forfatter:</i> Erlend Nygård	<i>Antall sider u/vedlegg:</i> 57
	<i>Antall sider vedlegg:</i> 5
<i>Studieretning:</i> Master i Energi	
<i>Veileder ved studieretning:</i> Norbert Lümmer Peter Edgar Koch	<i>Gradering:</i> Ingen

<i>Oppdragsgiver:</i> Høgskolen i Bergen	
<i>Kontaktperson:</i> Lars Magne Nerheim	<i>Telefon:</i> 900 45 816

<i>Sammendrag:</i> Rapporten tar for seg mulighetene for batterilading i hybride fremdriftssystemer ved hjelp av tapsenergi fra forbrenningsmotoren, med hovedfokus på organisk Rankine-krets (organic Rankine cycle, ORC). Den inneholder en litteraturstudie som omhandler blant annet hybrid fremdrift, energibalanse og teknologi for spillvarmegjenvinning. Det er til slutt brukt simuleringsverktøy for å utføre et regneeksempel på en hurtiggående passasjerbåt. Konklusjonen viser et betydelig potensiale for varmegjenvinning gjennom ORC, dersom riktige betingelser er møtt.	
<i>Høgskolen på Vestlandet – Avd. Bergen</i> <i>Avdeling for ingeniør- og økonomifag</i> <i>Postadresse: Postboks 7030, 5020 Bergen</i> <i>Tlf. 55 58 77 90, Fax: 55 58 77 90</i>	<i>Besøksadresse:</i> Inndalsveien 28, Bergen <i>E-post:</i> post@hib.no <i>Hjemmeside:</i> http://www.hvl.no

<i>Stikkord:</i> Hybrid fremdrift, ORC, hurtigbåt, spillvarmegjenvinning

Sammendrag

I en tid hvor utslippskrav blir strengere og strengere, er jakten på mer miljøvennlig fremdrift mer relevant enn noen gang. Hybridisering og elektrisk drift er derfor blitt en veletablert praksis i noen sektorer, men for lite i maritim industri. Denne oppgaven undersøker hvorvidt batterilading i hybride fremdriftssystemer kan foregå gjennom varmegjenvinning på typiske hurtigbåter, og om det kan lønne seg. Første delen er en litteraturstudie som tar for seg generell info om blant annet hybrid fremdrift, batterier, energibalanse i forbrenningsmotorer og hvordan spillvarme kan gjenvinnes til elektrisk energi. Videre går det mer i dybden om ORC (Organic Rankine Cycle), eller organisk Rankine-krets, herunder komponenter, arbeidsfluid og eksisterende løsninger. I tillegg regnes det for et reelt tilfelle hvor mye elektrisk energi en kan generere for en hurtiggående passasjerferge på en gitt rute, i tillegg til mulig besparelse og kostnad ved implementering av en ORC i dette eksempelet.

I regneeksempelet er «MS Teisten», en hurtiggående katamaran som gikk mellom Strandkai terminalen i Bergen sentrum og Kleppstø på Askøy, brukt. Noe av grunnlaget for utregning er hentet fra en tidligere masteroppgave ved Universitet i Bergen/Høgskolen i Bergen (T. Tveiten Lewis, 2016), der målet var å se hvorvidt hybridisering generelt ville lønne seg på hurtigløpende ferger. Resten av dataen er fra MTUs salgsdokument for motorene om bord og manuelle utregninger. Det velges en rekke potensielle arbeidsfluider og de sammenliknes i fire forskjellige ORC-scenarier. Det undersøkes hva som er teoretisk mulig, og hva som reelt kan hentes ut ved bruk av Microsoft Excel og tilleggsprogrammet CoolProp. Målet er å sikre helelektrisk drift under havnetransitt gjennom regenerering av spillvarme ved ORC.

Videre ble det undersøkt hvorvidt varmegjenvinning gjennom ORC kan være en løsning for andre ruter. Dette gjøres ved å sammenlikne reisetid med ytelsen til ORC-løsningene fra simuleringen.

Resultatene viser et lovende potensiale ved varmegjenvinning gjennom ORC, men helst for fartøy med lengre overfartstid enn ca. 20 minutter.

Abstract

In a time when emission standards are getting stricter, the search for more environmentally friendly propulsion is more relevant than ever. Hybridization and electric propulsion has, thus, become more common in some sectors, but not in the maritime industry. This thesis will investigate whether battery charging in hybrid propulsion systems can be achieved by Waste Heat Recovery (WHR), and to which degree it will pay off. The initial portion of the thesis is a literature study, which addresses among other things hybrid propulsion, batteries, the energy balance of an internal combustion engine and lastly how to extract waste heat from this engine. Next, it will go more in-depth about ORC (Organic Rankine Cycle) for WHR. This will include a review of the components, working fluids and existing solutions. Additionally, there will be a case study investigating how much electrical energy can be recovered for a high-speed passenger vessel on a given route. There will also be estimates on possible fuel savings and the cost of implementing an ORC in this case.

In the case study, “MS Teisten”, a high-speed catamaran in route between Strandkaiterminalen in the center of Bergen and Klepppestø on Askøy, an island outside Bergen, will be used. A portion of the basis for calculation will be obtained from an earlier master’s thesis from University of Bergen/Bergen University College (T. Tveiten, Lewis, 2016), whose aim was to see the feasibility of hybridization of high-speed passenger vessels. The remainder of the data basis is taken from the technical sales document for the engines of the aforementioned vessel as well as from manual calculations. A series of working fluids are compared in four different ORC-scenarios. What is theoretically possible and what is practically possible is investigated through simulation in Microsoft Excel with the add-in CoolProp. The ultimate goal is to travel fully electric in harbor with WHR through ORC.

Lastly, the compatibility of alternative routes with ORC recovery is investigated. This is done by comparing transit times to the performance of the ORC-solutions from the simulation.

The results show a promising potential for WHR through ORC, but preferably in vessels with transit times longer than about 20 minutes.

Forord

Denne rapporten er skrevet som en besvarelse på masteroppgaven i masterprogrammet Energiteknologi ved Universitetet i Bergen og Høgskolen på Vestland. Studiets spesialisering er innenfor termiske maskiner: drift og vedlikehold. Oppgaven bygger videre på et forprosjekt levert høstsemesteret 2016.

Takk til Lars Magne Nerheim for hjelp med prosjektidé og formulering av oppgaven. Takk til Norbert Lümmen og Peter Edgar Koch for god oppfølging, veiledning og motiverende ord. En takk rettes også til medstudentene på kontoret for samhold og gode tider under oppgaveskrivingen og studiet ellers. I tillegg takkes også venner, familie og kjæreste for tålmodighet og motivasjon underveis.

Erlend Nygård

Bergen, 01.06.2017

Innholdsfortegnelse

1	Introduksjon	1
1.1	Metode	1
2	Bakgrunn	3
2.1	Hybride fremdriftssystemer	3
2.2	Drivlinjer	3
2.2.1	Seriehybrid	3
2.2.2	Parallellhybrid	4
2.2.3	Bruksområder	5
2.3	Batterier og batterilading	5
2.3.1	Regenerering	5
2.4	Energibalanse.....	7
2.5	Spillvarmegjenvinning.....	8
2.5.1	Organisk Rankine-syklus	9
2.5.2	Intern regenerering	11
2.5.3	Valg av arbeidsmedium.....	12
2.5.4	Varmevexslere.....	17
2.5.5	Ekspander	18
2.5.6	Eksisterende løsninger.....	22
2.5.7	Turbocompound	23
2.6	MS Teisten.....	24
2.6.1	Driftsparametre.....	25
3	Resultater.....	28
3.1	Energibilbud	28
3.1.1	Avgass	28
3.2	Ladebehov	33
3.3	Potensiell dieselbesparelse	35
3.4	Simuleringsverktøy.....	38
3.5	Simuleringsresultater	43
3.5.1	Avgass	44
3.6	Alternative ruter.....	50
3.7	Kjølevann og olje.....	52

4	Diskusjon.....	53
4.1	Feilkilder og avvik.....	53
4.2	Simuleringsresultater og -verktøy	53
4.3	Fortøyning og landstrøm	54
4.4	Økonomiske vurderinger	55
4.5	Videre arbeid	55
5	Konklusjon	57
6	Referanser.....	58

Figurer

Figur 1:	Seriehybrid drivlinje [6]	4
Figur 2:	Parallellhybrid drivlinje [52]	4
Figur 3:	Eksempel på energibalansen for en dieselmotor med tap per time [10].....	7
Figur 4:	Komponentene i en Rankine-krets	10
Figur 5:	T-s-diagram for en ideell Rankine-krets med et arbeidsfluid som har «våt» metningskurve	10
Figur 6:	ORC med intern regenerering i rekuperator	12
Figur 7:	Isopentan - eksempel på tørt fluid [14].....	13
Figur 8:	R11 - Eksempel på isentropisk metningskurve [15].....	13
Figur 9:	Vingeekspander [26]	19
Figur 10:	Spiralekspander [30].....	20
Figur 11:	Eksempel på Lysholm skruerotorer [49]	20
Figur 12:	Roterende stempelekspander: [27]	21
Figur 13:	Bruksområder for de forskjellige ekspandertypene i ulike anvendelser [21].....	21
Figur 14:	Oversikt over et utvalg tilbydere av ORC-teknologi for varmegjenvinning [32] ...	23
Figur 15:	Driftsprofil for MS Teisten i forskjellige driftstilstander [1]	26
Figur 16:	MCR-kurve for MTU 10V 2000 M72 [1]	35
Figur 17:	Egenskaper for arbeidsfluid og varmekilde.....	38
Figur 18:	Tilstand for arbeidsfluid, røykgass og varmesluk, her for vann i enkel ORC-krets.	39
Figur 19:	Resultatvinduene samt T-s- og T-h-diagram for kretsen.....	40
Figur 20:	T-s-diagram basert på tilstandene i Excel regnearket. Merk at tilstand 2' faller sammen med 2s	40
Figur 21:	Pinch Point i en Rankine-krets	44
Figur 22:	Netto effekt ved ubegrenset ekspansjon	44
Figur 23:	Volumetrisk ekspansjon ved maksimal teoretisk effekt	45
Figur 24:	Netto effekt fra en enkel ORC-krets med ekspansjonsforhold 5.....	45
Figur 25:	Netto effekt med intern regenerering og ubegrenset ekspansjon	46
Figur 26:	Netto effekt fra ORC med intern regenerering og ekspansjonsforhold på 5	46
Figur 27:	Totalt oppladet energi i forhold til ladebehov for to ORC-kretser med ubegrenset ekspansjon	47

Figur 28: Total oppladet energi i forhold til ladebehov for to ORC-kretser med volumetrisk ekspansjonsforhold på 5	48
Figur 29: Løsning foreslått av Ricardo for simulering av ORC [45]	56
Figur 30: Eksempel på T-s-diagram fra regnearket på enkel ORC-krets for ammoniakk med volumetrisk ekspansjonsforhold på 5	66
Figur 31:Skjerm bilde av resultatvinduet for regnearket	67

Tabeller

Tabell 1: Estimert varmebalanse for dieselmotoren i Figur 3	8
Tabell 2: ASHRAE sikkerhetsgrupper [17]	14
Tabell 3: Driftsdata for MTU 10V2000 M72 ved full effekt	27
Tabell 4: Innholdet i avgassen fra MS Teisten	31
Tabell 5: Ruten Kleppstø - Strandkaien [49]	37
Tabell 6: Tilstandene til ORC-kretsen i Excel regnearket	42
Tabell 7: Totalt ladepotensiale for to ORC-kretser med ubegrenset ekspansjon	47
Tabell 8: Ladepotensiale for to ORC-kretser med ekspansjonsforhold på 5	48
Tabell 9: Hardangerfjordekspresen Bergen – Rosendal [50]	51
Tabell 10: Fergerute Sunnhordland - Austevoll – Bergen	51
Tabell 11: Data for MAN - motoren i Van Hool-bussen	63
Tabell 12: Fluidegenskaper for utvalgte arbeidsfluider	65

1 Introduksjon

Klasseselskapet DNV GL har i 2017 registrert over 40 batteridrevne fartøy, mot ca. 5 i 2014. Det er en fersk industri i enorm vekst på grunn av strengere utslippskrav til skip, og derav behovet for å gå over til fornybare energikilder.

For alle eksisterende fartøy med forbrenningsmotor og manglende tilrettelegging for helelektrisk drift, kan en middelvei være hybridisering. Et problem her, som også gjelder helelektriske fartøy, er en manglende evne til å regenerere energi, som for eksempel rullende kjøretøy gjør under bremsing. Motstanden i vannet sørger for å bremse skroget slik at kinetisk energi blir vanskeligere å innhente. Dette medfører at for å holde batteriene oppladet, må enten batteristørrelsen og derav vekten økes, eller at forbrenningsmotorene må belastes ekstra for å holde dem oppladet.

I denne rapporten skal det vurderes hvilket potensiale spillvarmen fra forbrenningsmotorene på typiske hurtigbåter i drift langs kysten har til å kunne produsere elektrisk energi gjennom forskjellige teknologier for spillvarmeutnyttelse. Mest vekt skal det legges på Organisk Rankine-syklus, og energien fra eksosen.

1.1 Metode

I denne rapporten er det undersøkt hvor mye energi som kan gjenvinnes til batterilading fra forbrenningsmotoren i hybride fremdriftssystemer. Datagrunnlaget for regneeksemplet er hentet fra salgsdokumentet til MTU 10V 2000 M72-motoren man finner fire av i MS Teisten. Driftstilstander er basert på en tidligere masteroppgave ved Høgskolen i Bergen (HiB) som omhandler hybridisering av hurtigferger [1]. MS Teisten er en hurtigbåt som inntil tidlig i 2017 var i rute mellom Strandkai terminalen i Bergen og Kleppestø på Askøy. Beregninger for varmegjenvinning gjennom Organisk Rankine-syklus er utført i et Excel regneark utviklet av Norbert Lümmer, førsteamanuensis ved Høgskolen på Vestlandet (HVL).

Regnearket simulerer et ORC-anlegg basert på en artikkel i Applied Thermal Engineering [2]. Fluidegenskaper, derav trykk, temperatur, entalpi, entropi, spesifikk varmekapasitet, GWP (Global Warming Potential) og ODP (Ozone Depletion Potential) er hentet fra tilleggsprogrammet CoolProp [3] [4]. Coolprop er et gratis tilleggsprogram med et bibliotek av arbeidsfluider og deres egenskaper. GWP og ODP forklares videre i kapittel 2.5.3.

Tilleggsprogrammet «Problemløser», eller «Solver», brukes til å finne maksimalt effektuttak fra kretsen ved å variere forskjellige sentrale parametere i kretsen.

Av kommersielt tilgjengelig programvare for å simulere spillvarmegjenvinning, har man blant annet Aspen Hysys, Ricardo IGNITE og Ricardo WAVE. Den opprinnelige planen var å bruke Ricardo IGNITE, men det ble etter hvert oppdaget at ORC-simulering i IGNITE krevde tilgang på to programmer til som HVL ikke hadde lisens på. Bruk av kommersielle programmer vil tillate høyere grad av nøyaktighet samt større fleksibilitet med tanke på variabler under simulering, og dermed mer realistiske resultater. Regnearket brukt i denne rapporten tar ikke hensyn til trykktap i varmevekslere mot varmesluk og -kilde, og hvor stor effekt disse trenger for å kompensere for dette.

2 Bakgrunn

2.1 Hybride fremdriftssystemer

«Hybride fremdriftssystemer» brukes som begrep for fremdriftsanlegg som har to eller flere energikilder. Det kan også brukes om for eksempel forbrenningsmotorer i samarbeid med hydrauliske eller pneumatiske motorer, men vil i denne oppgaven gjelde fremdriftssystemer som kombinerer batteridrift og forbrenningsmotorer. Hybride fremdriftssystemer som kombinerer elektriske motorer og forbrenningsmotorer har som hensikt å spare både miljø og penger. En stor del av disse systemene lader batteriene ved å regenerere kinetisk energi under bremsing. Dette gjøres ved å bruke elmotoren som generator – hjulene trekker motoren. Energien som regenereres fra en slik løsning kan sendes tilbake på nettet (i et lokomotiv, for eksempel), brukes direkte til fremdrift eller hjelpesystemer, eller lagres i batterier. I hybride kjøretøy lagres det som regel i batteriene. Dette er «gratis strøm» som ellers ville blitt bremsset bort. Hybride kjøretøy kan ofte slå av forbrenningsmotoren og kjøre helelektrisk ved lavt ladebehov eller lave hastigheter, som i bymiljø.

Ved århundreskiftet 1900 var allerede flere design utviklet. Blant annet utviklet Ferdinand Porsche en seriehybrid bil, med navmonterte elmotorer og bensinmotor som generator. [5] Opp gjennom årene har likevel ikke hybride fremdriftssystemer vært stort kommersielt tilgjengelig før etter 2000-tallet. Konseptbiler fra blant annet Audi og General Motors har likevel dukket opp fra 60-tallet og oppover. I år 2000 dukket det kanskje mest ikoniske hybridkjøretøyet opp på det internasjonale markedet; Toyota Prius. Etter 2000-tallet har imidlertid utviklinger innen batteriteknologi og bekymringer rundt lokal forurensning, klimautslipp, oljepris- og tilgjengelighet gjenopplivet interessen for hybrid fremdrift.

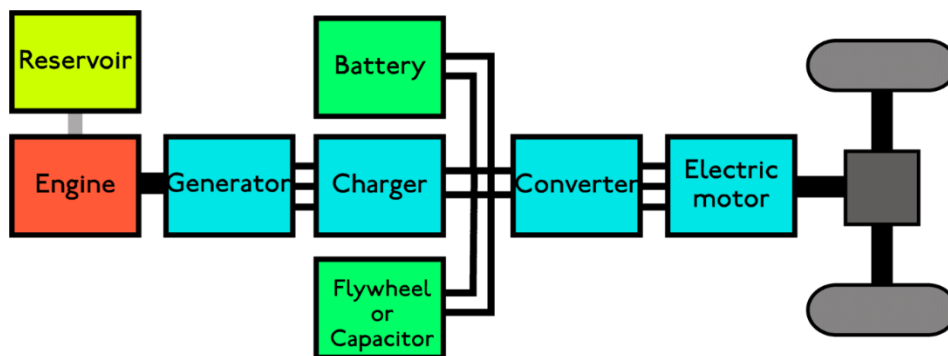
2.2 Drivlinjer

De vanligste løsningene for hybrid-elektriske kjøretøy er seriehybrid og parallellhybrid.

2.2.1 Seriehybrid

I en seriehybrid drivlinje er ikke forbrenningsmotoren forbundet mekanisk med de drivende hjulene, men står som generator som forsyner strøm til elmotoren og batteriene. I praksis

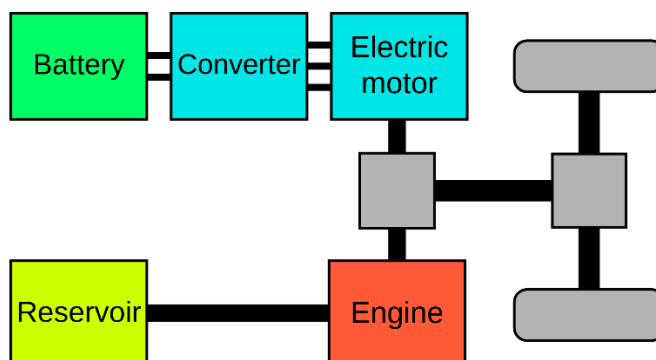
fungerer det som en elbil med påmontert generator til batterilading. Denne teknologien tillater motoren å ligge på konstant turtall ved optimalt driftspunkt. Samtidig, siden motoren kun står som batterilader, kan systemet klare seg med en mindre motor enn om den skulle stå for mekanisk fremdrift. Diesel-elektrisk fremdrift kan sees på som en type seriehybrid, bare at systemet ikke bruker batteri. Dette systemet gir clutchfri overføring samt høyt dreiemoment fra starten av turtallsregisteret.



Figur 1: Seriehybrid drivlinje [6]

2.2.2 Parallellhybrid

Parallellhybrid er vanlig i moderne personbiler. Her kan effekten til hjulene komme fra to kilder; en elmotor og en forbrenningsmotor. I motsetning har seriehybrid kun elmotoren(ene) koblet til hjulene. Her gires elmotor og forbrenningsmotor sammen på drivakslingen, og dreiemomentet summeres på hjulene. Her kan også elmotoren gå i revers for å lade batteriene, men da må forbrenningsmotoren lastes ekstra for å både drive kjøretøyet og lade batteriene. Forbrenningsmotoren er ofte dominant, mens elmotoren settes inn ved «bykjøring» eller ved ekstra kraftbehov, som kraftig akselerasjon.



Figur 2: Parallellhybrid drivlinje [52]

2.2.3 Bruksområder

Bruk av hybrid drivlinje er allerede veletablert til bruk i personbiler. I tillegg har lokomotiver i mange år brukt diesel-elektrisk fremdrift, der regenerert energi ikke går til batterier, men sendes på nettet, som fungerer som et energilager.

I marine systemer er også diesel-elektrisk fremdrift en veletablert teknologi, spesielt for fartøy som driver med Dynamisk Posisjonering (DP). Da DP handler om å holde seg over samme sted på havoverflaten uten å bruke anker, kreves rask respons for å manøvrere effektivt. Batterier til marin bruk er lite utbredt, men er nå mer aktuelt på grunn av utslippsreguleringer.

2.3 Batterier og batterilading

Lithium-ionebatterier, tilsvarende den man finner i en laptop eller mobiltelefon, er den mest brukte batteritypen til elektriske eller hybride kjøretøy. Batterier er tunge og dyre, i tillegg til at de må byttes med jevne mellomrom avhengig av bruk. En økt regenereringsmulighet vil kunne sørge for reduksjon i størrelsen på batteripakken.

DNV GL har en rekke retningslinjer for klassifisering av batterier som brukes til fremdrift på fartøy. Herunder en rekke punkter som går ut på plassering av batteriene, overvåking av dem og sikkerhetstekniske detaljer.

«Plug-in» hybrid tillater batteriene å lades gjennom nettet mens kjøretøyet ikke er i bruk. Dette er en miljøvennlig måte å lade batterier på, spesielt i Norge der hovedbestanddelen av strømmen på nettet kommer fra vannkraft. Alternativt brukes motoren som generator i tillegg til å trekke kjøretøyet. Selv om dette kan gjøre at motoren ligger i et mer optimalt driftsområde, med lavere spesifikt drivstofforbruk, må en likevel brenne mer drivstoff for å lade batteriene.

2.3.1 Regenerering

En viktig faktor for økonomisk elektrisk og hybrid fremdrift er å kunne regenerere energi til batterilading. Rullende kjøretøy som biler, trikker, lokomotiver og lastebiler har stort potensiale til å regenerere kinetisk energi på grunn av den lave rullemotstanden de møter. Jo større andel energi et kjøretøy kan regenerere, jo mindre vekt trenger å brukes på batterier.

Et stort problem marine fartøy møter på i forbindelse med regenerering er den store motstanden i vannet, samt mangel på stopp-start scenarier. I forhold til en bil, som kun skal penetrere luften, må en båt gjennom vann, med ca. tusen ganger høyere tetthet.

Den totale resistansen R_T et fremdriftssystem må gjennom i et skip er grovt sett en sum av friksjonsmotstanden i luften, R_A , og en rekke motstandskrefter under vannet, R_E . [7]

$$R_T = R_A + R_E \quad (1)$$

Luftmotstanden gis ved:

$$R_A = C_D \frac{1}{2} \rho v^2 A \quad (2)$$

Der C_D er dragkoeffisienten, som ofte oppgis til 0,9 for skip [8]. ρ er tettheten til fluidet, v er hastigheten og A er tvernsnittsarealet normalt på fartsretningen. Denne er normalt ca. 2% av total motstand. [7]

For motstanden under vann gjelder i prinsippet samme formel, men her må det også tas hensyn til kraft som går tapt til å skape bølger, og kraft skapt av virvler, eller turbulens ved akterenden av skipet på grunn av propellene.

Rullemotstanden i et landgående kjøretøy gis ved:

$$F = C_{rr}N \quad (3)$$

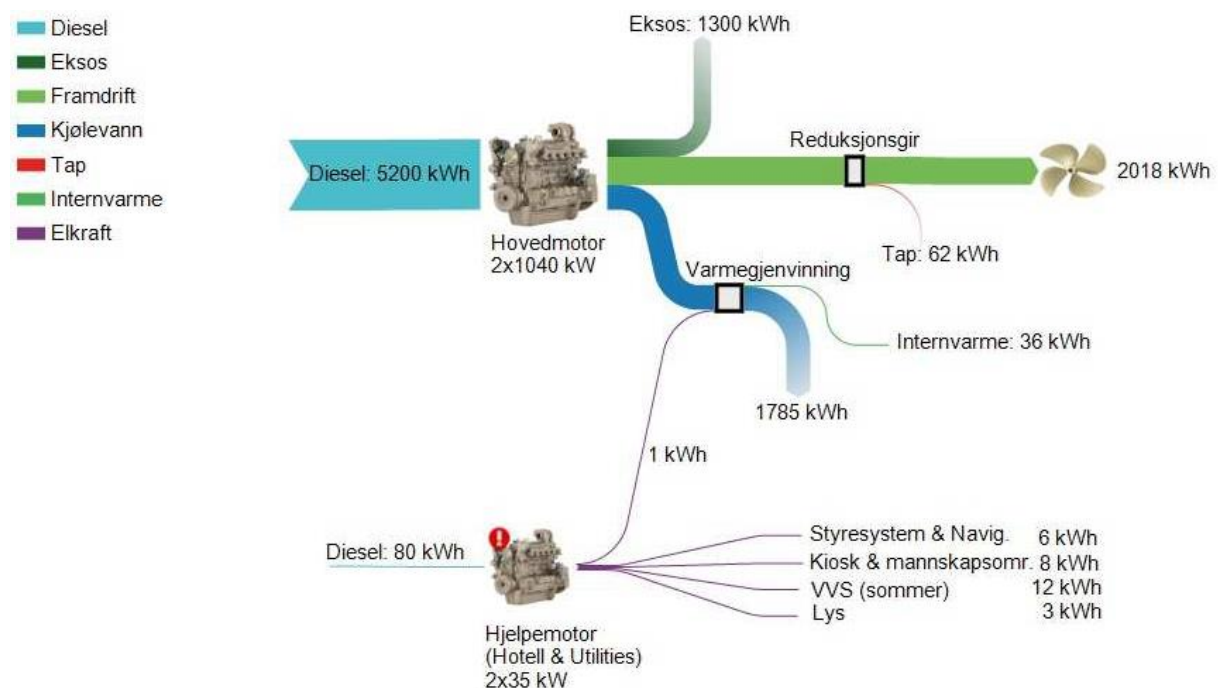
Der C_{rr} er rullemotstandskoeffisienten og N er normalkraften. C_{rr} avhenger av hjulmateriale og underlag. C_{rr} på et vogntog oppgis av Michelin til å være mellom 0,0045 og 0,008 [9]. Rullemotstanden for stålhjul mot stålskinner er en av de laveste rullemotstanden en finner i transportsystemer, og utgjør om lag en tiendedel av gummidekk. Summen av rullemotstand og luftmotstand gir total motstand i et kjøretøy til lands. C_D settes på vogntog og tog henholdsvis til ca. 1 og 1,8.

Man kan umiddelbart se at båter, som skal gjennom et medium med tetthet $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, vil møte enorm motstand i forhold til noe som jobber mot luft med $\rho \approx 1,3 \text{ kg/m}^3$ ved normalbetingelser. Skip må derfor holde gasspådraget mye lenger enn rullende kjøretøy før stopp. En såpass liten mulighet til å regenerere energi betyr at batteripakken på hybride skip enten må være ganske store, eller at motoren må gå på høyere last for å generere strøm. Et

alternativ er selvsagt å lade batteriene ved kai, tilsvarende en såkalt «plug-in»-hybrid. Dette krever da kostbar tilrettelegging og enorm ladeeffekt, avhengig av tid ved kai og reiselengde.

2.4 Energibalanse

Energibalansen, eller varmebalansen i en motor kan presenteres i et «Sankey-diagram». Dette viser hvor stor del av innført effekt som ender opp som effektivt arbeid og som forskjellige tap. Energibalansen til en motor er et nyttig verktøy for å bestemme varmegjennvinningspotensialet til motoren, uansett størrelse. Figur 3 illustrerer en middels stor dieselmotor for fremdrift, med hjelpemotor til hoteldrift. Prinsippet, med litt forskjellige verdier, gjelder alle motorer.



Figur 3: Eksempel på energibalansen for en dieselmotor med tap per time [10]

Om lag 60% av tilført energi i form av brennstoff går tapt til pumping, friksjon, kjøling og avgassvarme. Med vanlig autodiesel kan man grovt estimere hvor mye energi som går tapt til hver av tapspostene på denne motoren. Merk at dette er runde tall til en hypotetisk motor.

Autodiesel har nedre brennverdi 42,7 MJ/kg, eller 35,86 MJ/liter med en tetthet på 0,84 kg/m³ [11]. Med utgangspunkt i Figur 3 vil 1 liter forbrent diesel gi tapene listet opp i Tabell 1.

Tapskanal	Andel energibruk [%]	Energi [MJ]	Tapseffekt [kW]
Eksos	25	8,97	1300
Kjølevann	34	12,18	1785

Tabell 1: Estimert varmebalanse for dieselmotoren i Figur 3

Dette er innfyrt energi som til slutt forsvinner som varm luft til omgivelsene. For å sammenlikne ligger en ordinær bilmotor på over 100 kW. Effekten i tapsvarmen fra disse to motorene er altså $1300 \text{ kW} + 1785 \text{ kW} = 3085 \text{ kW}$, altså nesten 31 ganger høyere enn en vanlig bilmotor. Her kan i teorien spillvarmeutnyttelse øke den termiske virkningsgraden til systemet uten å påvirke driftspunkt. All energien kan selvsagt ikke utnyttes, da energikonverteringsprosesser har en del tap.

2.5 Spillvarmegjenvinning

Spillvarmegjenvinning er et begrep som brukes om alle prosesser der varmen som er til overs fra en prosess brukes til å utvinne nyttig arbeid. Det kan brukes til fjernvarme eller som kilde til elektrisk eller mekanisk arbeid. Sistnevnte, da spesielt elektrisk, er den aktuelle bruken i denne sammenhengen.

To allerede anvendte løsninger her er en påhengt organisk dampkrets (Organic Rankine Cycle, ORC) og/eller en avgass-drevet turbogenerator. Disse er allerede i utvikling og utprøving, spesielt i lastebilindustrien, der blant annet Cummins, Scania, Volvo og Daimler ligger i utviklingsfronten gjennom «The ICCT Supertruck Program». Programmet har som mål å øke virkningsgraden til heavy-duty kjøretøy [12]. Et alternativt konsept som også kan utnytte spillvarme er en termoelektrisk generator. En viktig begrensning for utnyttelse av eksosvarme i forbrenningsmotorer er hvor lav eksostemperaturen kan være før virkningen til etterbehandlingssystemer som katalysatorer og diesel partikkelfilter påvirkes. Alternativt kan varmen hentes ut etter disse systemene, men et slikt lavtemperatursystem vil ha lavere termisk virkningsgrad.

I tillegg kan varme hentes ut fra andre varmekilder der varmen normalt hadde gått til omgivelsene gjennom kjøling. Olje og kjølevann er to eksempler på slike kilder. Det er dog, i forhold til eksosen, veldig lave temperaturer på disse og muligens neglisjerbar nyttig energi i forhold til investeringene som trengs for å hente den ut.

2.5.1 Organisk Rankine-syklus

En enkel ideell Rankine-syklus består normalt av [13]:

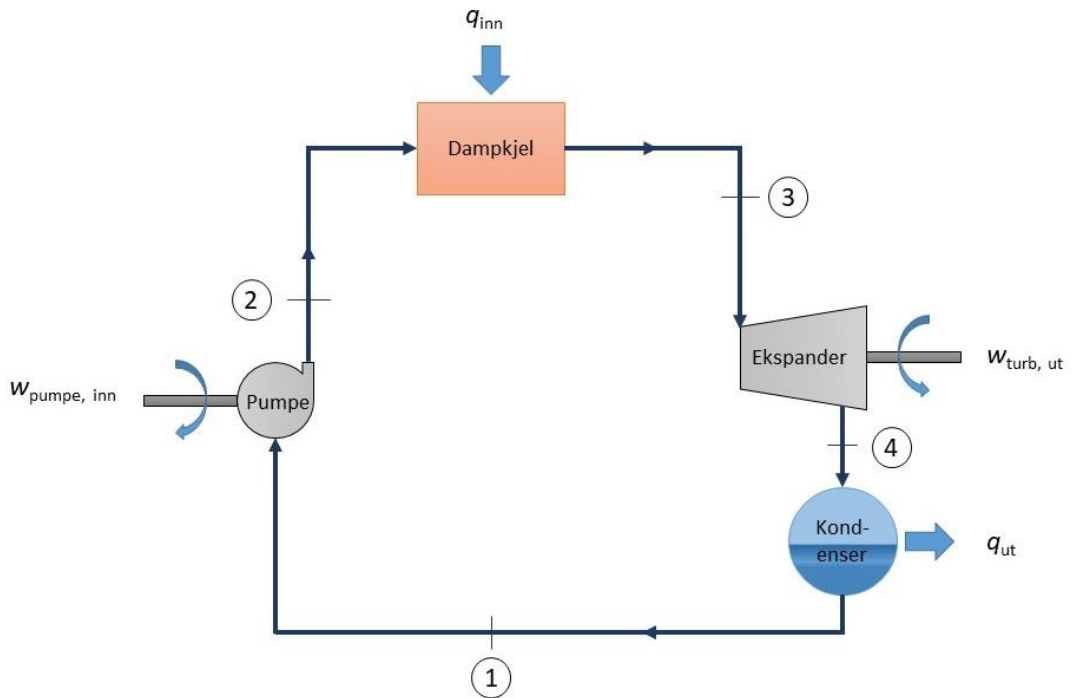
- Dampkjel – Her foregår oppvarming og fordampning av arbeidsmediet (Vann eller annen væske).
- Dampturbin – Den termiske energien i trykksatt damp omformes til mekanisk arbeid gjennom ekspansjon til lavere trykk.
- Kondenser – Arbeidsmediet kondenseres, og temperaturen reduseres avhengig av dampkvaliteten på fluidet ved ekspanderutløp.
- Pumpe – Pumper arbeidsmediet gjennom kretsen tilbake til dampkjelen, i tillegg til å øke trykket i fluidet. Dette er arbeid som tilføres prosessen

Den ideelle syklusen tar ikke hensyn til trykktap i varmevekslere og ikke-isentropisk ekspansjon og kompresjon. Delprosessene involvert i syklusen er som følger:

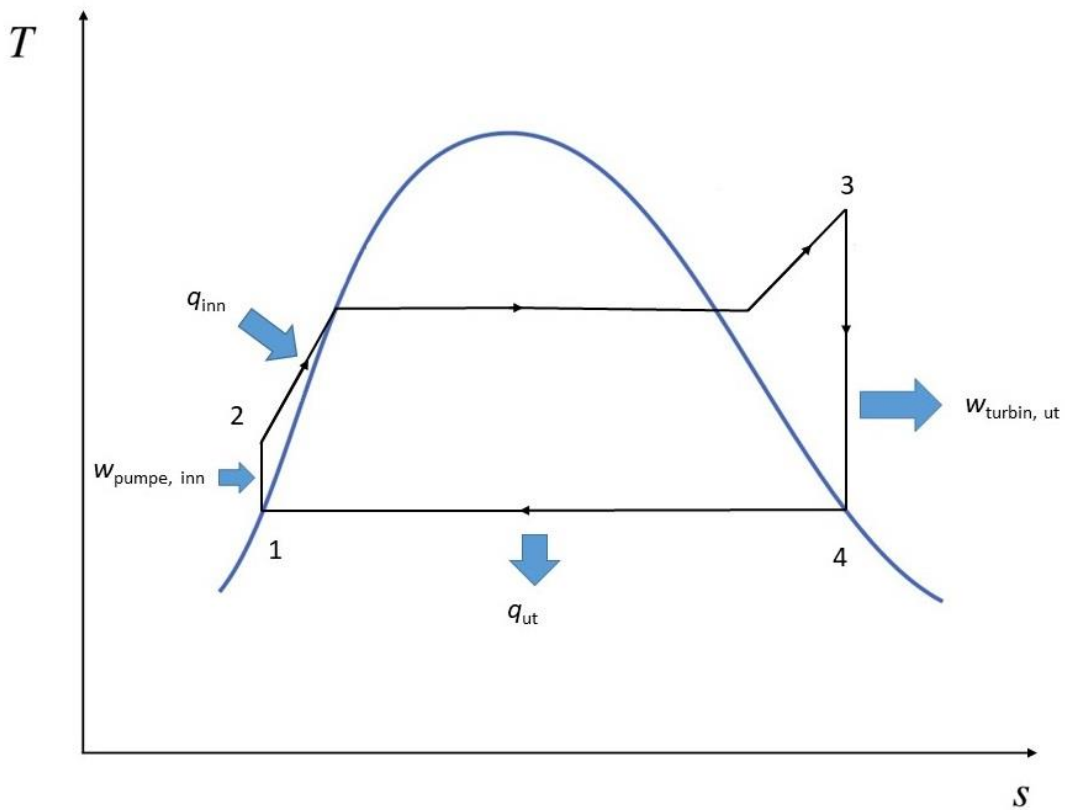
- 1-2 Isentropisk kompresjon i pumpen
- 2-3 Oppvarming, fordampning og eventuell overheting under konstant trykk i kjelen (Boiler)
- 3-4 Isentropisk ekspansjon i dampturbinen
- 4-1 Varmeavvisning ved konstant trykk i kondenseren

Tilført spesifikk energi q_{inn} tilsvarer differansen i spesifikk entalpi mellom tilstand 2 og 3:

$$q_{\text{inn}} = h_3 - h_2 \quad (4)$$



Figur 4: Komponentene i en Rankine-krets



Figur 5: T-s-diagram for en ideell Rankine-krets med et arbeidsfluid som har «våt» metningskurve

Temperaturdifferansen mellom varmekilden og omgivelsene (der kondenseren kvitter seg med termisk energi) er avgjørende for utnyttelsesgraden og spesifikk energitilførsel i kjelen. Massestrømmen avgjør total energistrøm.

Den termiske virkningsgraden til en Rankine-syklus er gitt ved forholdet mellom netto arbeid og varmen den får inn gjennom kjelen [13]:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{turb,ut}} - W_{\text{pumpe,inn}}}{q_{\text{inn}}} = \frac{W_{\text{netto}}}{q_{\text{inn}}} \quad (5)$$

Da pumpearbeidet som oftest er en liten del av turbinarbeidet, kan den forenkles til:

$$\eta_{\text{th}} \approx \frac{W_{\text{turb,ut}}}{q_{\text{inn}}} \quad (6)$$

En vanlig Rankine-syklus bruker vann som arbeidsmedium. Som en kan se fra T - s -diagrammet i Figur 4 må dampen overhetes for å ikke kondensere i turbinen under ekspansjon. Rankine-kretser brukes mest i varmekraftverk der ekstern forbrenning sørger for stor energitilførsel, som gjør at overheting av dampen er uproblematisk. I tillegg brukes den blant annet i «Combined Cycle Gas Turbine», der en dampkrets henter ut energi fra eksosgassene fra en gassturbin. Dette er mest vanlig i stasjonær kraftproduksjon, der systemet yter flere hundre megawatt.

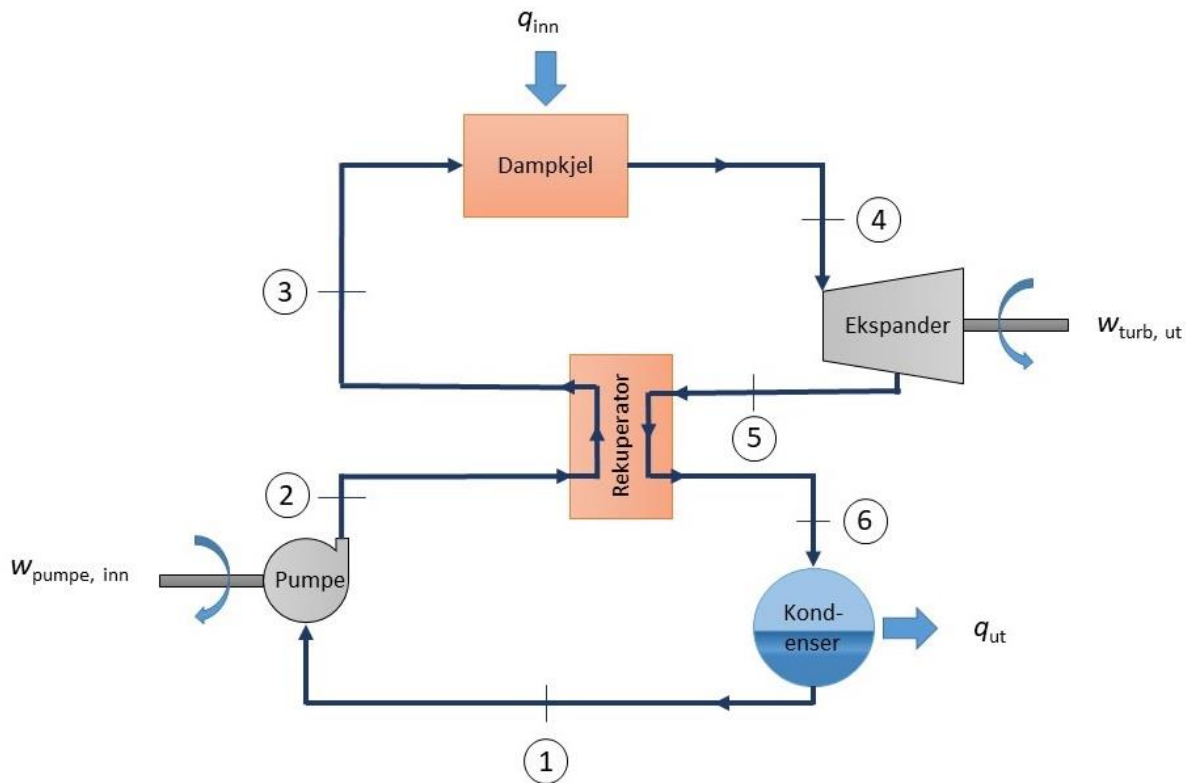
I spillvarmeutnyttelse, der både temperatur og energistrøm er relativt lav, kan ekspansjonen bli tofasert og skape problemer for dampturbinen dersom arbeidsfluidet har en våt metningskurve, som for eksempel vann har. «Organic»-delen i ORC kommer av at det ikke er vann som er arbeidsmediet, men heller forskjellige organiske forbindelser. Organiske forbindelser har som fordel at de har lavere kokepunkt enn vann ved samme trykk, noe som gir bredere bruksområde med tanke på temperaturen til varmekilden. I tillegg har mange organiske forbindelser annerledes metningskurve enn vann, noe som kan forenkle anleggets dampkjel. Arbeidsmediet kan om nødvendig skreddersys til å inneha ønskede egenskaper for en gitt krets.

ORC brukes også til storskala kraftproduksjon, som ved kraftproduksjon fra geotermisk varme, solenergi eller biomasse.

2.5.2 Intern regenerering

Intern varmegjenvinning kan etableres i ORC-kretsen dersom det er mye energi til overs etter fluidet har blitt ekspandert. I dette tilfellet kan fluidet på damp siden, før det kondenseres, forvarme fluidet som er på vei inn i dampkjelen fra væskesiden. Intern regenerering gjør at en potensielt kan få ut mer effekt fra kretsen, men bidrar selvsagt også til et større og mer

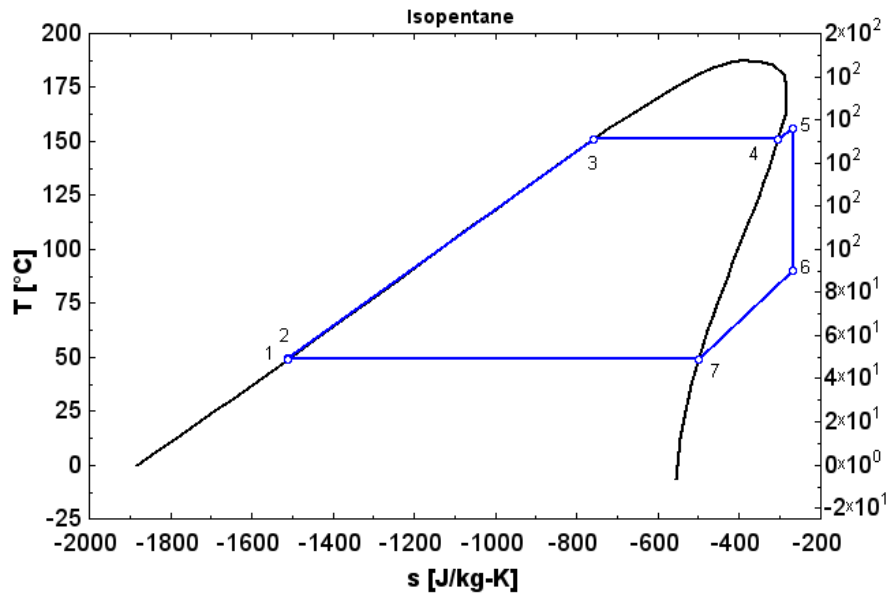
komplekst system. Det er for tørre fluider, forklart i kapittel 2.5.3 og illustrert i Figur 7, at regenerering vurderes, da de fortsatt kan være i dampfase etter ekspansjon.



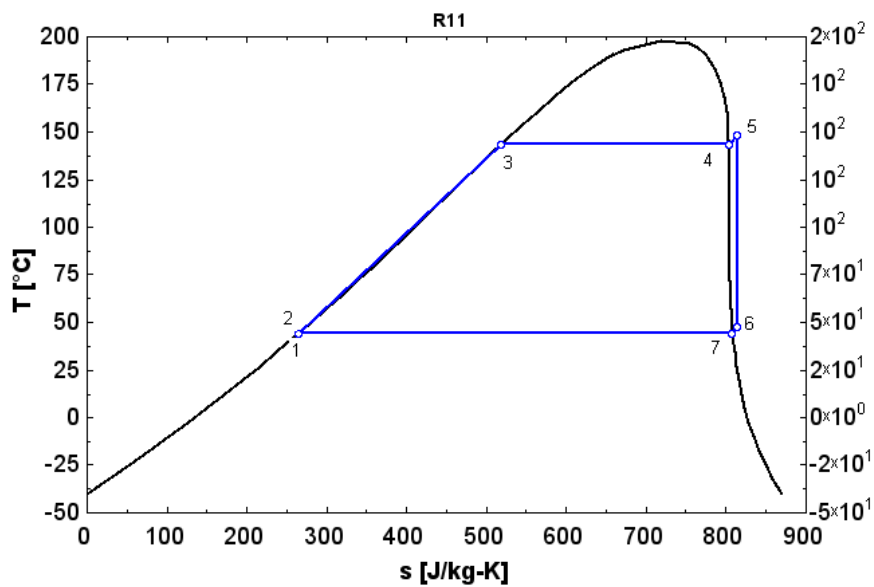
Figur 6: ORC med intern regenerering i rekuperator

2.5.3 Valg av arbeidsmedium

Som nevnt vil riktig arbeidsmedium eliminere behovet for overheting, på grunn av at mange organiske forbindelser har en annen type metningskurve enn vann. Organiske forbindelser har i varierende grad «isentropisk» eller «tørr» metningskurve. En isentropisk metningskurve som i Figur 8 har en vertikal metningskurve på damp siden, og en tørr kurve, vist i Figur 7, vil ha positiv stigning på metningskurven på damp siden. Vann er et eksempel på et «vått» fluid, med negativ stigning på metningskurven. Her er faren stor for at nær isentropisk ekspansjon vil kondensere fluidet.



Figur 7: Isopentane - eksempel på tørt fluid [14]



Figur 8: R11 - Eksempel på isentropisk metningskurve [15]

Andre hensyn å ta er [16]:

- Kjemisk stabilitet – fluidet skal fungere sammen med andre materialer
- Høy tetthet i dampfase – dette tillater mindre komponenter
- Sikkerhet – Brennbarhet, giftighet, eksplosjonsfare. Spesielt i motorrommet på et skip, der ventilasjon av farlige gasser kan være en utfordring.

- Lav miljøpåvirkning – Global warming potential (GWP) og Ozone Depletion Potential (ODP). GWP angir hvor mange ganger større effekt fluidet har på drivhuseffekten sammenliknet med CO₂ over en gitt tidsperiode, som oftest 100 år.
- Lav kostnad
- Kritisk temperatur – Kritisk temperatur kombinert med kritisk trykk utgjør kritisk punkt. Det er der et fluids dampfase og væskefase går over i én fase dersom man når det kritiske punktet fra tofaset område. Det er ønskelig å ha varmekilde med temperatur nærmt kritisk punkt, men subkritisk.

Balansen mellom disse bestemmer størrelsen på kretsen; varmeveksleroverflaten, massestrøm og ekspandertype- og størrelse.

Brennbarhet og giftighet angis i ASHRAEs (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers) sikkerhetsklasser. Stoffer med klassifiseringen A angir lav giftighet, B angir høy, og tall mellom 1-3 angir stigende brennbarhet. Klassene er som følger:

	Sikkerhetsgruppe	
Høy brennbarhet	A3	B3
Lav brennbarhet	A2	B2
Lav brennbarhet med maks flammehastighet 10 cm/s	A2L	B2L
Ingen brennbarhet	A1	B1
	Lav giftighet	Høy giftighet

Tabell 2: ASHRAE sikkerhetsgrupper [17]

I tillegg er varmeledningsevnen, viskositeten og tilgjengeligheten viktige kriterier. Det er viktig å tenke langsiktig – mange av dagens arbeidsmedier er på vei til å fases ut og forbys på grunn av deres miljøpåvirkning.

Montrealprotokollen fra 1989, med 196 fullverdige medlemsland inkludert Norge, har som mål å redusere ozon- og klimaskadelige gasser globalt [18]. I første omgang ble gasser med høy ODP, som R22 og R12, faset ut og erstattet med blant annet R134a, som har ingen ODP men høy GWP. Neste ledd i prosessen er utfasing av gasser med høy GWP. Inn kommer da nye fluider med null ODP og lav GWP. Disse gassene er globalt vennlig mot miljøet, men kan også

være giftige, korroderende og brennbare. Eksempler på fluider med lav GWP og ingen ODP er R600a (isobutan) og R717 (ammoniakk).

Aktuelle fluider

Arbeidsfluider er som regel angitt med en R og et tall, som f.eks R11, R600a. «R» står for «Refrigerant», som betyr kjølemedium, og tallet angir antall fluor, karbon og hydrogenatomer i molekylet. Tar man R134a som eksempel, angir enerplassen (4) antallet fluoratomer. Tallet på tierplassen (3) er en mer enn antallet hydrogenatomer, mens tallet på hundreplassen (1) er en mindre enn antallet karbonatomer. Tusenplassen angir mengden umettede karbonbindinger og fjernes hvis, som i dette tilfellet, det er 0. Bokstaven i slutten av navnet sier om stoffet er en isomer og i så fall hvilken.

Fluider i R400- og R500-klassen er blandinger av andre fluider. I R600-klassen er øvrige organiske forbindelser, mens R700-klassen inneholder uorganiske forbindelser, som ammoniakk og vann. Ammoniakk har molekylmasse på 17 kg/mol og dermed navnet R717.

I tillegg klassifiseres arbeidsfluider etter hva de inneholder. Den meste kjente klassen er nok KFK-gasser, som inneholder klor, fluor og karbon. Øvrige vanlige klasser er HFK (hydrogen, fluor og karbon) og HKFK (hydrogen, klor, fluor og karbon).

Vann

Vann, eller R718, er et arbeidsmedium som er mye brukt og forsket på i dampkretser. Det er svært fordelaktig med hensyn på tilgjengelighet, sikkerhet og miljøet. Den har dog en våt metningskurve, og ekspansjon kan føre til kondensering i ekspanderen med mindre fluidet overopphetes.

BMW har utviklet et varmegjenvinningssystem som heter BMW Turbosteamer. Det er en Rankine-syklus med to kretser (høy- og lavtemperaturkrets) som bruker vann som arbeidsmedium. Den skal kunne integreres i en vanlig personbil og gi opptil 14% ekstra effektuttak. [19]

R134a

R134a, kanskje mest kjent som Freon-gass, er et kjølemedium som er brukt siden 1990-tallet, da det ble innført som erstatter for det miljøskadelige R12. R134a har likevel GWP på over 1000, og er etter Montrealprotokollen på vei til å fases ut og erstattes med mer miljøvennlige medier [20]. Det er derfor lite relevant til bruk i nye installasjoner, men inkluderes i rapporten for å sammenlikne alternativene med et konvensjonelt kjølemedium.

R245fa og R245ca

R245 er ASHRAE-navnet til pentafluorpropan. «fa»- og «ca»-betegnelse angir isomerien til stoffene. Disse er velkjente kjølemedier og er omtalt i litteraturen [21] som aktuelle fluider for en ORC til varmegjenvinning. De har imidlertid relativt høye GWP-verdier på henholdsvis ca. 700 og 1000. Derfor vil de med høy sannsynlighet fases ut i nær fremtid og vil være lite relevant på lang sikt som løsning. De er likevel med for sammenlikningens skyld. R245fa brukes for øvrig i Electratherm sine ORC-moduler [22].

Metanol og etanol

Metanol og etanol er to ukonvensjonelle arbeidsmedier hva ORC angår, mye på grunn av sine våte metningskurver, giftighet og brennbarhet. De kan også være ustabile ved høye temperaturer. De har dog lite miljøpåvirkning, som er et av hovedkriteriene for valg av arbeidsfluid i dag. Etanol er for øvrig brukt som arbeidsfluid i både Daimler [12] og Bosch [23] sin ORC-løsning, noe som gjør det til et veldig relevant fluid å bruke.

Ammoniakk

Ammoniakk, eller R717, er velkjent som kjølemedium, spesielt i industrielle sammenhenger. Det har gunstige termodynamiske egenskaper, kombinert med null GWP og ODP. Ammoniakk er imidlertid giftig og brennbar, og er i ASHRAE sikkerhetsklasse B2L. B2L har lav brennbarhet og maksimal flammehastighet 10 cm/s, og er giftig. Et system som bruker ammoniakk som arbeidsmedium må tilrettelegges med hensyn på materialkompatibilitet og tetthet, noe som vil øke kostnadene ved innkjøp. Ammoniakk kan skape korrosjon på mange metaller om vann trenger inn i systemet. Blant annet kobber, som er et veldig effektivt varmevekslermateriale, er risikabelt å bruke med ammoniakk. Det er derimot et billig og lett tilgjengelig fluid.

R600 og R600a

Dette er to isomerer av butan, n- og iso-butan. De er velkjente kjølemedier og er også aktuelle på grunn av sin lave GWP og ODP. De har dog fått tildelt ASHRAE sikkerhetsklasse A3 for høy brennbarhet men lav giftighet.

Hydrogenfluorolefiner «HFO»

Dette er en gruppe kjølemedier med lav GWP og null ODP, som omtales som fjerde generasjons kjølemedier. De er bygd opp av alkener, og er dermed umettede hydrokarboner. Herunder finnes R1234ze(E), R1234ze(Z) og R1233zd(E). Disse 3 ble brukt som kandidater under en bacheloroppgave ved HiB som omhandlet dimensjonering av varmevekslere til en ORC ved avfallsforbrenningsanlegget i Rådalen [24]. R1234yf er enda et av denne generasjons fluider, og det er foreslått som fremtidig erstatter til R134a [25].

2.5.4 Varmevekslere

Det trengs minst to varmevekslere i en ORC-krets; en til å varme opp arbeidsmediet, og én til å kjøle det ned igjen. Størrelsen på varmevekslerne bestemmes av temperaturdifferansen, varmekapasiteten og varmeoverføringsraten mellom arbeidsmediet i syklusen og det andre fluidet i varmeveksleren. En stor temperaturdifferanse betyr mindre kontaktareal inni varmeveksleren og billigere konstruksjon. Resultater som ser bra ut i teorien, kan i virkeligheten sette urealistiske krav til varmevekslerstørrelsen.

For en motstrøms varmeveksler gjelder likningen for varmeoverføring [26]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (7)$$

der \dot{Q} er varmeoverføringsraten, ΔT_{lm} er logaritmisk temperaturdifferanse, k er den totale varmeoverføringskoeffisienten og A er varmevekslerarealet. ΔT_{lm} kan regnes ut etter formelen:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (8)$$

der ΔT_1 er temperaturdifferansen ved den varme enden (varmekilde inn og kjølemedium ut) og ΔT_2 er temperaturdifferansen ved den kalde enden (varmekilde ut og kjølemedium inn).

En typisk varmeoverføringskoeffisient for platevarmevekslere med massestrøm ca. 400 kg i timen er ca. 4000 W/m²°C [27]. For å estimere nødvendig varmevekslerareal kan formelen endres til:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k} \cdot \frac{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}{\Delta T_1 - \Delta T_2} \quad (9)$$

Dette er grove estimater som ikke tar hensyn til varmetap eller trykktap i varmeveksleren. Arealet kan brukes til å gi en pekepinn på hvor realistisk denne varmeveksleren er til tiltenkt anvendelse.

2.5.5 Ekspander

Ekspander til bruk i ORC-kretsen er et kritisk valg, og velges i samsvar med arbeidsfluidet, tilgjengelig plass og ønsket ytelse i systemet. Ekspandere deles inn i to hovedgrupper ut ifra volumstrøm og trykkforholdet. En volumetrisk ekspander har en begrenset massestrøm og som regel høye trykkforhold kombinert med lav rotasjonshastighet. Turbiner er en annen type som baserer seg på hastigheten til arbeidsfluidet, og har mye høyere volumstrøm og hastighet enn de volumetriske. Turbiner har sett mye større anvendelse som ekspansjonsmaskiner enn volumetriske ekspandere. Volumetriske maskiner er dog et veldig vanlig design på kompressorer, som gjør det motsatte av en ekspander, og følger samme prinsipper. En relativt billig «ombygging» av volumetriske kompressorer til ekspander er derfor ikke uvanlig praksis dersom det trengs volumetrisk ekspandere [28].

Volumetriske ekspandere er begrenset på sitt volumetriske ekspansjonsforhold, r . Det er forholdet mellom volumet i ekspansjonskammeret ved utløpet og volumet ved innløpet av ekspanderen. I tillegg til å være generelt billigere enn turbiner, er de mer robuste, og de fleste typer kan tåle kondensasjon (dråpedannelse) under ekspansjon i større grad enn det en turbin kan.

Turboekspandere

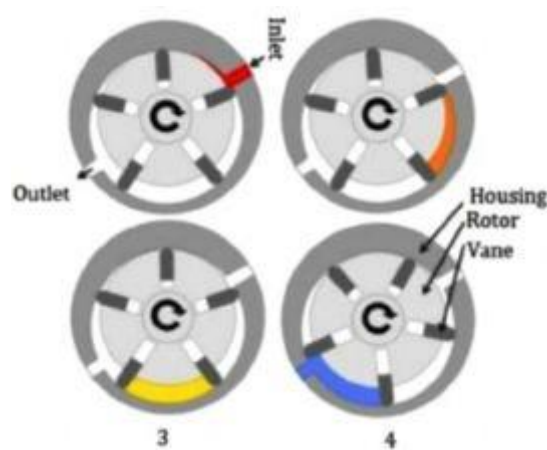
Turbiner baserer seg som sagt på hastigheten til fluidet. En har aksialturbiner, og radialturbiner. Forskjellen er i hvilken retning fluidet strømmer gjennom turbinen. I en aksialturbin strømmer fluidet parallelt med rotasjonsaksen. Her er det enkelt å konstruere ekspansjon i flere trinn, og

turbiner er derfor ofte brukt i store industrielle anvendelser som gass- og dampturbiner. Radialturbiner fører fluidet inn vinkelrett på rotasjonsaksen. Turboladeren i en bil er som regel av radielt design. Radialturbiner er enklere i konstruksjon, men vanskeligere å få trinnvis og er begrenset til et par trinn.

I de følgende avsnittene beskrives et utvalg av volumetriske ekspandere [29];

Vingekspander

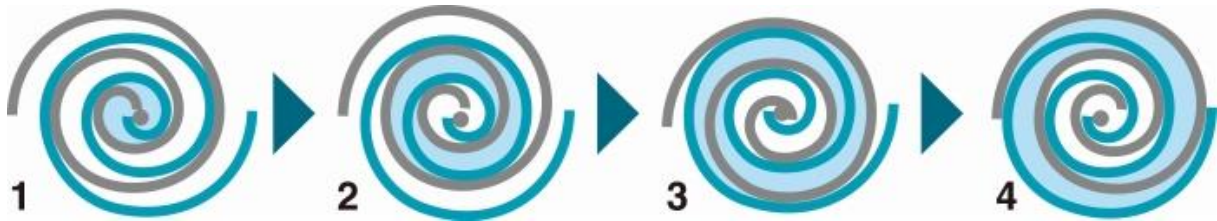
Denne typen ekspander har potensiale for høy volumetrisk ekspansjon, men effekten er begrenset til et par kilowatt. Designprinsippet er det samme som på en vingepumpe. Rotoren er eksentrisk plassert i pumpekammeret, med vingene løst plassert i rotoren. Rotasjonen presser vingene ut, og danner ekspansjonskamre.



Figur 9: Vingekspander [26]

Spiralekspander

Spiral, eller Scroll-ekspandere baserer seg på en spiralformet stator og en tilsvarende «rotor». Sistnevnte roterer ikke, men beveger seg i en sirkulær «bane» inni statoren. Innsuget under ekspansjon er i midten av spiralene, og spiralbevegelsene fører fluidet ut gjennom et stadig økende ekspansjonskammer. De er dog begrenset til noen titalls kilowatt effektuttak [21] [29], og egner seg mest sannsynlig ikke til 900 kW motorene i MS Teisten.



Figur 10: Spiralekspander [30]

Skrueekspander

Dette designet er samme prinsipp som en vanlig kompressor på en bil, men selvsagt omvendt. To sammenkoblede «skruer» skaper ekspansjonskammere mellom seg som utvider seg langs skruene. Dette er kanskje den mest relevante volumetriske ekspanderen, da dette designet kan brukes på effekter opp til 100 kW.

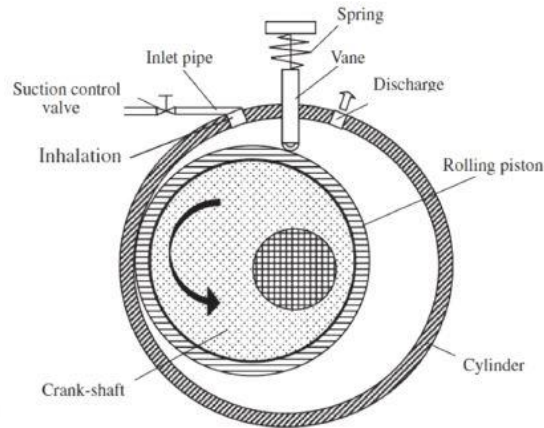


Figur 11: Eksempel på Lysholm skruerotorer [49]

Stempelekspander

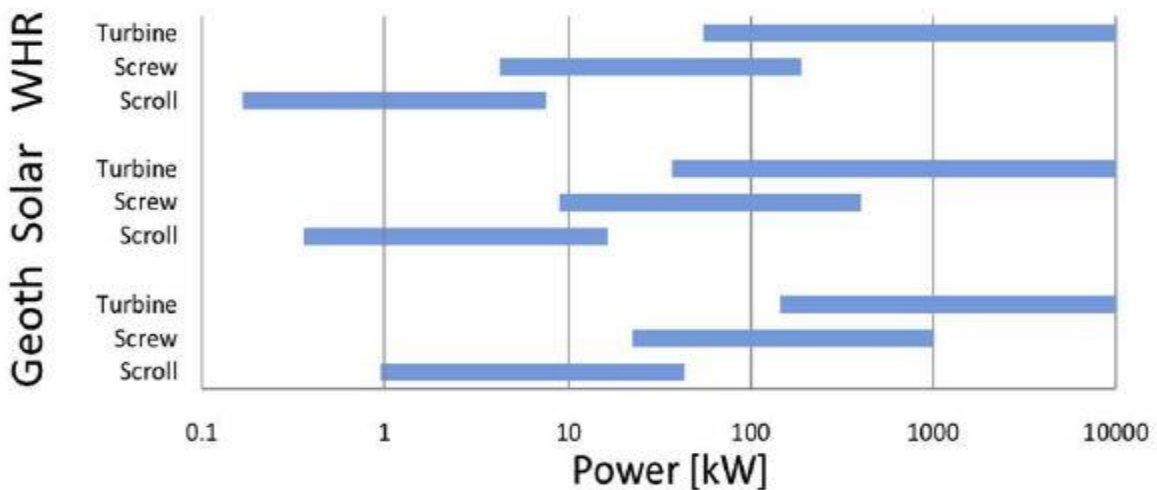
Under stempelekspander finner man to typer. Den ene følger samme prinsipp som en stempelmotor. Dampen går inn i sylinderen gjennom innsugsventilen, dytter stempelet, og blir ført ut gjennom utløpsventilen.

En annen type stempelekspander minner mer om vingeekspanderen, bare at det er én vinge. Denne er fjærbelastet og befinner seg på stempelveggen. Stempelet er også her eksentrisk plassert. Viking Development Group [31] bruker stempelekspander i ORC-modulene sine, av samme typen som i stempelmotorer.



Figur 12 Roterende stempelekspander: [27]

I en rapport utarbeidet av Quoilin et al. [21] ble det for bruksområdene spillvarmegjenvinning, geotermisk varme og solenergi anbefalt effektområder for turbin-, skrue og spiralekspander (Figur 11 og Figur 10). Her anbefales skrueeksperer mellom i underkant av ti og til rett over 100 kW, mens turbineksperer anbefales fra ca. 80 kW og opp. Spiraleksperer anbefales derimot ikke for anvendelser over 10 kW. Dette er dog veiledende, og turboeksperer finnes med langt lavere effekt enn 100 kW, som i Bosch sitt ORC-system for heavy duty kjøretøy [23] nevnt i kapittel 2.5.6.



Figur 13: Bruksområder for de forskjellige ekspandertypene i ulike anvendelser [21]

Pumpe

Grunnet lavere fordampningsvarme enn en Rankine-krets med vanndamp som arbeidsmedium, vil større volumstrøm av mediet være nødvendig i forhold til en tilsvarende Rankine-krets. Dette gjør at pumpeeffekten vil være større i forhold til total effekt i kretsen.

2.5.6 Eksisterende løsninger

Til automotiv og heavy-duty motorer finnes allerede en rekke løsninger. Her gis det noen eksempler på systemer som er blitt dokumentert i ulike publikasjoner.

Bosch

Bosch har utviklet ekspander, pumpe, bypass-ventil, ECU og programvare til bruk på WHR-systemer på kommersielle kjøretøy [23]. Her brukes en radialturbin og en tannhjulspumpe. Bypass-ventilen «kortsletter» turbinen i tilfelle det ikke er etterspørsel etter kraft. Bosch skilter med opptil 5% redusert drivstofforbruk og ønsket tilbakebetalingstid på to år. Systemet er begrenset til et trykk på 40 bar, etanol som arbeidsmedium og opptil 15 kW effekt fra turbinen.

Viking Development Group

VDG sin "Craftengine" er en modulbasert løsning som bruker en stempelmaskin som ekspander. De leverer moduler med effekt opp til ca. 40 kW, og arbeidsfluidet varierer ut ifra anvendelsen. [31]

Electratherm

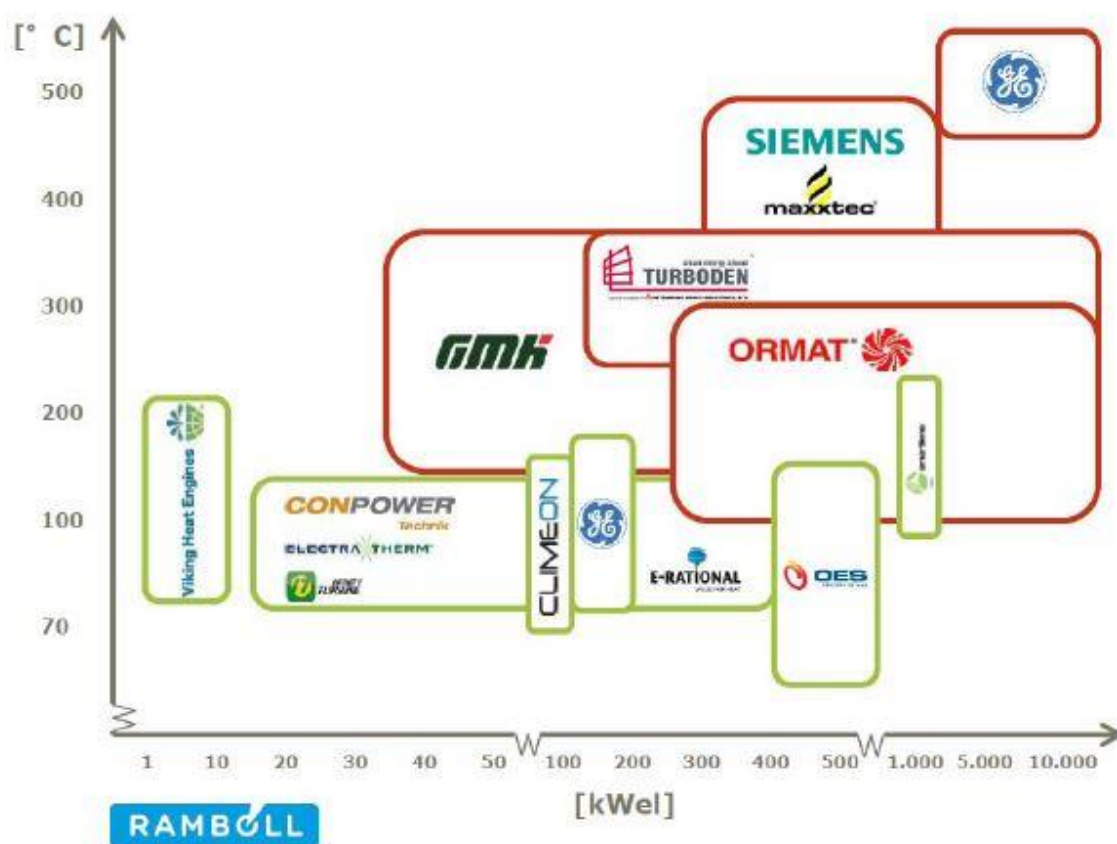
Electratherm leverer komplette ORC-moduler med skruexpander [22]. Deres minste modell, «Power+ 4200», yter opptil 35 kW. Den har dimensjonene 2,4 m x 2,0 m x 2,3 m og veier nesten 3 tonn. Denne, i tillegg til VDG sin, er tenkt stasjonære anvendelser der plass og vekt ikke er noe problem. Electratherm bruker R245fa som arbeidsmedium.

Cummins

Som kanskje en av de mest profilerte løsningene i ICCT SuperTruck Program, har Cummins utviklet et ORC-system som brukes i deres samarbeid med Peterbilt i deres Cummins-Peterbilt SuperTruck. Den skal angivelig klare et forbruk på 10,7 «miles per gallon», eller omtrent

22 liter diesel per 100 km. Cummins henter varme fra EGR-kjøleren og fra eksosen etter etterbehandlingssystemene. Her kobles gjenvunnet energi mekanisk tilbake på motoren. [12]

Modulbaserte ORC-systemer vil i seg selv være uegnet til å integreres inni et trangt motorrom, da de krever et stort tilgjengelig volum. Et maritimt ORC-anlegg vil derfor mest sannsynlig ta utgangspunkt i systemer utviklet for heavy-duty kjøretøy på land. Disse er tilpasset høy ytelse i forhold til vekt, og er laget for å få plass i trange motorrom. I Figur 14 er en oversikt over forskjellige tilbydere av ORC-systemer for varmegjenvinning, gjengitt med tillatelse fra Rambøll:



Figur 14: Oversikt over et utvalg tilbydere av ORC-teknologi for varmegjenvinning [32]

2.5.7 Turbocompound

En annen måte å regenerere tapsvarme på er å legge til et turboladertrinn der spillvarme kan regenereres gjennom rotasjonsenergien fra turbinen. Rotasjonsenergien kan som ved ordinær turbolading brukes helt eller delvis til å drive kompressoren. I tillegg kan rotasjonsenergien drive en aksling som enten gires mekanisk tilbake på motoren eller driver en generator.

Mekanisk turbocompound stammer fra helt tilbake på 1950-tallets flymotorer, og er i dag aktuelt på heavy-duty dieselmotorer til anlegg og lastebil. Turbocompounding kan brukes til enten å øke effekten ved samme brennstofforbruk, eller redusere brennstofforbruket ved samme effekt.

Elektrisk turbocompound (ETC) går ut på å generere strøm gjennom kraftturbinen ved hjelp av en generator på turbinakslingen. I Formel 1 har dette blitt brukt siden sesongen 2014, da de gikk over til 1,6 liter forbrenningsmotorer samt elmotorer [33]. Med fremdriften tungt avhengig av elektriske motorer kreves komplisert varmegjenvinning for batterilading. Her brukes både den vanlige ladingen gjennom elmotorene som generator samt en elektronisk turbolader som lader under bremsing, og kan i tillegg gå som elmotor for å hindre turboforsinkelser.

I tillegg til ORC er også både mekanisk og elektronisk turbocompound benyttet i «The ICCT Supertruck Program» med lovende resultater. En rekke motorprodusenter utvikler sine egne løsninger, men det finnes også en rekke produsenter som sikter på ettermontering av turbogenerator på eksisterende anlegg.

Bowman Power Group [34] produserer et system der de erstatter eller modifiserer det eksisterende turboladersystemet og legger til en kraftturbin med generator. De opererer på motorer mellom 200 kW og 2 MW.

En fordel med denne løsningen er at den er betydelig mer kompakt enn tilsvarende «off the shelf» ORC-moduler. Med Electratherm sin modul til sammenlikning med sine 2,4 m x 2,0 m x 2,3 m, tar Bowman sin kraftelektronikkmodul på 0,4 m x 0,4 m x 1,9 m opp bare en liten del av volumet.

Videre i oppgaven vil det fokuseres på mulighetene for regenerering kun gjennom ORC-krets, da verktøy for å utføre simuleringer for ORC er lettere tilgjengelig.

2.6 MS Teisten

MS Teisten gikk da prosjektet ble påbegynt i rute mellom Strandkaienterminalen i Bergen og Kleppstø på Askøy, men har siden blitt byttet ut med «MS Ekspressen» på grunn av kapasitetsproblemer. MS Teisten med angitt rute vil likevel brukes under beregningene, da det er et realistisk scenario, og mange tilsvarende hurtigbåter går liknende ruter rundt om i Norge.

MS Teisten er en katamaran som ble bygget i 2006 av Fjellstrand for Tide Sjø AS, og har i ettertid gått over i Norled sin eie [35]. Den er utstyrt med fire MTU 10V 2000M72 dieselmotorer som parvis går ut på to propellanlegg.

En tidligere masteroppgave ved HiB undersøkte hvorvidt en hybridisering av MS Teisten ville lønne seg [1]. Målet var at fergen kunne gå elektrisk i sentrumsnære strøk mellom Nordnes og Strandkaien med energi generert fra dieselmotorene.

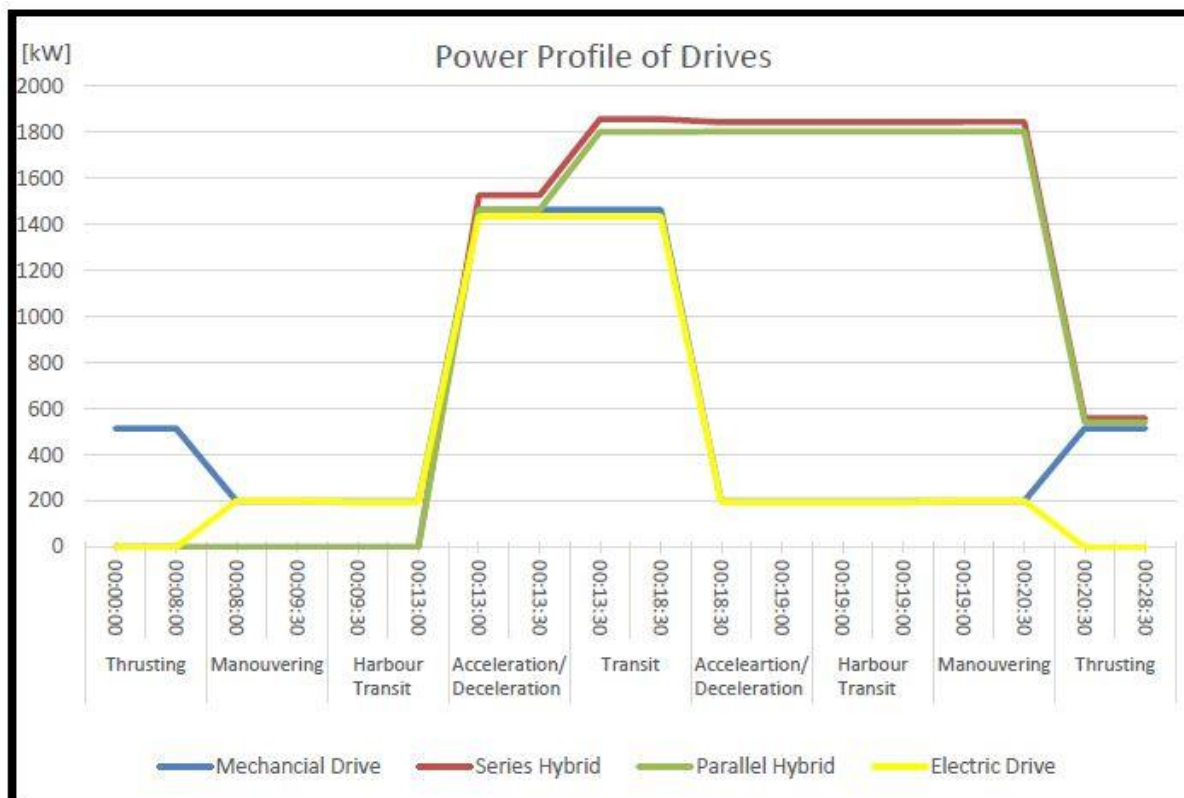
Et av hovedproblemene var at dieselmotorene måtte lastes ekstra både for å bære hybridiseringssystemet og batteriene, og for å lade batteriene. Hybridiseringsmaskineriet er tungt og komplisert, og tynger ned en ferge som er designet for å være lett og rask. I tillegg medfører omforming av energi visse tap. Oppgaven antydte at virkningsgraden til systemet gikk ned, men at man kunne kontrollere hvor utslippene fant sted. Lading ved kai ble anbefalt som en nøkkelfaktor for utslippsreduksjon i hybridferger, men avhenger av at batteriteknologien takler slik hurtiglading.

En stor fordel med en eventuell ORC-krets på båter, er muligheten for å kjøle arbeidsmediet med sjøvann. Det har høy varmekapasitet og holder i Norge relativt lav temperatur hele året. I tillegg er generelt varmegjenvinning gunstig på båter eller skip da de som regel går ved konstant turtall under lange turer, mens for eksempel en rutebuss vil starte og stoppe en hel del, noe som gjør eksosstrømmen uforutsigbar og varmegjenvinningen komplisert.

2.6.1 Driftsparametre

For å vite hvor mye energi som kan genereres i løpet av en tur, må energimengden i eksosen bestemmes. Energimengden i eksosen kan regnes ut fra massestrømmen og temperaturen til eksosen, som igjen er en funksjon av driftspunktet til motoren ved ethvert tidspunkt.

Fergen tilbringer mesteparten av tiden under høy last, i nærheten av MCR (Maximum Continuous Rating), og det er her mesteparten av spillvarmen skal hentes ut. MCR er maksimal effekt for ett gitt turtall, og vises i Figur 16. Som sagt er det ved stasjonært driftspunkt at varmegjenvinning er gunstig, og det foregår under overfarten.



Figur 15: Driftsprofil for MS Teisten i forskjellige driftstilstander [1]

I masteroppgaven ble det prosjektert ca. 1800 kW effekt under overfarten for å lade batteriene i tillegg til å sørge for fremdrift. Figur 15, hentet fra tidligere nevnt masteroppgave [1], illustrerer effektkurven til fremdriftssystemet om bord i MS Teisten. Det antas at denne effekten fordeles på to motorer. Motorinformasjon ved full effekt hentes fra salgsdokumentet til motoren [36], og gjengis i Tabell 3: Driftsdata for MTU 10V2000 M72 ved full effekt;

Effekt	kW	900
Turtall	rpm	2250
Spesifikt brennstofforbruk (BSFC)	g/kWh	213
Volumstrøm ladeluft	m ³ /s	1,45
Ladetrykk	bar abs	3,6
Eksostemperatur etter turbolader	°C	480
Volumstrøm eksos	m ³ /s	3,25
Baktrykk eksos	mbar	30
Baktrykk eksos, maks	mbar	85
Varmetap kjølevæske	kW	790
Stråletap	kW	26
Volumstrøm kjølevann	m ³ /h	18
Temperatur kjølevann	°C	85
Oljetemperatur før motor	°C	78- 88

Tabell 3: Driftsdata for MTU 10V2000 M72 ved full effekt

3 Resultater

I denne delen skal det beregnes tilgjengelig energi i de forskjellige tapskanalene. Den beregnes ut ifra driftsdata hentet fra motorens salgsdokument [36] og gjengitt i Tabell 3. Fra energitilbudet skal det gjøres ORC-simuleringer i Microsoft Excel regnearket med fluidegenskaper hentet fra CoolProp-tillegget. I tillegg skal det gjøres en grov økonomisk vurdering på hva som kan spares med hensyn på drivstoff på å kjøre helelektrisk i havnenære strøk, samt hvor mye drivstoffbesparelser de aktuelle løsningene representerer.

3.1 Energitilbud

Den største virkningsgraden man kan oppnå i en varmekraftmaskin er Carnot-virkningsgraden [13]:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (10)$$

der T_L er temperaturen til varmesluket og T_H temperaturen til varmekilden. Vet man varmen tilgjengelig i varmekildene, \dot{Q} , kan Carnot-virkningsgraden brukes til å finne den maksimale effekten en kan få ut av varmekilden:

$$\dot{W} = \dot{Q} \cdot \eta_C \quad (11)$$

3.1.1 Avgass

Maksimal virkningsgrad en kan oppnå her, basert på avgasstemperatur på $480\text{ °C} = 753,15\text{ K}$ og varmesluk på $15\text{ °C} = 288,15\text{ K}$, blir:

$$\eta_{C,avgass} = 1 - \frac{288,15\text{ K}}{753,15\text{ K}} = 61,7\%$$

For å finne tilgjengelig energi i avgassen til MS Teisten, må volumstrømmen i ladeluften og avgassene omgjøres til massestrøm. Da temperaturen til ladeluften ikke er oppgitt i salgsdokumentet, startes det med avgassen. Det kan gjøres gjennom å bruke den ideelle gasslikningen [13]:

$$PV = \frac{m}{M}RT \quad (12)$$

Som kan omgjøres til:

$$\dot{m} = \frac{P\dot{V}M}{RT} \quad (13)$$

der \dot{m} og \dot{V} er gassens henholdsvis massestrøm og volumstrøm, og R er den universelle gasskonstanten $R = 8,314 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$. M er den molare massen til gassen. Volumstrømmen til avgassen angis av salgsdokumentet til motoren [36] til å være $3,25 \text{ m}^3/\text{s}$. I tillegg er temperaturen $480 \text{ }^\circ\text{C} = 753,15 \text{ K}$ og baktrykket er $30 \text{ mbar} = 3000 \text{ Pa}$. Molar masse for typisk diesellavgass med $\lambda \approx 2$ estimeres til $0,0288 \text{ kg/mol}$ [37]. Massestrømmen til avgassen blir da:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{avg}} &= \frac{P\dot{V}_{\text{avg}}M_{\text{avg}}}{RT} = \frac{104,325 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot 3,25 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 0,0288 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}}{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \cdot 753,15 \text{ K}} \quad (14) \\ &= 1,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

For å bestemme gassens egenskaper og derav varmekapasitet, må først den kjemiske komposisjonen i avgassen bestemmes. Innholdet i avgassen er en funksjon av AFR (Air Fuel Ratio), eller lambda λ . AFR angir hvor mye luft som suges inn i motoren i forhold til hvor mye drivstoff som forbrukes, mens λ er forholdet mellom AFR og støkiometrisk AFR (AFR_{sto}) for angitt brennstoff, som i dette tilfellet er diesel.

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{\text{sto}}} \quad (15)$$

AFR_{sto} er for diesel $14,5 \text{ kg diesel per kg luft}$.

Drivstofforbruket kan enkelt regnes ut ifra spesifikt brennstofforbruk:

$$\dot{m}_{\text{br}} = \frac{BSFC \cdot P}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \quad (16)$$

Der $BSFC$ er spesifikt brennstofforbruk oppgitt i kg/kWh , P er effekten i kW og 3600 s/h omgjør resultatet til kg/s . Brennstofforbruket blir:

$$\dot{m}_{br} = \frac{0,213 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \cdot 900 \text{ kW}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 0,0533 \text{ kg/s} \quad (17)$$

Fra \dot{m}_{avg} kan \dot{m}_{br} trekkes fra for å finne luftmengden motoren tar inn:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{avg} - \dot{m}_{br} = 1,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - 0,053 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,507 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (18)$$

AFR blir da:

$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{br}} = \frac{1,507 \frac{\text{kg}_a}{\text{s}}}{0,053 \frac{\text{kg}_{br}}{\text{s}}} = 28,43 \frac{\text{kg}_a}{\text{kg}_{br}} \quad (19)$$

Dette gir en λ på:

$$\lambda = \frac{28,43}{14,5} = 1,96 \quad (20)$$

Lambda kan brukes til å finne balansen mellom reaktantene i likningen for dieselforbrenning ved luftoverskudd:

$$\begin{aligned} 1 \text{ kg}_{br} + \lambda \cdot 14,5 \text{ kg}_a &= \\ 1 \text{ kg}_{br} + \lambda \cdot (3,3 \text{ kg O}_2 + 11,2 \text{ kg N}_2) &\rightarrow \\ 3,2 \text{ kg CO}_2 + 1,2 \text{ kg H}_2\text{O} + (\lambda - 1) \cdot \text{O}_2 + \lambda \cdot 11,2 \text{ kg N}_2 & \end{aligned}$$

Setter man inn $\lambda = 1,96$ får man:

$$\begin{aligned} 1 \text{ kg}_{br} + 1,96 \cdot 14,5 \text{ kg}_a &= 1 \text{ kg}_{br} + 6,47 \text{ kg O}_2 + 21,95 \text{ kg N}_2 \\ &\rightarrow 3,2 \text{ kg CO}_2 + 1,2 \text{ kg H}_2\text{O} + 0,96 \text{ kg O}_2 + 21,95 \text{ kg N}_2 \end{aligned}$$

Herfra får man masseandelen av hvert produkt. Dette omgjøres i Tabell 4 til kmol ved hjelp av hver gass sin molare masse, deretter volum basert på molart volum for en ideell gass ved 1 atm og 0 °C [13].

Avgassprodukt	Masse per kg brennstoff, kg	Masseandel, %	Molar masse [11]	Volumprosent, %
N ₂	21,95	80,4	28,016	82,2
CO ₂	3,2	11,71	44,01	7,6
H ₂ O	1,2	4,4	18,015	7,0
O ₂	0,96	3,5	32,0	3,1

Tabell 4: Innholdet i avgassen fra MS Teisten

Denne sammensetningen brukes av regnearket til å beregne blant annet varmekapasiteten til avgassen. Tilgjengelig energi i eksosen, \dot{Q}_{avg} , med antatt varmesluk på 15 °C, beregnes basert på massestrømmen, temperaturdifferansen mot omgivelsene og varmekapasiteten for blandingen, som i regnearket er beregnet til 1,132 kJ/kg·°C.

$$\dot{Q}_{avg} = \dot{m}_{avg} \cdot c_{pavg} \cdot (T_{avg} - T_o) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{avg} = 1,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,139 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \cdot (480 - 15) \text{°C} = 826,2 \text{ kW} \quad (22)$$

Dette er den tilgjengelige varmeeffekten i eksosen fra en motor, men for å sikre drift av etterbehandlingssystemer settes minimumstemperaturen til 350 °C, som er typisk for et SCR-system. Maksimal tilgjengelig mekanisk effekt er, som nevnt innledningsvis, 61,7% av dette, som er 509,8 kW.

Smøreolje og kjølevann

Når det gjelder olje- og kjølevannskretsene skal det undersøkes om det er verdt å hente ut noe derfra. Kjølevannet angis med driftstemperatur på 85 °C, og det antas at det kan kjøles ned til 25 °C gjennom varmegjenvinning. Oljen angis med driftstemperatur mellom 78 og 88 °C før motoren. Vann blir ikke et aktuelt arbeidsfluid for disse, da de ligger godt under normal driftstemperatur for vandrevet Rankine-syklus. Carnot-virkningsgraden til kjølevannet på 85 °C = 358,15 K mot varmesluket på 15 °C = 288,15 K blir:

$$\eta_{C,kjølevann} = 1 - \frac{288,15 \text{ K}}{358,15 \text{ K}} = 19,5\%$$

Salgsdokumentet til MS Teisten [36] angir kjølevannet til å være 40 volumprosent etylenglykol og 60 volumprosent vann. Fra Engineeringtoolbox.com [38] hentes varmekapasiteten til en 40-60 volumprosent blanding for etylenglykol ved 55 °C. Formelen for tilgjengelig energi i kjølevannet er som ved eksos:

$$\dot{Q}_{\text{kjølevann}} = \dot{m}_{\text{kjølevann}} \cdot c_{p,\text{kjølevann}} \cdot (T_{\text{kjølevann}} - T_{\text{minimum}}) \quad (23)$$

Strømmen til kjølevannet er angitt til 18 m³/h, og må omgjøres til massestrøm. Selv om det er etylenglykolblanding, estimeres tettheten til 1000 kg/m³. Massestrømmen blir da:

$$18 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (24)$$

Potensielt tilgjengelig effekt i kjølevannet er dermed:

$$\dot{Q}_{\text{kjølevann}} = 5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3,563 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (85 - 25) ^\circ\text{C} = 1068,9 \text{ kW} \quad (25)$$

Merk at kjølevannet har en mye større varmekapasitet og volumstrøm enn avgassen til tross for kortere temperaturfall. I tillegg vil mye mindre av denne effekten kunne utnyttes på grunn av dens lave temperatur. Maksimal mekanisk effekt, blir 19,5% av dette, altså 208,4 kW.

Motorolje er vanskeligere å ta mye energi fra da den har en ønsket driftstemperatur der den smører optimalt. Kjølevannet er derimot der for å absorbere varme fra motoren. Massestrømmen til motoroljen gjennom kjøleren er ikke tilgjengelig i salgsdokumentet til Teisten, og er ikke lett å estimere. I tillegg antar man at man kan trekke fra ca. 10-15 °C for å holde oljetemperaturen optimal. Varmekapasiteten estimeres til 2 kJ/kg°C [39] for olje i underkant av 100 °C. Spesikk energistrøm kan estimeres gjennom formelen

$$q_{\text{smøreolje}} = \Delta T_{\text{smøreolje}} \cdot c_{p,\text{smøreolje}} \quad (26)$$

$$q_{\text{smøreolje}} = 15 ^\circ\text{C} \cdot 2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} = 30 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (27)$$

Med tilnærmet lik Carnot-virkningsgrad som kjølevannet, er dette en lite utnyttbar energistrøm, og vil ikke betraktes videre i rapporten.

3.2 Ladebehov

Hvor mye et varmegjenvinningssystem er i stand til å regenerere er uvisst, og man setter som utgangspunkt et mål om å kunne manøvrere helelektrisk i sentrumsnære strøk (både Bergen og Kleppestø). Derfor må energibruken under manøvrering og thrusting ved kai estimeres. Fra Figur 15 ser en at «electric drive» kurven ligger på jevne 200 kW under manøvrering og havnetransitt, men går til 0 kW under thrusting. Det er fordi helelektrisk drift i denne rapporten var paret med et automatisk fortøyningssystem som tillot båten å droppe thrustingen. Da MS Teisten nå er tatt ut av akkurat denne ruten og fortøyning kan bli relevant i en fremtidig rute, vil det i denne rapporten beregnes både med og uten fortøyning.

Under manøvrering og havnekjøring i Bergen sentrum bruker båten i følge Figur 15 ca. 200 kW i 5 minutter, og i 2 minutter på Askøy. Energibehovet med fortøyning for en havnetransitt i Bergen (til og fra kai) blir

$$2 \cdot 200 \text{ kW} \cdot \frac{5}{60} \text{ h} = 33,3 \text{ kWh} \quad (28)$$

En tur til Askøy vil da bruke

$$2 \cdot 200 \text{ kW} \cdot \frac{2}{60} \text{ h} = 13,3 \text{ kWh} \quad (29)$$

Gjennomsnittlig energibehov per landgang med fortøyning blir da

$$\frac{33,3 \text{ kWh} + 13,3 \text{ kWh}}{2} = 23,3 \text{ kWh} \quad (30)$$

Uten fortøyning ligger båten i Bergen sentrum og thruster på ca. 500 kW i 8 minutter.

$$500 \text{ kW} \cdot \frac{8}{60} \text{ h} = 66,7 \text{ kWh} \quad (31)$$

For et havnebesøk i Bergen uten fortøyning blir da energibehovet

$$33,3 \text{ kWh} + 66,7 \text{ kWh} = 100 \text{ kWh} \quad (32)$$

På Kleppestø bruker den derimot

$$13,3 \text{ kWh} + 66,7 \text{ kWh} = 80 \text{ kWh} \quad (33)$$

Gjennomsnittlig blir da energibehovet per ufortøyde landgang

$$\frac{100 \text{ kWh} + 80 \text{ kWh}}{2} = 90 \text{ kWh} \quad (34)$$

Som oppgaven antyder er thrusting et betydelig energibruk, og kan dermed bli utfordrende å tjene inn igjen ved varmegjenvinning.

Under overfarten går motorene under hybriddrift for fullt i 7 minutter, eller 14 minutter tur/retur. Det er i denne perioden varmegjenvinningssystemet skal lade batteriene. For å tillate helelektrisk ferdsel i havn hver gang må systemet levere effekten

$$23,3 \text{ kWh} \cdot \frac{60}{7} \text{ h}^{-1} = 200 \text{ kW} \quad (35)$$

For å regenerere thrusterarbeidet også må systemet totalt levere

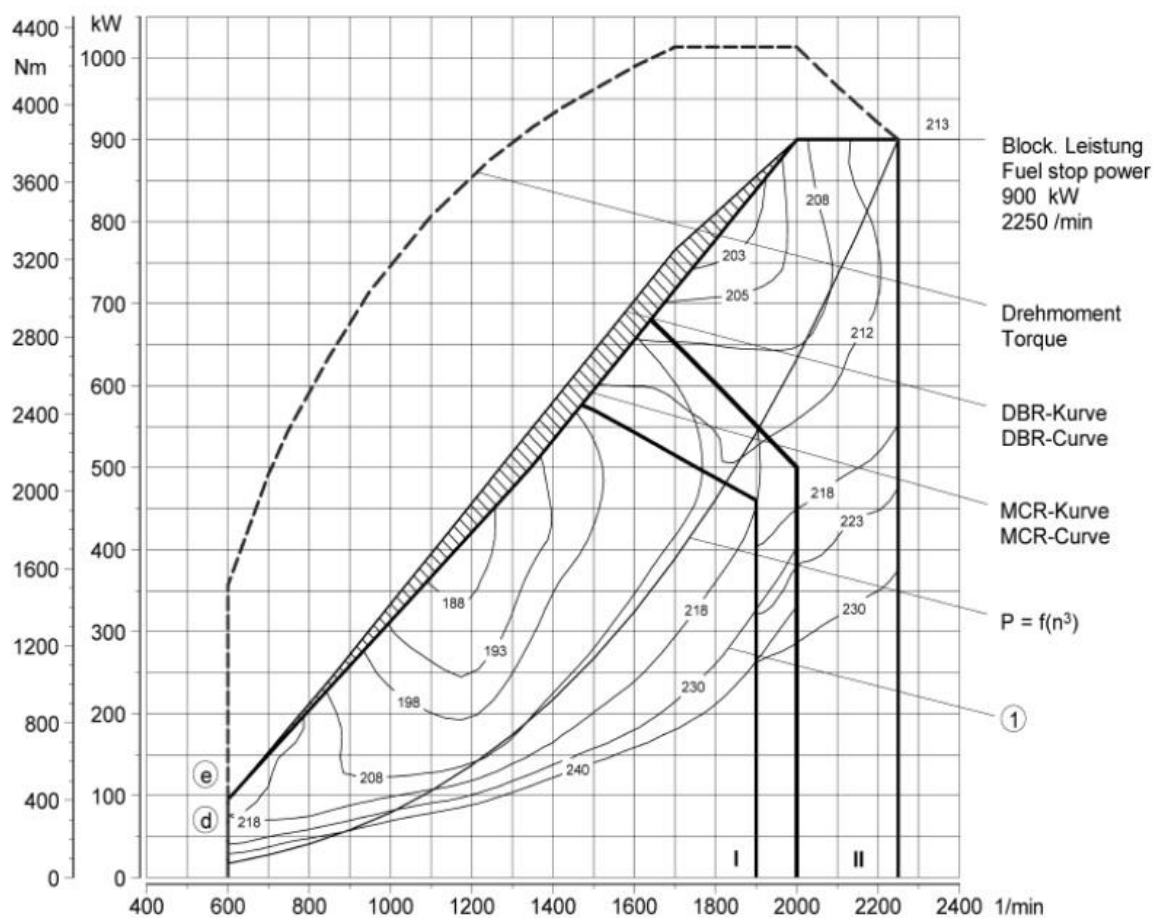
$$90 \text{ kW} \cdot \frac{60}{7} \text{ h}^{-1} = 771,4 \text{ kW} \quad (36)$$

Sistnevnte tilsvarer en av motorene ved nesten full effekt, som vil kreve en enorm virkningsgrad, selv med regenerering fra to motorer. Alternativet blir å kun kjøre helelektrisk i Bergen sentrum, fra Nordnes og innover i havnen.

3.3 Potensiell dieselbesparelse

MS Teisten er en båt som var i drift hver dag hele året, og hadde drivstofforbruk deretter. Ved å eliminere bruken av forbrenningsmotorer i havnenære strøk vil dieselforbruket kunne reduseres.

Omtrentlig dieselreduksjon kan estimeres ved hjelp av data fra Figur 15 og estimert *BSFC* ved driftspunktene ut ifra MCR-kurven i Figur 16.



Figur 16: MCR-kurve for MTU 10V 2000 M72 [1]

Uten å vite sikkert effektfordelingen mellom motorene vil det gjøres en del antakelser. For enkelhets skyld regnes det med én motor under manøvrering og thrusting, og at motoren ligger ved MCR.

Havnetransitten ved 200 kW bruker 33,3 kWh inn og ut av havnen. Ved MCR på 200 kW er BSFC ca. 0,218 kg/kWh. Diesel har som nevnt en tetthet på ca. 0,84 kg/liter.

$$\text{Dieselforbruk} = 33,3 \text{ kWh} \cdot 0,218 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \cdot \frac{1 \text{ liter}}{0,84 \text{ kg}} = 8,6 \text{ liter} \quad (37)$$

På Askøy bruker MS Teisten derimot 13,3 kWh på en kortere havnetransitt. Forbruket på Askøy blir

$$\text{Dieselforbruk} = 13,3 \text{ kWh} \cdot 0,218 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \cdot \frac{1 \text{ liter}}{0,84 \text{ kg}} = 3,5 \text{ liter} \quad (38)$$

Thrustingen bruker 66,7 kWh, og foregår ved 500 kW. Ved 500 kW er BSFC ca. 0,190 kg/kWh. Dieselforbruket fra thrusting blir da

$$\text{Dieselforbruk} = 66,7 \text{ kWh} \cdot 0,190 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \cdot \frac{1 \text{ liter}}{0,84 \text{ kg}} = 15,1 \text{ liter} \quad (39)$$

Til sammen går det da 23,7 liter diesel til et havnebesøk i Bergen, og 18,6 liter til Askøy med nåværende drivlinje. Dette gir et gjennomsnittlig dieselforbruk på 21,2 liter per havnetransitt. Ved en dieselpriis på 10 kroner per liter (mest sannsynlig billigere) betyr innsparing av drift av forbrenningsmotorene under havnebesøkene en besparelse på ca. 212 kroner for hvert havnebesøk båten gjør. Som man ser i Tabell 5, er det 22 besøk på hver kai hver dag fra mandag til fredag, og 14 lørdag og søndag. Total dieselbesparelse per uke blir da

$$44 \frac{\text{HT}}{\text{d}} \cdot 21,2 \frac{\text{L}}{\text{HT}} \cdot 5 \frac{\text{d}}{\text{u}} + 28 \frac{\text{HT}}{\text{d}} \cdot 21,2 \frac{\text{L}}{\text{HT}} \cdot 2 \frac{\text{d}}{\text{u}} = 5851,2 \frac{\text{L}}{\text{u}} \quad (40)$$

Der HT står for havnetransitt, L for liter d betyr dager og u betyr uker. Årlig utgjør dette en besparelse på ca. 304 260 liter, eller ca. 3 millioner kroner antatt at den går som vanlig også på helligdager.

Alternativt, om en ikke skulle klare å regenerer nok til dette, vil det undersøkes om helelektrisk havnetransitt kun i Bergen sentrum kan gjennomføres. Da blir dieselbesparelsen

$$22 \frac{\text{HT}}{\text{d}} \cdot 23,7 \frac{\text{L}}{\text{HT}} \cdot 5 \frac{\text{d}}{\text{u}} + 14 \frac{\text{HT}}{\text{d}} \cdot 23,7 \frac{\text{L}}{\text{HT}} \cdot 2 \frac{\text{d}}{\text{u}} = 3270,6 \frac{\text{L}}{\text{u}} \quad (41)$$

For et år blir dieselbesparelsen 170 270 liter, eller 1,7 millioner kroner.



M/S «Ekspressen» ☎ 916 81 231 – Operator: Norled AS, www.norled.no, ☎ 51 86 87 00

Frå Kleppestø			Frå Strandkaien		
Måndag – fredag / Monday – Friday			Måndag – fredag / Monday – Friday		
05.50	10.05	15.35	06.05	10.20	15.55
06.20	10.35	16.10	06.35	11.15	16.25
06.55	11.30	16.40	07.10	11.45	17.00
07.30	12.00	17.15	07.45	12.15	17.30
08.00	12.30	17.45	08.15	13.15	18.00
08.35	13.30	18.15a	08.50	14.15	18.30a
09.05	14.30		09.20	14.45	
09.35	15.00		09.50	15.20	

Frå Kleppestø			Frå Strandkaien		
Laurdag / Saturday			Laurdag / Saturday		
08.35	11.30	15.00	08.50	11.45	15.20
09.05	12.00	15.35	09.20	12.15	15.55
09.35	12.30	16.10	09.50	13.45	16.25
10.05	14.00	16.40	10.20	14.15	17.00
10.35	14.30		11.15	14.45	

Overfartstid ca. 12–13 minutter.
 a Berre torsdag og fredag (og 17. mai)

For rutetabell helgedagar, sjå side 37

www.skyss.no

6

Tabell 5: Ruten Kleppestø - Strandkaien [49]

Da ORC-systemer for varmegjenvinning fra forbrenningsmotorer ikke er kommersielt stort, er kostnadene forbundet med innkjøp og installasjon av et slikt system vanskelig å estimere. Modulene til Electrathern på 35 kW, 65 kW og 110 kW er priset til henholdsvis ca. 250 000 \$, 292 000 \$ og 409 000 \$ for komplette systemer inkludert kjøleradiator [40]. Disse er imidlertid rettet mot stasjonære anvendelser og lavere syklustemperaturer.

Sanne Lemmens publiserte under 3rd International Seminar on ORC Power Systems i 2015 en litteraturstudie [41] som utforsker kostnadene forbundet med installasjon. Her ble det konkludert at de fleste ORC-installasjoner ligger mellom 2000 og 4000 €/kW. Antar man systemets kostnad kommer i øvre enden av dette, og om det er mulig å oppnå ønsket effekt (med fortøyning) på 200 kW blir prisen

$$4000 \frac{\text{€}}{\text{kW}} \cdot 200 \text{ kW} = 800\,000 \text{ €} \quad (42)$$

som i dagens kurs (29. mai 2017) utgjør ca. 7,5 millioner kroner. Uten fortøyning ved havnen blir prisen nesten firedoblet. Uten medregnede driftskostnader som service og vedlikehold, blir nedbetalingstiden på helelektrisk havnedrift ca. 2,5 år. Det er ikke medregnet kostnad for tilrettelegging for fortøyning.

3.4 Simuleringsverktøy

Som nevnt innledningsvis brukes et Excel regneark for å simulere ORC-kretsen. Hovedsaklig varieres tre parametre mellom hver syklus. Disse er maksimalt og minimum trykk, $P_{max} = P_1 = P_4 = P_5$ og $P_{min} = P_2 = P_3$, samt T_{maks} , som er den høyeste temperaturen i kretsen, ved innløpet til ekspanderer. Manuelt settes også isentropisk virkningsgrad til pumpe og ekspander, $\eta_{s,pumpe}$ og $\eta_{s,turbin}$, som fra før av er satt til henholdsvis 80% og 90%. For intern regenerering settes virkningsgraden for rekuperatoren, $\epsilon_{rekuperator}$, til 80%. Energien i arbeidsfluidet beregnes med entalpidifferanser og fordampningsentalpieri hentet fra CoolProp, og ikke $c_p \cdot \Delta T$.

ORC-syklus beregninger basert på modellen i Appl. Therm. Eng. 63, 541 (2014)				
Pinch point temperatur differansen modifieres manuelt, gir nødvendig massestrøm i ORC fluid og annet				
Omgivelser	$T_0 =$	15 °C	$P_0 =$	100 kPa
Syklus	definerende egenskaper	fluid egenskaper		
	Arbeidsfluid: water	$T_{crit} =$	373.946 °C	
	$P_{max} = P_4 = P_5 = P_1 =$	$P_{crit} =$	22064 kPa	
	$P_{min} = P_2 = P_3 =$	type:	1 0: dry; 1: wet	
	$T_{rat} (P_{min}) =$	GW/P100/ODP =	Unable to use input par Unable to use in	
	$T_{rat} (P_{maks}) =$	$\epsilon_{rekuperator} =$	0.8	
	$T_{maks} = T_1 =$	$\eta_{s,pumpe} =$	0.8	
	$\Delta T_{overheat} =$	$\eta_{s,turbin} =$	0.9	
at turbine inlet	$\chi_{1,min} \geq$	$\epsilon_{1,min} \geq$	6.253 kJ/kg _{ORC} K	
at turbine exit	$\chi_{2,min} \geq$	$\epsilon_{2,min} \geq$	7.650 kJ/kg _{ORC} K	
Varmekilde	Arbeidsfluid: Air			
	$T_{maks} = T_6 =$			
	$T_{min} =$			
	$T_{avg} =$			
	$c_p =$		v	
	mass flow =		vol	
	$P_6 =$	<- based on 100000 Nm ³ _{fluor} /h	volur	
	ind. gas constant R =	(101,325 kPa, 15 °C)		

Figur 17: Egenskaper for arbeidsfluid og varmekilde

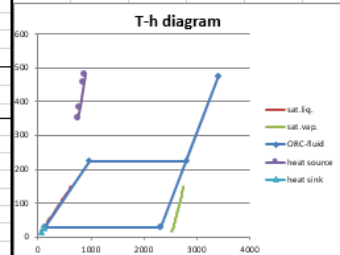
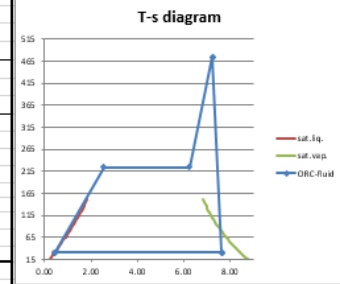
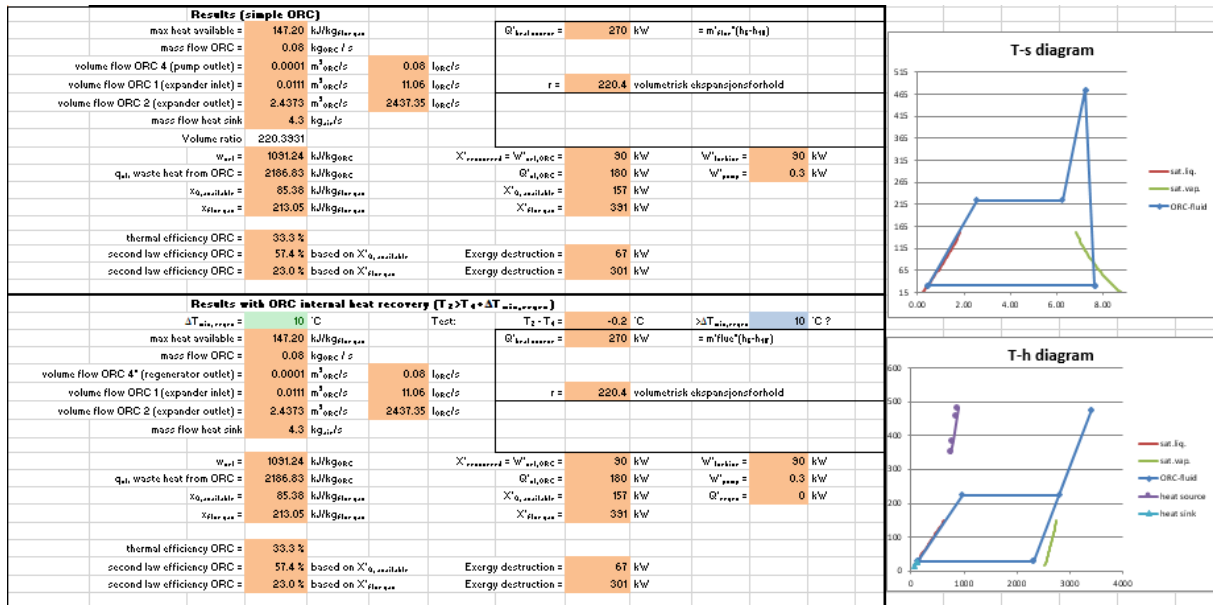
Figur 17 viser input-parametrene til regnearket. Grønne ruter er såkalt user-input, blå ruter er basert på andre ruter eller ORC-kretsen generelt, og de røde rutene er verdier regnet ut med eller uten CoolProp. c_p og R er beregnet fra en tabell på en annen side i regnearket, der manuell input er volumprosenten av avgasskomponentene.

I regnearket, vist i Figur 19, er det 3 «vinduer» som viser egenskapene til røygassen (varmekilden), varmesluk, og ORC-kretsen. Det er også to resultatvinduer, en for enkel ORC og en for ORC med intern regenerering.

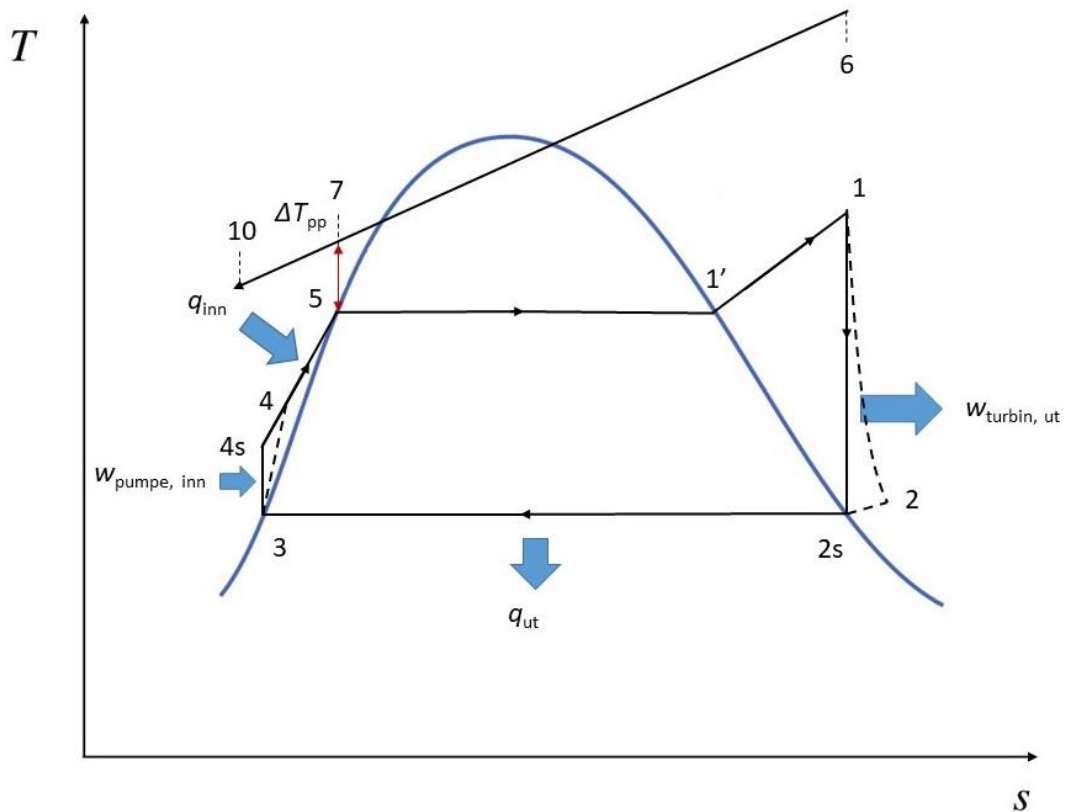
ORC-syklus		$\Delta T_{pp, kilde, refer} =$	158.82	°C	$\Delta T_{pp, kilde, min} (°C) =$	5
		$\Delta T_{pp, kilde, aktuell} =$	5.00	°C		
Tilstand	T / °C	P / kPa	h / kJ/kg _{ORC}	s / kJ/kg _{ORC} K	x	
(expander inlet) 1	475.00	2515.09132	3406.96	7.249	-1	
(exp. Out., const. s) 2s	30.0	4.24697083	2190.96	7.249	0.850	
(exp. out.) 2	30.0	4.24697083	2312.56	7.650	0.900	
2' (hr out, LP)	30.0	4.24697083	2312.56	7.650	0.900	
2' (sat. vap.)	30.0	4.24697083	2312.56	7.650	0.900	
(pump inn) 3	30.0	4.24697083	125.73	0.437	0	
(pump out, isentr.) 4s	30.1	2515.09132	128.25	0.437	-1	
(pump out) 4	30.2	2515.09132	128.88	0.439	-1	
4' (hr out, HP)	30.2	2515.09132	128.88	0.439	-1	
(boiling point) 5	224.3	2515.09132	963.40	2.557	0	
T' (sat. vap.)	224.3	2515.09132	2802.00	6.253	1.000	
(exp. inn, repeat) 1	475.0	2515.09132	3406.96	7.249	-1	
Røygass see table 'flue gas' for details and properties; h is for air and only for display in T-h diagram						
Tilstand	T / °C	P / kPa	h / kJ/kg _{røygass}	rho / kg/m ³	Beskrivelse	
6	480.0	100	897.19	0.456	inlet	
7a	456.0	100	871.16	0.471	at location of T'	
7b	383.1	100.0	792.91	0.524	at pinch point	
10	350.0	100.0	757.81	0.552	outlet (simple)	
10' (regen)	350.0	100.0	757.81	0.552	outlet (regen)	
Varmesluk						
arbeidsfluid:		water	$T_{pp, sluk, min} =$		5 °C	
$c_p =$	4.184	kJ/kg K	$T_{sluk, aktuell} =$		5.00 °C	
Tilstand	T / °C	P / kPa	h / kJ/kg _{luft}	rho / kg/m ³	Beskrivelse	
11	15	100.0	63.08	999.10	inlet	
12	25.0	100.0	104.92	997.05	at pinch point	
13a	25.0	100.0	104.92	997.05	outlet (simple)	
13b	25.0	100.0	104.92	997.05	outlet (regen)	

Figur 18: Tilstand for arbeidsfluid, røygass og varmesluk, her for vann i enkel ORC-krets

Innen de sistnevnte har en verdi for blant annet tilgjengelig eksergi i forhold til omgivelsene og til mulig temperaturfall i varmekilden. I tillegg finner en effekt ut fra turbin, nødvendig effekt for pumping og virkningsgrader. Man finner også på siden automatisk genererte T -s- og T -h-diagrammer. Enkel ORC og ORC med intern regenerering viser samme resultater, med noe tilleggsinformasjon i regenereringsvinduet. For å endre hvilken av kretsene en vil simulere må randbetingelsene i problemløseren endres til å gjelde for intern regenerering.



Figur 19: Resultatvinduene samt T-s- og T-h-diagram for kretsen



Figur 20: T-s-diagram basert på tilstandene i Excel regnearket. Merk at tilstand 2' faller sammen med 2s

Arbeidsfluidet i ORC-kretsen har totalt 12 (11) tilstander hvorav en av de (innløp ekspander) oppgis to ganger, som start og slutt på kretsen. Dette gjøres for å få til en lukket syklusurve i de to diagrammene. To av tilstandene, 2s og 4s, er for isentropisk ekspansjon og kompresjon, og to andre tilstander er for ORC-krets med rekuperator (intern regenerering). Disse tilstandene

er 2* og 4*, og representerer varmeoverføring henholdsvis fra dampsiden og til væskesiden av kretsen. Det er tatt utgangspunkt i at tilstand 1 forekommer ved innløpet til ekspanderen, i motsetning til i innløpet til pumpen, som kanskje er mer vanlig. En oversikt over tilstandene til ORC-kretsen finner en i Figur 18, Figur 20 og i Tabell 6

Tilstand	Gjeldende formler og egenskaper	Beskrivelse
1	P_1 og T_1 velges manuelt og deretter bestemmer solver optimale verdier. h_1 og s_1 bestemmes av CoolProp ut ifra disse.	Ekspander innløp.
2s	$s_{2s} = s_1$, og P_2 som i tilstand 2, men med h_{2s} , som ikke tar høyde for ikke-isentropisk ekspansjon. T_2 beregnes	Ekspander utløp ved isentropisk ekspansjon.
2	$P_2 = P_{\min}$ fra manuell inntasting/solver. $h_2 = h_1 - \eta_{s, \text{turbin}} \cdot (h_1 - h_{2s})$ tar hensyn til ikke-isentropisk ekspansjon. s_2 og T_2 beregnes med CoolProp.	Ekspander utløp/kondenser innløp.
2*	$P_{2^*} = P_2 = P_{\min}$ som i tilstand 2 og 2s $h_{2^*} = h_2 - \epsilon_{\text{rekuperator}} \cdot (h_2 - h_4)$. T_{2^*} og s_{2^*} bestemmes fra CoolProp.	Utløp varmeveksler fra damp- til væskeside ved regenerering.
2'	$P_{2'} = P_{\min}$ manuell input/solver. Dersom metningstemperaturen T_{sat} for P_{\min} ikke overstiger T_2 , (det er fortsatt overhettet damp), finner en $h_{2'}$ basert på $P_{2'}$ og $x_{2'} = 1$, og CoolProp finner $T_{2'}$ og $s_{2'}$. Hvis ikke settes $h_{2'} = h_2$ og $x_{2'} = x_2$	Mettet dampfase ved $P_2 = P_{\min}$.
3	$P_3 = P_{\min}$. Her er dampen kondensert, og $x_3 = 0$. T_3 , h_3 og s_3 fra CoolProp basert på trykk og dampkvalitet.	Kondenser utløp/pumpe innløp.

4s	$s_{4s} = s_3$ grunnet isentropisk trykkøkninng. $P_{4s} = P_4 = P_{\max}$. T_{4s} og h_{4s} fra CoolProp.	Pumpeutløp ved isentropisk ekspansjon.
4	$P_4 = P_{\max}$, og $h_4 = h_3 + (h_{4s} - h_3) / \eta_{s,pumpe}$. Her tas det hensyn til ikke-isentropis kompresjon i pumpen.	Pumpeutløp/dampkjele innløp.
4*	$P_{4*} = P_{\max}$. Regenerering kan vurderes hvis $T_2 > (T_4 + \Delta T_{\min,regen})$, der $\Delta T_{\min,regen}$ settes til 10 °C. Det vil si at temperaturen på dampen som kommer ut av ekspanderen må være minst 10 °C varmere enn fluidet ved pumpeutløp. Er dette tilfellet, beregnes h_{4*} til $h_{4*} = h_4 + \varepsilon \cdot (h_2 - h_4)$, og T_{4*} og s_{4*} beregnes av CoolProp. Ellers gjelder $h_{4*} = h_4$, $s_{4*} = s_4$ og $T_{4*} = T_4$.	Utløp varmeveksler fra dampsiden ved regenerering.
5	$P_5 = P_{\max}$, dampkvalitet $x_5 = 0$ T_5 , h_5 , s_5 hentes fra CoolProp basert på fordampningstemperatur i forhold til P_{\max} .	Fluid er varmet opp til kokepunktet og fordampes i dampkjelen.
1'	$P_{1'} = P_{\max}$ Her er alt fordampet og $x_{1'} = 1$. $T_{1'}$, $h_{1'}$ og $s_{1'}$ hentes fra CoolProp basert på P_1 for mettet damp.	Fordampning til mettet damp i dampkjelen.
1	Her gjelder det samme som i tilstand 1.	Ekspander innløp, syklusen gjentas.

Tabell 6: Tilstandene til ORC-kretsen i Excel regnearket

I forbindelse med problemløser-programmet er det satt opp en rekke randbetingelser for å sørge for at termodynamikkens lover er oppfylte. Herunder må alle virkningsgrader være høyere enn eller lik 0% og lavere enn eller lik 100%. I tillegg settes det hvilke verdier i kretsen og varmekilden som må være høyere og lavere enn andre for å simulere en reell krets. I forbindelse med denne rapporten har det også blitt satt en randbetingelse som begrenser ekspansjonsforholdet i ekspanderen.

3.5 Simuleringsresultater

MS Teisten ble under oppgaveskrivingen tatt ut av rute, men resultatene kan likevel brukes til å få et generelt bilde av potensialet i hurtigbåter. I denne rapporten blir fortsatt ruten Strandkaaien - Kleppestø brukt, og er et slags «worst case» scenario. Dette fordi det er få minutter med regenereringsmuligheter under hver overfart og en havnetransitt tar ca. like lang tid uansett hvor lang ruten er. Alle beregninger med ORC er utført basert på driftsdata for én motor. Videre når en ser på totalt ladepotensiale betraktes to ORC-kretser.

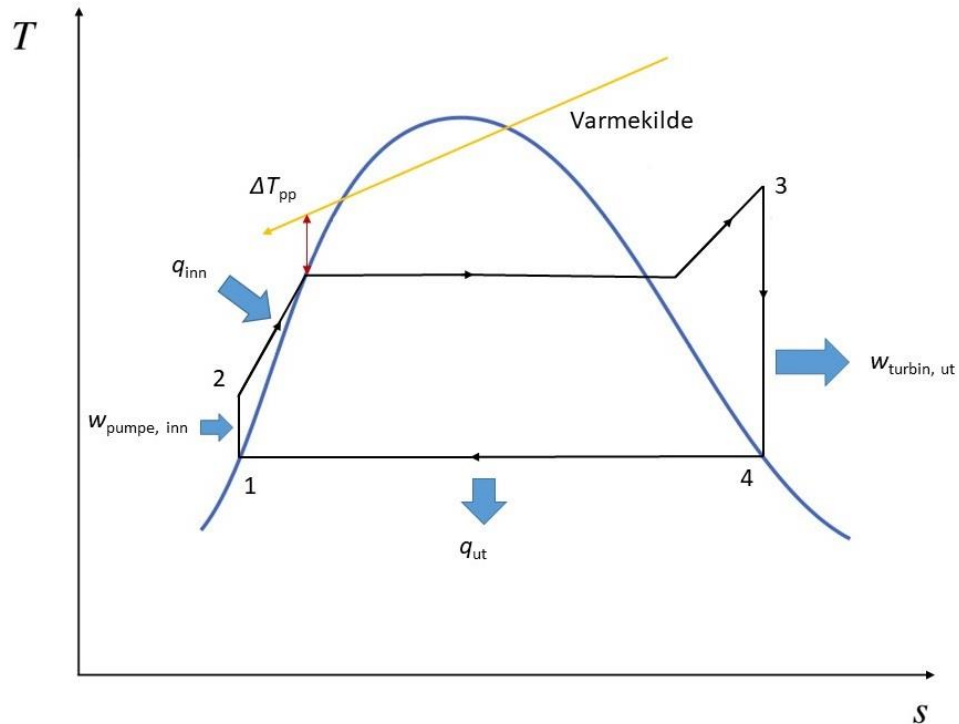
Etter utregning av avgassegenskaper og -massestrøm ble kretsen simulert med de forskjellige fluidene. Her ble 4 scenarier gjennomgått for hvert fluid;

1. Enkel ORC-krets med ubegrenset volumetrisk ekspansjon
2. Enkel ORC-krets med begrenset volumetrisk ekspansjon
3. ORC-krets med intern regenerering og ubegrenset volumetrisk ekspansjon
4. ORC-krets med intern regenerering og begrenset volumetrisk ekspansjon

Volumetrisk ekspansjon er som sagt en avgjørende paramter for ekspandertypen; kreves høy ekspansjon for betydelig høyere effekt må en kostbar aksialturbin benyttes. I tillegg skal det vurderes om det i det hele tatt er lønnsomt med regenerering.

Regelen om å ha varmekilden nærmest mulig kritisk temperatur, og på subkritisk side, blir vanskelig å opprettholde med en såpass høy temperatur på varmekilden. Det er satt begrensninger i regnearket på maksimalt trykk i henhold til fluidets kritiske trykk, slik at kretsen ikke blir superkritisk.

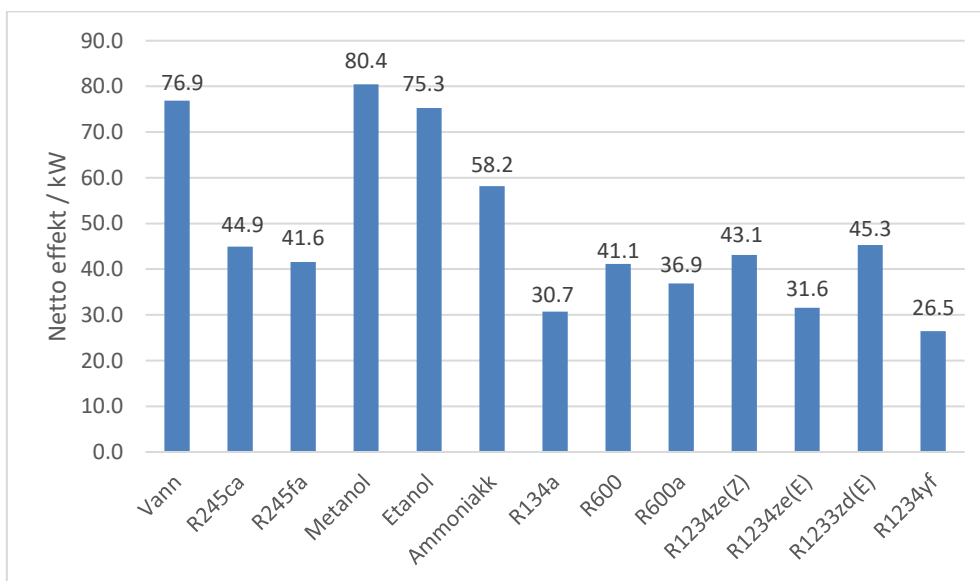
«Pinch point», eller ΔT_{pp} , er den minste temperaturforskjellen mellom arbeidsmediet og oppvarming/nedkjølingsfluid i en varmevekslerprosess, og skal etter tommelfingerregel være minst 5 °C. Pinch point mot varmekilde forekommer ofte mellom kompresjon og varmeoverføringsfasene. I dette tilfellet er temperaturdifferansen så stor at det ikke blir et problem, og pinch point strekker seg gjerne til flere hundre grader. Større temperaturdifferanse betyr som sagt også mindre varmevekslere, som er gunstig i et trangt motorrom.



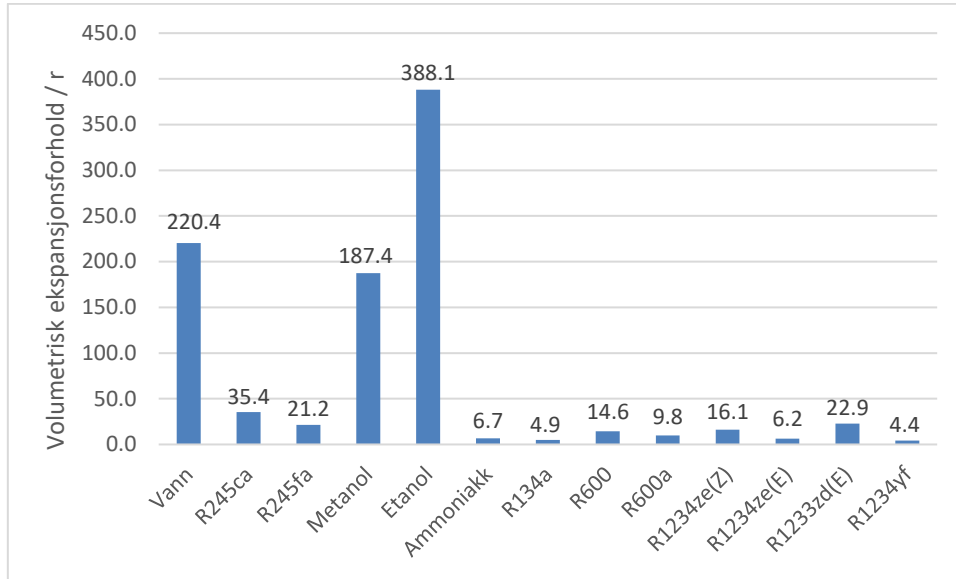
Figur 21: Pinch Point i en Rankine-krets

3.5.1 Avgass

Innledende simuleringer med enkel ORC med ubegrenset volumetrisk ekspansjon viste, som en kan se på Figur 22, en betydelig gjenvunnet effekt på mange av fluidene. Figur 23 viser derimot at denne effekten krever veldig høye ekspansjonsforhold på spesielt vann, etanol og metanol. Dette antyder at en turbin må brukes som ekspander ved bruk av disse fluidene.

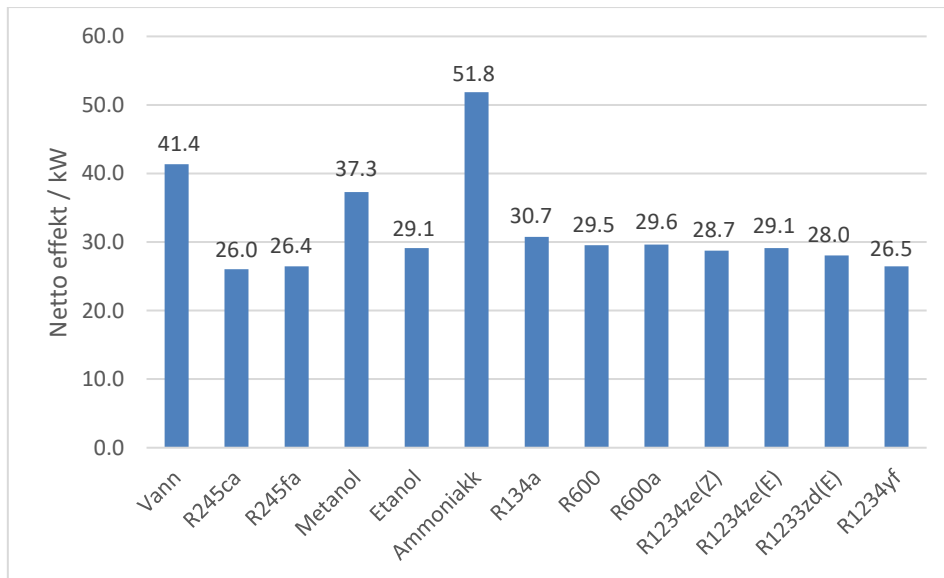


Figur 22: Netto effekt ved ubegrenset ekspansjon



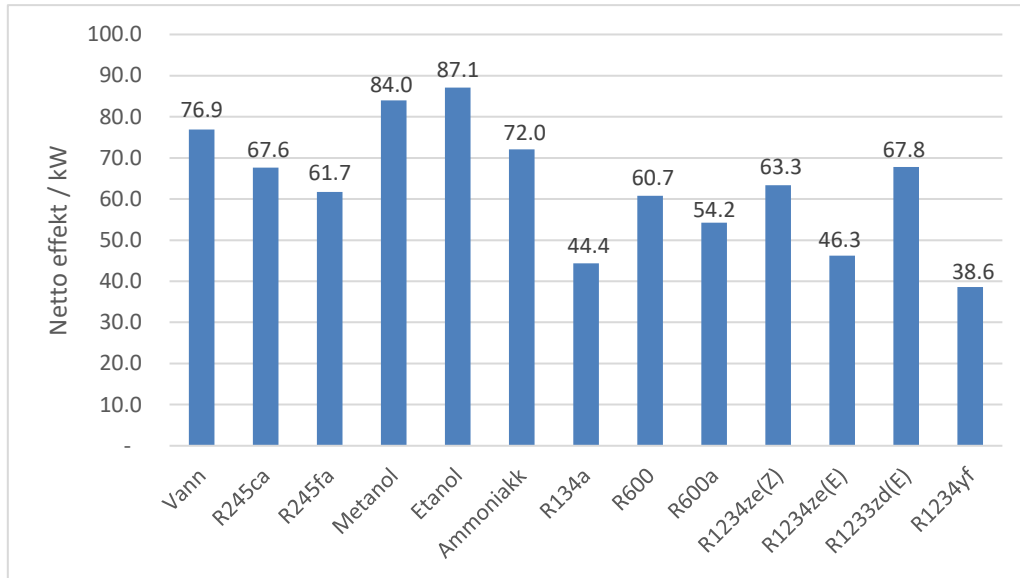
Figur 23: Volumetrisk ekspansjon ved maksimal teoretisk effekt

Når ekspansjonsforholdet ble begrenset til 5, en typisk verdi for volumetriske ekspandere, var det ammoniakk som kom best ut, da den behøvde relativt lav ekspansjon i utgangspunktet. De øvrige fluidene gjorde det dog jevnt over likt, og kan lettere velges på bakgrunn av sikkerhets- og miljøklassifisering.



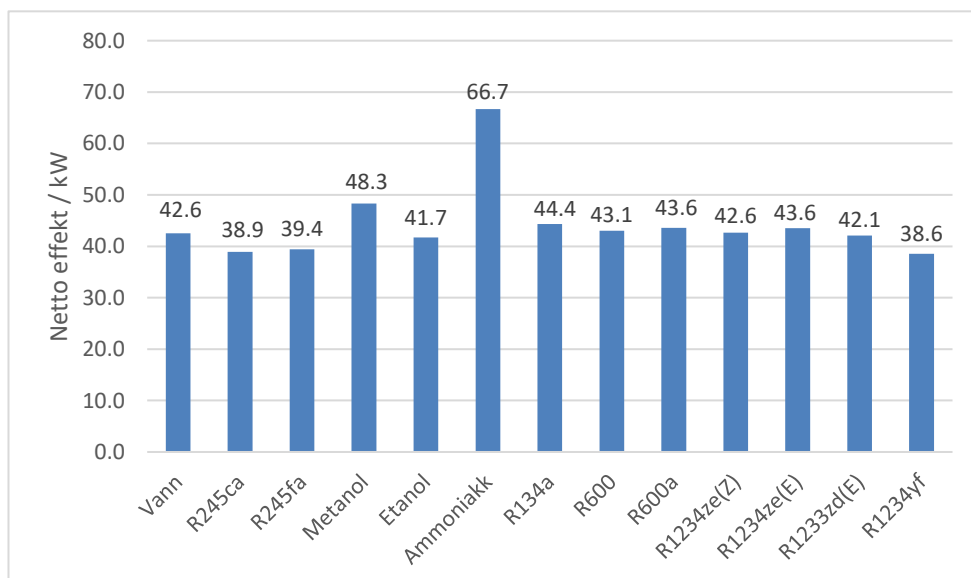
Figur 24: Netto effekt fra en enkel ORC-krets med ekspansjonsforhold 5

Med regenerering og ubegrenset ekspansjon viste etanol seg som den med høyest ladeffekt, tett etterfulgt av metanol, vann, ammoniakk og R1233zd(E). Som ved enkel ORC-krets krever spesielt etanol en enorm ekspansjon for å oppnå denne effekten.



Figur 25: Netto effekt med intern regenerering og ubegrenset ekspansjon

Begrenses ekspansjonen til 5 igjen, kommer ammoniakk klart best ut med 66,7 kW. Det som er interessant med disse resultatene er hvor likt de resterende fluidene presterer. Skulle ammoniakk vise seg å være uegnet i dette oppsettet vil en kunne velge ganske fritt fra de andre uten å ofre mye ladeffekt.



Figur 26: Netto effekt fra ORC med intern regenerering og ekspansjonsforhold på 5

Videre i resultatene vil et utvalg av de best presterende fluidene fra hver scenario sammenliknes. Her vil også total ladeffekt og elektrisk energi generert per overfart for to ORC-

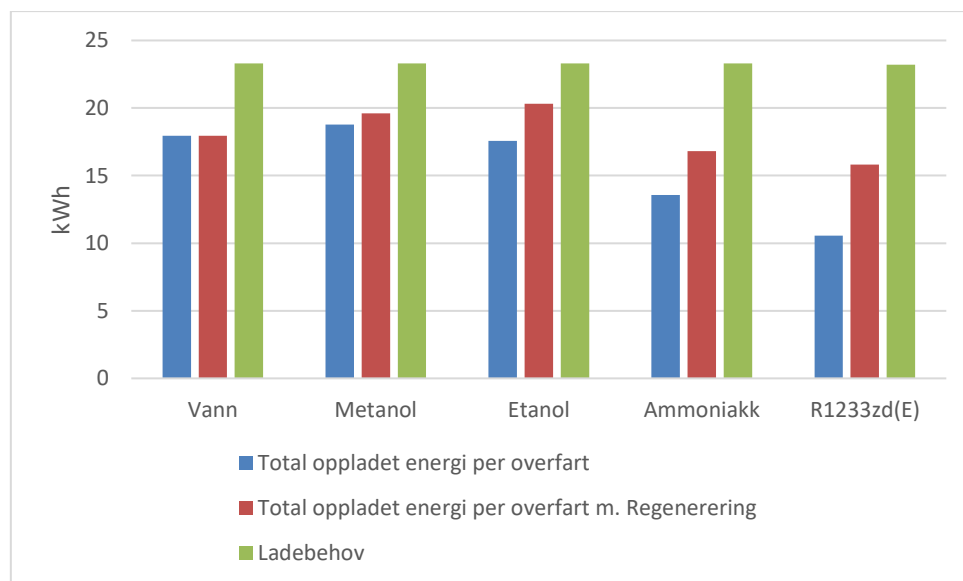
kretser beregnes. Det er her viktig å merke seg at verdiene videre er doblet for å vise total ladeeffekt og total gjenvunnet energi for to motorer med to påhengte ORC-kretser. R600 og R600a vil bli eliminert på grunn av brannfaren de medbringer i tillegg til at de ikke skilte seg særlig ut med tanke på ladeeffekt. R134a, R245fa og R245ca vil også utelukkes på bakgrunn av deres miljøpåvirkning og derav fremtidig utfasing.

For kretsene med ubegrenset ekspansjon kom arbeidsfluidene i Tabell 7 best ut med og uten regenerering.

Fluid	Ladeeffekt [kW]		Gjenvunnet per overfart [kWh]		Volumetrisk ekspansjon
	Uten regenerering	Med regenerering	Uten regenerering	Med regenerering	
Vann	153,8	153,8	17,95	17,95	220,39
Metanol	160,9	168,0	18,77	19,60	187,44
Etanol	150,5	174,1	17,56	20,32	388,08
Ammoniakk	116,4	144,1	13,58	16,81	6,68
R1233zd(E)	90,5	135,5	10,56	15,81	19,73

Tabell 7: Totalt ladeptensiale for to ORC-kretser med ubegrenset ekspansjon

Fra ekspansjonsforholdet ser en at disse, med et mulig unntak av ammoniakk, krever en enorm turbin som ekspansjonsmaskin, og vil derfor kun ansees som hva som er teoretisk mulig. I Figur 27 kan en se at disse kretsene ikke tilfredsstiller det gjennomsnittlige ladebehovet på 23,3 kWh per overfart.

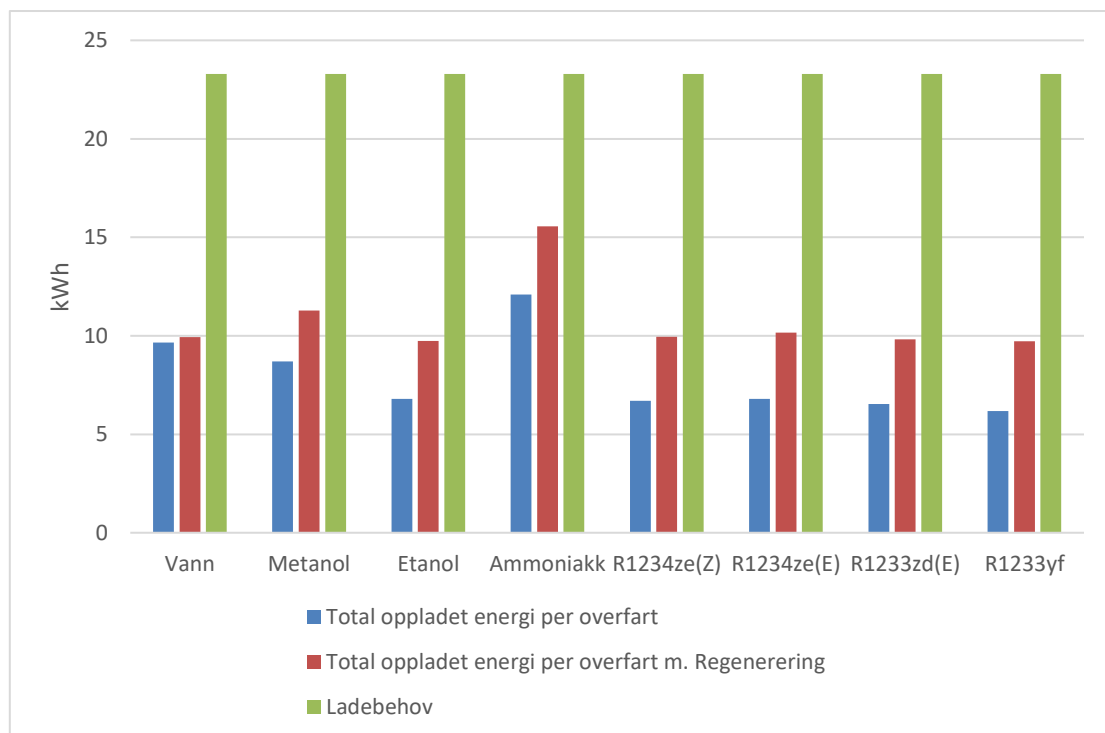


Figur 27: Totalt oppladet energi i forhold til ladebehov for to ORC-kretser med ubegrenset ekspansjon

Om ekspansjonen begrenses til 5 for fluidene, er det vanskeligere å skille ut hvilke stoffer som er mest brukbare. I Tabell 8 skiller ammoniakk seg nok en gang ut som sterkest uten regenerering, med vann som nummer to. Med regenerering er ammoniakk nok en gang sterkest med 133 kW total ladeeffekt, mens de fleste andre fluider ligger rundt 100 kW. Dersom ammoniakk skulle vise seg å være uegnet, står man relativt fritt til å velge fluid ut ifra sikkerhetsklasse og miljøhensyn.

Fluid	Ladeeffekt [kW]		Gjenvunnet per overfart [kWh]	
	Uten regenerering	Med regenerering	Uten regenerering	Med regenerering
Vann	82,7	85,1	9,65	9,93
Metanol	74,6	96,7	8,79	11,28
Etanol	58,2	83,4	6,79	9,73
Ammoniakk	103,7	133,4	12,10	15,56
R1234ze(Z)	57,4	98,4	7,86	9,95
R1234ze(E)	68	101,8	7,94	10,16
R1233zd(E)	65,6	98,4	7,64	9,82
R1233yf	52,9	77,16	6,18	9,72

Tabell 8: Ladeptensiale for to ORC-kretser med ekspansjonsforhold på 5



Figur 28: Total oppladet energi i forhold til ladebehov for to ORC-kretser med volumetrisk ekspansjonsforhold på 5

Basert på et gjennomsnittlig ladebehov på 23,3 kWh med fortøyning, ser det ut som energibehovet ikke kan dekkes selv med to kretser og den totalt høyest ytende løsningen, etanol med regenerering og turbinekspander. Legger en til rette for å fortøye båten ved

Strandkaietterminalen kan derimot hver havnetransitt i Bergen kunne kjøres helelektrisk. Ammoniakk i enkel ORC-krets med volumetrisk ekspander vil kunne regenerere 24,2 kWh tur/retur Bergen-Askøy.

Dieselbesparelsene denne kretsen kan medføre kan grovt estimeres ved å gjøre energimengden spart om til dielekvivalenter. Effekten ved havnetransitt er som vist i Figur 15, 200 kW. Ved 200 kW viser MCR-kurven i Figur 16 at BSFC er 0,218 kg/kWh. Dieselbesparelsen hver uke gis ved

$$(44) \quad \frac{HT}{d} \cdot 5 \frac{d}{u} + 28 \frac{HT}{d} \cdot 2 \frac{d}{u} \cdot 12,1 \frac{kWh}{HT} \cdot 0,218 \frac{kg}{kWh} \cdot \frac{1}{0,84} \frac{L}{kg} = 866 \frac{L}{u} \quad (43)$$

Dette utgjør på et år 45 069 liter diesel, og om lag 450 000 kroner uten fortøyning. Med fortøyning blir regnestykket, basert på 15,09 liters forbruk fra thrusting per havnetransitt

$$866 \frac{L}{u} + 44 \frac{HT}{d} \cdot 5 \frac{d}{u} \cdot 15,09 \frac{L}{HT} + 28 \frac{HT}{d} \cdot 2 \frac{d}{u} \cdot 15,09 \frac{L}{HT} = 5030,8 \frac{L}{u} \quad (44)$$

Fortøyes det kun i Bergen sentrum blir besparelsen med samme formel ca. 2950 liter per uke. Disse gir en årlig besparelse på henholdsvis ca. 261 600 og 153 400 liter, eller 2,6 og 1,5 millioner kroner.

Da dette er en enkel krets med relativt billig ekspanderteknologi, vil kostaden for installasjon av denne kretsen nok være i nedre sjktet av de 2000-4000 €/kW [41] nevnt i kapittel 3.3. Samtidig er ammoniakk et stoff som krever særskilte tilpasninger for å fungere i en ORC-krets. Antar man den ligger på optimistiske 2000 €/kW vil kostnaden ligge på ca.

$$103,7 \text{ kW} \cdot 2000 \frac{\text{€}}{\text{kW}} = 207\,400 \text{ €} \quad (45)$$

Dette utgjør ca. 1,95 millioner norske kroner. Nedbetalingstiden da, ikke medregnet fortøyning, blir 0,73 år med fortøyning på begge sider av ruten, og 1,3 år med fortøyning kun i Bergen. Hvis ikke båten fortøyes ved kai, vil denne løsningen ha en nedbetalingstid på 4,3 år.

3.6 Alternative ruter

For å finne ut ved hvilke strekninger hybridisering eventuelt vil passe bedre, går man ut ifra samme havnevilkår som i Bergen (5 min havnetransitt) på begge sider av ruten. Ladebehovet per overfart blir da 33,3 kWh med forøgning, eller 100 kWh uten. Bruker man den høyest ytende løsningen fra det «enkleste» oppsettet, ammoniakk i enkel krets med volumetrisk ekspander, blir den nødvendige overfartstiden t mellom to stopp med to ORC-kretser

$$t = \frac{33,3 \text{ kWh}}{103,7 \text{ kW}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 19,3 \text{ minutter} \quad (46)$$

Mange hurtigbåter går i rute med flere stopp på veien [42]. Ruten Sunhordland - Austevoll - Bergen, som går innom blant annet Bergen, Flesland og Leirvik på Stord, brukes som eksempel. Fra tidene i rutetabellen i Tabell 10 trekkes det fra 5 minutter på hver avgang for å kompensere for havnetransitt der ingen regenerering foregår, og helelektrisk drift skal kobles inn. I tillegg kan en anta at fergen ankommer havnen et par minutter før avgang. Dermed blir overfartstid med mulighet for elektrisk regenerering

$$\text{tid mellom avganger} - 5 \frac{\text{min}}{HT} \cdot 2 \text{ HT} - 2 \text{ min for et stopp} \quad (47)$$

Dette trekker 12 minutter fra differansen i avgangstidene der lading ikke er mulig. Realistisk sett er disse stoppene mindre enn Bergen, og havnetransitten mest sannsynlig kortere. For å kunne være sikker på å få ladet må en da kjøre ca. $12+19 = 31$ minutter. Som en ser i Tabell 10 er det ytterst få stopp som tilfredstiller dette kravet.

Andre ruter, som Hardangerfjordekspresen Bergen – Rosendal i Tabell 9, har færre stopp med større avstand imellom dem. Her er tiden mellom avgangene generelt lengre, og batterilading kan lettere tilrettelegges.

Frå Bergen	Vinter 1/1–30/4 og 1/10–31/12				Sommar 1/5–30/9				
	Måndag – fredag	Torsd. – fred.	Laurdag	Søndag	Laurdag	Søndag	Søndag	Søndag	
Bergen	08.50	16.30	–	15.45	18.45	11.00	18.45	11.00	18.45
Flesland	09.15c	16.55c	–	16.10c	19.10c	11.25c	19.10c	11.25c	19.10c
Os	09.50*	17.30	19.45	16.45*	19.45	12.00	19.45	12.00	19.45
Malkenes	10.10	17.50b	20.05	17.05	20.05	12.20	20.05	12.20	20.05
Snilstveitøy	–	–	*	*	*	*	*	*	*
Rosendal	10.45	18.25	20.35	17.40	20.40	12.55	20.40	12.55	20.40
Rosendal	10.45	18.25	–	–	–	–	–	–	–
Snilstveitøy	10.50	18.30	–	–	–	–	–	–	–
Rosendal	10.55	18.35	–	–	–	–	–	–	–
Buss til Odda	11.00	18.35	–	17.40	20.40	14.40	–	13.55	20.40
Buss til Husnes	10.45	18.35	–	17.54	21.30	–	–	14.00	21.30

Tabell 9: Hardangerfjordekspressen Bergen – Rosendal [50]

For å thruste helelektrisk må ruten med samme ORC-løsning være

$$t = \frac{100 \text{ kWh}}{103,7 \text{ kW}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 57,9 \text{ min} \quad (48)$$

Legger man dette til de 30 minuttene blir reisetiden alt for lang for lokale fergeruter og egner seg best til mye lengre ruter.

I andre enden av skalaen vil etanol med turbin og intern regenerering kreve

$$t = \frac{33,3 \text{ kWh}}{174,1 \text{ kW}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 11,5 \text{ min} \quad (49)$$

For å sikre helelektrisk havnetransitt må en da ha, ved bruk av samme formel som tidligere, minst ca. 24 minutter mellom avgangene. Dette er klart enklere å få til enn 30 min, og kan oppnås i flere av overfartene.

Frå Bergen	Måndag – fredag / Monday – Friday																		
Turnr.	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Båt nr.	III	III	II	III	I	III	III	II	III	III	I	II	III	II	II	III	I	III	II
Bergen	–	–	–	–	08.10	–	–	–	–	–	12.15	–	–	–	–	–	16.10	–	20.10
Flesland	–	–	–	–	08.35	–	–	–	–	–	12.40	–	–	–	–	–	16.35	–	20.35
Hufthamar	–	–	–	–	08.58	–	–	–	–	–	13.03	–	–	–	–	–	16.58	–	20.58b
Møkster	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	*
Litlekalsøy	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	*
Bekkjarvik	–	–	–	–	*	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	17.15	–	*
Rubbestadneset	–	–	–	–	09.40	–	–	–	–	–	13.43	–	–	–	–	–	17.40	–	21.50c
Leirvik	06.00	06.50	07.02	08.40	10.07	09.25	10.10	12.40	13.00	14.08e	14.08	14.15	15.15	15.15	16.12	17.05	18.05	18.07	22.15
Ranavik	06.16	–	07.28	08.56	–	09.51	10.26	12.56	–	–	14.31	–	–	15.42	16.40	17.20	18.21	–	22.30
Sunde	06.22	–	07.22	09.02	–	09.45	10.32	13.02	–	–	14.37	–	–	15.35	16.32	17.26	18.27	–	22.36
Fjelbergøy	–	07.15	↑	–	–	–	*	–	*	*	↑	–	16.00	↑	–	–	–	*	*
Borgundøy	–	07.10	–	–	–	–	10.50	–	13.20	*	–	–	15.55	–	–	–	–	*	*d
Sydnes	–	07.20	–	–	–	–	–	–	13.30	13.35	–	–	15.50	–	–	–	–	–	–
Skånevik	–	07.40	–	–	–	–	–	13.22	–	–	–	–	16.20	–	–	–	18.50	–	23.10c
Utbjoa	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	15.35	–	–	–	–	–	–
Ølen	–	–	–	–	–	–	–	–	14.05f	–	–	–	–	–	–	–	–	18.50	–

Tabell 10: Fergerute Sunnhordland - Austevoll – Bergen

Skulle fortøyning heller ikke være mulig med dette systemet vil thrusting her kreve en tid mellom avgangene på

$$t = \frac{100 \text{ kWh}}{174,1 \text{ kW}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 30,3 \text{ min} \quad (50)$$

Det trekker tiden mellom avgangene opp til 53 minutter, som gir samme konklusjon som ved enkel ORC med ammoniakk som arbeidsfluid og volumetrisk ekspander; det blir for stort krav til reisetid for korte, lokale ruter.

3.7 Kjølevann og olje

Det vil være en fordel å kunne bruke samme fluidet til å hente varme fra både avgassene, kjølevannet og eventuelt motoroljen, og ha de på samme krets. Dette reduserer antallet nødvendige komponenter i ORC-systemet. Om kjølevannet kan brukes til å forvarme arbeidsfluidet avhenger av laveste temperatur i ORC-kretsen. Hvis for eksempel temperaturen etter pumpen er 80 °C er det tilnærmet ingenting å hente fra å inkludere kjølevannet i kretsen. Et fluid med høyere temperatur og trykk i ekspanderen vil derimot sette større krav til ekspanderen og regenereringssystemet for å kunne utnyttes maksimalt.

Innledende simuleringer med kjølevann som varmekilde og ammoniakk som arbeidsmedium viste 47 kW regenerert effekt per motor og en termisk virkningsgrad på 7,6%. Til sammenlikning fikk ammoniakk ut 58,1 kW fra enkel krets ved bruk av eksosen til en motor, med en termisk virkningsgrad på 25,2%. Dette er ikke effekter som kan summeres for å finne ut hva en kan få ut av å forvarme arbeidsfluidet, men en egen simulert krets for kjølevannet.

4 Diskusjon

4.1 Feilkilder og avvik

Det er en rekke usikkerheter forbundet med utregningen av massestrømmen til avgassen til motoren. Opprinnelig ble summen av utregnet massestrøm for ladeluft og diesel brukt som massestrøm for avgass. Da formelen i prinsippet er riktig, ble det gjort en del antakelser i utregningen av massestrømmen til ladeluften. Utregning med basis i reell gasslikning og data for eksosstrømmen fra salgsdokumentet førte til et avvik på ca. 0,3 kg/s. I den endelige utregningen i kapittel 3.1.1 startes det med avgasstrømmen, og ladeluften beregnes ut fra denne.

Rapporten har også avgrenset seg til selve ORC-systemet; resultatene fra simuleringen er det som kommer fra akslingen på ekspanderen. Tap fra generator, konvertering, opplading, lagring, utlading og elmotor må også påberegnes.

Når det gjelder de økonomiske beregningene, er de kun grove estimater. Fremgangsmåte for kostnadsestimering for et ORC-system er også hentet fra én enkel kilde fra 2015, hvor det var kraftig sprikende resultater.

4.2 Simuleringsresultater og -verktøy

Simuleringene viste, som sagt, betydelig regenerert energi fra ORC-systemet. De høyest ytende fluidene kunne ved bruk av turboekspander regenerere nok til helelektrisk havnetransitt i Bergen. Nødvendig ekspansjonsforhold i turbinen ble da flere hundre ganger, og kan være praktisk urealiserbart. Det var derimot kun én løsning med volumetrisk ekspander som kunne gjøre samme nytten, og det var ammoniakk i enkel ORC-krets.

Det finnes veldig mange fluider som kan brukes i en ORC-krets. Mange av de har kanskje også større effekt enn de valgt i denne rapporten, men ble ikke oppdaget underveis.

Fluid kan ikke velges ukritisk, spesielt ikke til bruk i et lukket motorrom. Det settes strenge krav til hvilke fluider en kan bruke, i tillegg til maksimal overflatetemperatur på komponentene i motorrommet med hensyn til brannfare. Det skal også nevnes at ved regenerering må arbeidsfluidets egenskaper vurderes. Våte fluider egner seg generelt dårligere til regenerering,

da de entrer mettet dampfase tidligere enn tørre og isentropiske under ekspansjon og kondensasjon.

Under utregning av alternative ruter ble det beregnet 5 minutters havnetransitt som standard ved hvert stopp. Dette kan virke i overkant høyt, da det er mye små tettsteder og ikke nødvendigvis fartsgrenser i innløpet til de. Samtidig kan disse befinne seg i skjærgårder, som gjør tiden ved lavere motorbelastning lengre. Alternativt kunne gjennomsnittet fra kapittel 3.2 blitt brukt, men sikkerhetsmarginen ville blitt lavere. Beregningen av alternative ruter demonstrerte at varmegjenvinning gjennom ORC, med hensikt å kjøre helelektrisk i havnenære strøk, kan vær en god løsning på noe lengre ruter. Dette gir lengre ladetid mellom hver havnebesøk. Dette vil selvsagt variere avhengig av hvilken type båt og rute det gjelder.

En hurtigbåt tilbringer ikke hele sin levetid i samme rute, noe MS Teisten er et tydelig eksempel på. Derfor kan dimensjonering av ORC-system bli komplisert, da den kan bli over-eller underdimensjonert etter hvilken rute den er i.

4.3 Fortøyning og landstrøm

Å fortøye båten på en billig måte blir avgjørende for å være energieffektiv som hybridskip. Batterifergen «Ampere» bruker et sugekoppsystem med 20 tonn sugekraft utviklet av Cavotec som fortøyning siden thrusting ville tømt batteriene raskere [43]. Samme problem har MS Teisten; enorme mengder energi brukes på å holde båten til kai ved ombordstigning. Hadde det vært mulig å fortøye båten på en enkel og billig måte kunne ORC vært en god løsning.

Ved kai har «Ampere» om lag ti minutter til å lade batteriene, og har slitt med å møte energibehovene gjennom strøm direkte fra nettet. Derfor er det blitt installert en batteribank på kaien som blir ladet fra nettet, og som lades opp under overfarten. Lading herfra foregår ved langt høyere spenninger enn ladekabelen [44]. Et ladesystem for Teisten ville ikke nødvendigvis behøvd batteribank ved kai dersom ORC-systemet regenererer mesteparten på veien, og landstrømmen fyller batteriene helt opp.

Når det gjelder tilrettelegging av ORC-systemet i MS Teisten er det som sagt beregnet en ORC-krets per motor. Da det er en katamaran er det begrenset med plass i motorrommet, og det kan mangle tilretteleggelse til å samle avgassen i en felles ORC-krets midt i mellom motorene. Siden det er fire motorer totalt kan for øvrig avgassene fra to og to motorer kombineres i en

felles krets på hver side for å bevare vektbalansen. En eventuell rekuperator for intern regenerering vil ta opp mye plass i tillegg til kretsene.

Et av de viktigste kriteriene for et slikt system er vekt og plass. Båten er en hurtiggående katamaran, som gjør at den har små motorrom og er avhengig av å være lett. Her må et så lett og lite system som mulig integreres i en båt som allerede er tynget ned av elmotorer og batterier.

4.4 Økonomiske vurderinger

Det er relativt store potensielle besparelser for MS Teisten ved å kjøre helelektrisk i havnestrøk, men metoden for å generere denne elektriske energien kan også bli veldig kostbare. Grove beregninger viser likevel at ORC-systemet i aller beste tilfelle kan betale for seg selv på under et år, antatt at båten fortøyes på en økonomisk gunstig måte på begge sider av ruten. «Worst case» i følge referansen for prisestimering [41] blir på mer enn det dobbelte. Integreres kun valgt ORC-krets og ingen fortøyning blir nedbetalingstiden over 4 år for optimistiske utregninger, og nok en gang det dobbelte for «worst case».

Disse enkle beregningene tar vel å merke ikke hensyn til vedlikeholdskostnader eller service. Den økonomiske gunstigheten av ORC-systemet står og faller i stor grad på hvorvidt båten kan fortøyes eller ikke, og hvor stor kostnad dette vil medføre. Selve kostnaden til systemer er også, som nevnt, svært usikker.

Det er også satt som utgangspunkt at dette er en hybridbåt, og beregningene utelukker kostnadene forbundet med hybridiseringen.


4.5 Videre arbeid

Denne rapporten har tatt for seg et smalt tema i spillvarmegjenvinningens verden. Videre arbeid kan i første omgang utbedre usikkerhetene og feilkildene fra denne rapporten. I tillegg kan det inkludere bredere teknologiutvalg for varmegjenvinning, samt forskjellige bruksområder. ORC for varmegjenvinning fra forbrenningsmotorer kan utdypes i mye større grad, og optimaliseres til spesifikke anvendelser. Herunder varmevekslerberegninger, inkludering av kjølevannet i kretsen og bruk av annen programvare. Utforskning av flere potensielle arbeidsfluider er også viktig for videre arbeid. I tillegg kan varmegjenvinning gjennom turbogenerator og termoelektrisk generator undersøkes dypere, gjerne i kombinasjon.


Med tilgang på et bredere spekter simuleringsprogrammer kan en foreta mer detaljerte og spesifikke beregninger for varmegjenvinning. Ricardo presenterte i 2015 en fremgangsmåte for ORC-simulering ved hjelp av programmene Ricardo WAVE RT og IGNITE, samt TLK-Thermo TIL-Suite [45]. Denne metoden kan brukes for en mer realistisk simulering, med flere parametre.

Waste Heat Recovery Optimization For Drive Cycle Using Real-Time Engine Model

Proposed Solution

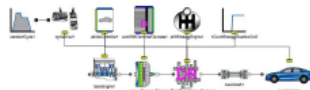



- Combine three detailed simulation models, from three discrete software tools, into a single integrated system simulation model...
 - ...using the **Functional Mock-Up Interface (FMI)**



Ricardo Software IGNITE

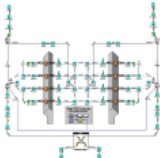
- *Physics-based complex system simulation*
- *Full drive cycle vehicle model*






Ricardo Software WAVE-RT

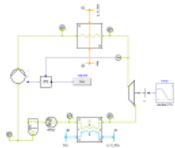
- *Real-time, crank angle resolved*
- *1D transient gas-dynamics engine model*





TLK-Thermo TIL-Suite

- *Modelica-based thermodynamic systems modeling library*
- *2-phase flow, waste heat recovery system model*



Ricardo Software – 2015 European User Conf. 14 April 2015 © Ricardo plc 2015

Figur 29: Løsning foreslått av Ricardo for simulering av ORC [45]

Aktuelle kjøretøy/fartøy for videre forskning kan inkludere Van Hool Exquicity 24, leddbussen som går mellom Høgskolen på Vestlandet - Campus Kronstad og Festplassen. Den var aktuell for rapporten, men fokuset ble rettet mot MS Teisten da data for MS Teisten var lettere tilgjengelig. Van Hool-bussen har imidlertid tidligere vært objekt for forskningsrapporter fra Høgskolen på Vestlandet. Det ble påbegynt utregninger for massestrømmen til eksosen, og de befinner seg i vedlegget.

5 Konklusjon

MS Teisten er en utfordrende kandidat for installering av ORC til varmegjenvinning. Likevel viste ammoniakk seg å være et interessant fluid for varmegjenvinning fra forbrenningsmotoren, og kunne i følge simuleringene regenerere nok til helelektrisk drift i Bergen sentrum. Basert på Figur 13 vil en skrueekspander passe godt med ammoniakk som arbeidsfluid. Vann, metanol og etanol viste også stort potensiale med volumetrisk ekspander, men de to sistnevnte, med høy brennbarhet og relativt lave flammepunkt, blir nok uaktuelle til maritim bruk.

Selv om det viste seg å være teoretisk mulig å kunne kjøre helelektrisk kun i Bergen sentrum, er det mange praktiske ting å ta hensyn til. En kritisk betingelse er at det tilrettelegges for fortøyning ved kai, helst på begge sider. Systemet må også kunne integreres i skroget til MS Teisten. Varmevekslere er ikke tatt hensyn til i rapporten. For at kretsen skal både absorbere og kvitte seg med all varmen som sirkulerer, kreves potensielt store varmevekslerareal.

Med hensyn til usikkerhetene og feilkildene forbundet med avgassutregningen, og tapene i systemet som ikke er tatt med i beregningene, er det stor fare for at noen av løsningene som tilsynelatende var gode, ikke strekker til.

Dette er en veldig relevant teknologi for å gjøre fremdrift mer energieffektiv, og den har stort potensiale i riktige sammenhenger. Spesielt ved lange ruter kan ORC-teknologi føre til redusert bruk av forbrenningsmotor og derav mer økonomisk og miljøvennlig fremdrift.

6 Referanser

- [1] T. T. Lewis, «Hybridisation of High-speed Passenger Vessels - Masteroppgave ved Universitetet i Bergen,» Universitetet i Bergen, Bergen, 2016.
- [2] D. Mikielwicz og J. Mikielwicz, «Analytical method for calculation of heat source temperature drop for the Organic Rankine Cycle application,» *Applied Thermal Engineering* 63, pp. 541-550, 24 November 2013.
- [3] «Welcome to CoolProp - CoolProp 6.1.0 documentation,» CoolProp, 2016. [Internett]. Available: <http://www.coolprop.org/>. [Funnet 24 Mars 2017].
- [4] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin og V. Lemort, «Pure and Psuedo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Library CoolProp,» *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 54, nr. 6, pp. 2498-2508, 2014.
- [5] «Hybrid Vehicle History - more than a 100 years of evolution and refinement,» [hybrid-vehicle.org](http://www.hybrid-vehicle.org), 2005. [Internett]. Available: <http://www.hybrid-vehicle.org/hybrid-vehicle-history.html>. [Funnet 7 Februar 2017].
- [6] P. Van Den Bossche, «File:Hybridpeak.png - Wikimedia Commons,» 23 November 2006. [Internett]. Available: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=1394829>. [Funnet 29 Mai 2017].
- [7] K. Kuiken, Diesel Engines II, Omnen: Target Global Energy Training, 2012.
- [8] «Drag Coefficient,» Engineering Toolbox, [Internett]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/drag-coefficient-d_627.html. [Funnet November 2016].
- [9] «Rolling resistance - Wikipedia,» Wikipedia, 2016. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance. [Funnet Oktober 2016].
- [10] «POTENSIALSTUDIE - ENERGIEFFEKTIV OG KLIMAVENNLIG PASSASJERBÅTDRIFT,» LMG Marine, CMR Prototech, Norsk Energi, Bergen, 2016.
- [11] J. Johannessen, Tekniske Tabeller, J.W. Cappelen, 2002.
- [12] O. Delegado og N. Lutsey, «The U.S Supertruck Program,» The International Council on Clean Transportation, 2014.

- [13] Y. A. Çengel og M. A. Boles, *Thermodynamics - An Engineering Approach* 7th Edition, New York: McGraw Hill, 2011.
- [14] S. Quoilin, «File:DryFluid.png - Wikimedia Commons,» Wikimedia Commons, 7 September 2007. [Internett]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Dry_fluid.png. [Funnet 28 Mars 2017].
- [15] S. Quoilin, «File:Isentropic fluid.png - Wikimedia Commons,» Wikimedia Commons, 7 September 2007. [Internett]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Isentropic_fluid.png. [Funnet 22 Mai 2017].
- [16] N. Lømmen, *Waste Heat Recovery*, Bergen: Bergen University College, 2015.
- [17] ASHRAE, «Designation and Safety Classification of Refrigerants,» 2007. [Internett]. Available: https://www.ashrae.org/.../20100309_34_2007_ak_final.pdf. [Funnet 29 April 2017].
- [18] «Montreal Protocol - Wikipedia,» Wikipedia, 21 Mai 2017. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Montreal_Protocol. [Funnet 25 Mai 2017].
- [19] A. Obieglo, J. Ringler, M. Seifert og W. Hall, «Future Efficient Dynamics with Heat Recovery,» 2009. [Internett]. Available: https://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer09_obieglo.pdf. [Funnet 2017].
- [20] A. Johnson, «When is R-134a Being Phased Out? - Refrigerant HQ,» RefrigerantHQ, 28 Mai 2015. [Internett]. Available: <http://refrigeranthq.com/when-is-r-134a-being-phased-out/>. [Funnet 22 Mai 2017].
- [21] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, G. Ludovic og V. Lemort, «Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines,» University of Liège, Thermodynamics Laboratory, Liège, Belgium, 2012.
- [22] «Power+ Generator - Up to 35kWe,» Electratherm, 2015. [Internett]. Available: <https://electratherm.com/products/power-plus-generator-4200-up-to-35kwe/>. [Funnet 15 mars 2017].
- [23] Bosch Mobility Solutions, «Diesel Systems Waste Heat Recovery System for commercial vehicles,» 2014. [Internett]. Available: http://products.bosch-mobility-solutions.com/media/de/iaa_2014/antrieb_2/DS-Datenbl_P1A8_WHR_EN_low.pdf. [Funnet November 2016].
- [24] S. S. Haugand og S.-M. F. Gregersen, «Dimensjonering av varmevekslere til Organisk Rankinesyklus ved avfallsforbrenningsanlegget i Rådalen - Bacheloroppgave i Energiteknologi,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2016.

- [25] «R1234yf | future:gas automotive air-conditioning refrigerant seminar roadshow,» future:gas, 2017. [Internett]. Available: <https://futuregas.ac/automotive/r1234yf/>. [Funnet 23 April 2017].
- [26] L. M. Nerheim, *Spillvarmeutnyttelse - Forelesning Termiske Maskiner*, Bergen: Høgskolen i Bergen, 2014.
- [27] «PLATE AND FRAME HEAT EXCHANGERS,» Thermopedia, 7 Februar 2011. [Internett]. Available: <http://www.thermopedia.com/content/1035/>. [Funnet 15 mai 2017].
- [28] A. P. Weiss, «Volumetric Expanders Versus Turbine - Which is better choice for small ORC plants?,» i *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, Brussel, 2015.
- [29] M. Imran, M. Usman, B.-S. Park og D.-H. Lee, «Volumetric expanders for low grade heat and waste heat,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 1092-1104, 2015.
- [30] «Compact binary power generator | Binary Power Generator | Air Compressors | ANNEST IWATA Corporation,» Anest Iwata, 2017. [Internett]. Available: <http://www.anest-iwata.co.jp/english/compressor/binary/binary.html>. [Funnet 22 April 2017].
- [31] «Products,» Viking Heat Engines, 2017. [Internett]. Available: <http://www.vikingheatengines.com/products>. [Funnet 20 april 2017].
- [32] Statens Vegvesen, «Energieffektiv og klimavennlig ferjedrift - Statens vegvesen,» Januar 2016. [Internett]. Available: http://www.vegvesen.no/_attachment/1159842/binary/1086353?fast_title=SVV+rappo+rt+473+Energieffektiv+og+klimavennlig+ferjedrift.pdf. [Funnet 24 April 2017].
- [33] «Power unit and ERS,» Formula 1, 2016. [Internett]. Available: https://www.formula1.com/en/championship/inside-f1/understanding-f1-racing/Energy_Recovery_Systems.html. [Funnet November 2016].
- [34] Bowman Power, «Energy Efficient Open Genset Solutions (ETC) - Bowman Power Group,» Bowman Power Group, [Internett]. Available: <http://www.bowmanpower.com/products/open-genset-application/>. [Funnet November 2016].
- [35] «MS "Teisten" - Wikipedia,» Wikipedia, 30 Juli 2016. [Internett]. Available: https://no.wikipedia.org/wiki/MS_%C2%ABTeisten%C2%BB. [Funnet 12 Dec 2016].
- [36] MTU, *MTU Technical sales document 10V 2000 M72*, 2017.

- [37] T. Dr. Ehrhard og A. Dr. Windmann, «Diesel- and Gas engines - VDMA,» Januar 2017. [Internett]. Available: <http://mus.vdma.org/documents/266753/15962998/VDMA+Emission+Brochure+English.pdf/dbf89492-3833-4a15-831d-7758f9c471c8>. [Funnet 31 Mai 2017].
- [38] Engineering Toolbox, «Ethylene Glycol Heat-transfer Fluid,» Engineering Toolbox, [Internett]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html. [Funnet 24 April 2017].
- [39] Wrenick, Scott, Sutor, Paul, Pangilinan, Harold, Schwarz og E. Ernest, «Heat Transfer Properties of Engine Oils,» i *World Tribology Congress III*, Washington, D.C, 2005.
- [40] «Products,» Electratherm, 2015. [Internett]. Available: <https://electratherm.com/products/>. [Funnet 25 Mai 2017].
- [41] S. Lemmens, «A perspective on costs and cost estimation techniques for organic Rankine cycle systems,» i *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, Brussel, 2015.
- [42] Skyss, «58499_ferjehefte_2016-web.pdf,» 15 August 2016. [Internett]. Available: https://www.skyss.no/globalassets/bat-og-ferje/15.-august-2016/58499_ferjehefte_2016-web.pdf. [Funnet 22 Mai 2017].
- [43] T. Stensvold, «Denne fergen er revolusjonerende. Men passasjerene merker det knapt - Tu.no,» 20 Mars 2015. [Internett]. Available: <https://www.tu.no/artikler/denne-fergen-er-revolusjonerende-men-passasjerene-merker-det-knapt/222522>. [Funnet 22 Mai 2017].
- [44] T. Stensvold, «Nå lader battifergen mer enn hun trenger - Tu.no,» 13 Mai 2015. [Internett]. Available: <https://www.tu.no/artikler/na-lader-batterifergen-mer-enn-hun-trenger/223419>. [Funnet 22 Mai 2017].
- [45] Ricardo, «Waste Heat Recovery Optimization for Drive Cycle Using Real-Time Transient Engine Model,» Ricardo, 2015.
- [46] H. Boterdaele, *Technical Training on Exqui.City AGG300 CNG and Biogas Hybrid*, 2014.
- [47] MAN, *E0836 - 6-cylinder gas engine for CHP*.
- [48] «List of Refrigerants - Wikipedia,» Wikipedia, 2017. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants. [Funnet 23 Mars 2017].

- [49] Skyss, «hardangerfjordekspresen.pdf,» 15 August 2016. [Internett]. Available: <https://www.skyss.no/globalassets/bat-og-ferje/15.-august-2016/hardangerfjordekspresen.pdf>. [Funnet 23 Mai 2017].
- [50] P. Van der Bossche, «File:Hybridpar.png - Wikimedia Commons,» 23 November 2006. [Internett]. Available: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Hybridpar.svg>. [Funnet 29 Mai 2017].
- [51] Skyss, «kleppesto-strandkaien.pdf,» 15 August 2016. [Internett]. Available: <https://www.skyss.no/globalassets/bussruter/hostruter-2016/askoy-15.-august/kleppesto-strandkaien.pdf>. [Funnet 24 mai 2017].
- [52] b. "Motorhead", «File:Lysholm screw rotors.jpg - Wikimedia Commons,» Wikimedia Commons, 17 Juni 2006. [Internett]. Available: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=1812093>. [Funnet 16 Mai 2017].

Vedlegg A – data for Van Hool Exqui.City 24

Det andre scenarioet omhandler Van Hool-bussene som går i rute mellom HVL campus Kronstad og Festplassen. De belgiske bussene er seriehybrid, og utstyrt med en biogassmotor til strømgenerering. Høgskolen på Vestlandet (da HiB) var ansvarlig for å teste disse bussene før de ble tatt i bruk, og sammenliknet de med konvensjonelle naturgassbussar.

Målet med spillvarmegjenvinning på denne bussen er å spare drivstoff ved å avlaste forbrenningsmotoren gjennom å kunne ha mer energi tilgjengelig fra batteriene.

Motordata oppgis i bussens treningsmanual [46]

Number of cylinders/alignment/valves per cylinder		6/in-line, upright/2
Rated output in accordance with ISO 1585; 89/491 EEC	kW/hp	206/280
Rated speed	rpm	2200
Max torque in accordance with ISO 1585; 89/491 EEC/at engine speed	Nm/rpm	1000/900 – 1900
Minimum lowest idling speed	rpm	550 +/- 50
Stroke	mm	125
Bore	mm	108
Displacement volume	l	6,871
Compression ratio		11:1
Ignition sequence		1-5-3-6-2-4

Tabell 11: Data for MAN - motoren i Van Hool-bussen

Beregning avgassmengde MAN E0836

Da anskaffelse av driftsparametre for Van Hool-bussen viste seg å være en komplisert affære, blir driftspunktet under cruise-hastighet estimert basert på forskjellige datablader innhentet om motormodellen. Det er kjent at bussen går på støkiometrisk luftblanding og biogass med ca. 40 vol-% CO₂ og 60 vol-% CH₄. Fra datablad [47] om Combined Heat and Power (CHP)-bruk av motoren står den mekaniske virkningsgraden oppgitt mellom 33,3% og 40,5%. Dermed

ble mekanisk virkningsgrad estimert til 38%. Brennverdien for biogass-blandingen regnes ut ved formelen

$$LHV = y_{CH_4} \cdot LHV_{CH_4} + y_{CO_2} \cdot LHV_{CO_2}$$

Der y er molfraksjon eller volumprosent av gassblandingen, og LHV er nedre brennverdi for gassen. CO_2 er som kjent ikke en brennbar gass, så LHV_{CO_2} settes til 0. Brennverdien til metan er 36 MJ/nm^3 [11]. Nedre brennverdi til gassblandingen blir da

$$LHV = 0,6 \cdot 36000 \frac{\text{kJ}}{\text{nm}^3} + 0,4 \cdot 0 \frac{\text{kJ}}{\text{nm}^3} = 21600 \frac{\text{kJ}}{\text{nm}^3}$$

Kjente verdier

$$\lambda = 1,0$$

Brennstoff: biogass 40% CO_2 , 60% CH_4 .

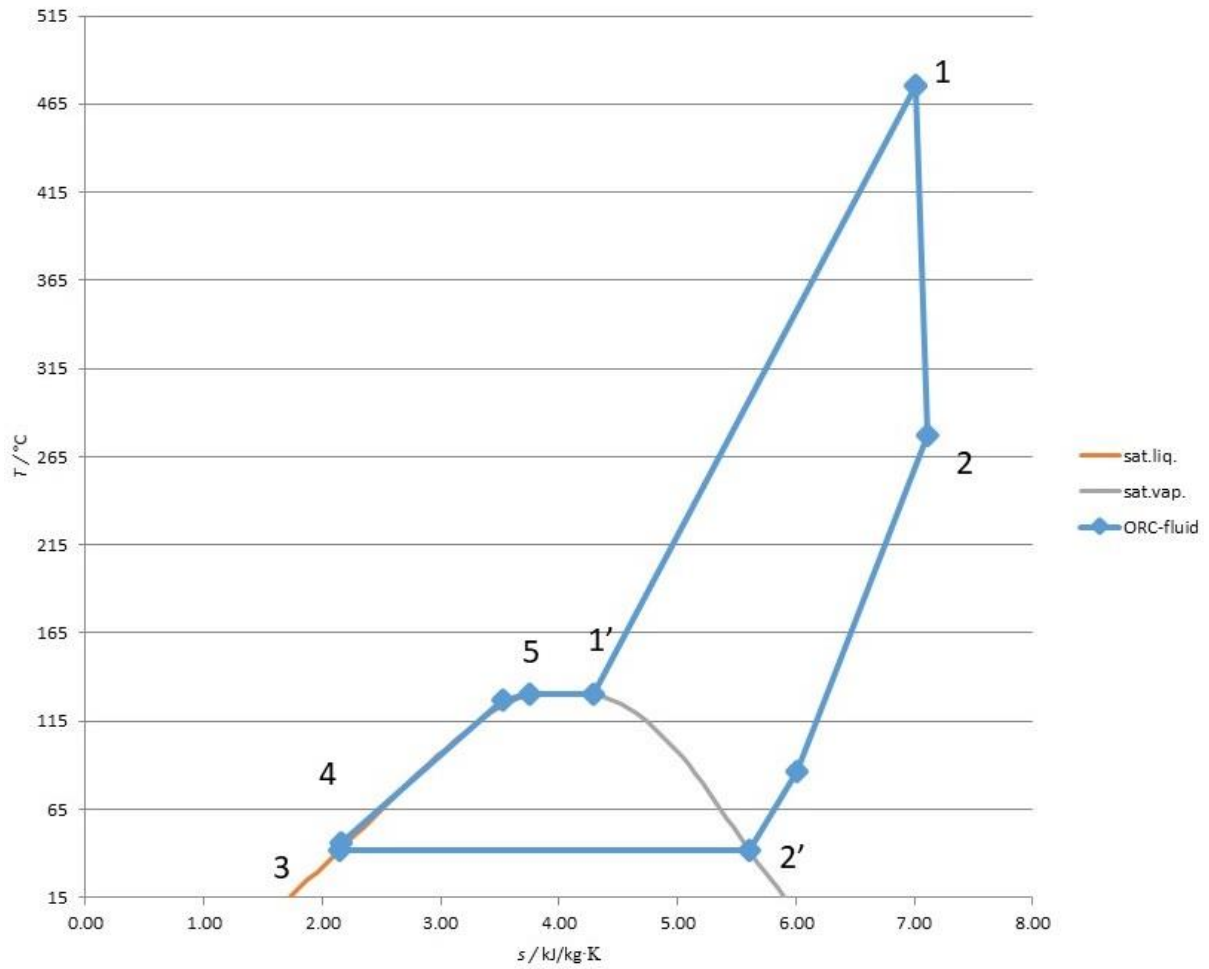
Brennverdi $CH_4 = 36 \text{ MJ/nm}^3$

Vedlegg B – Arbeidsfluider - detaljer

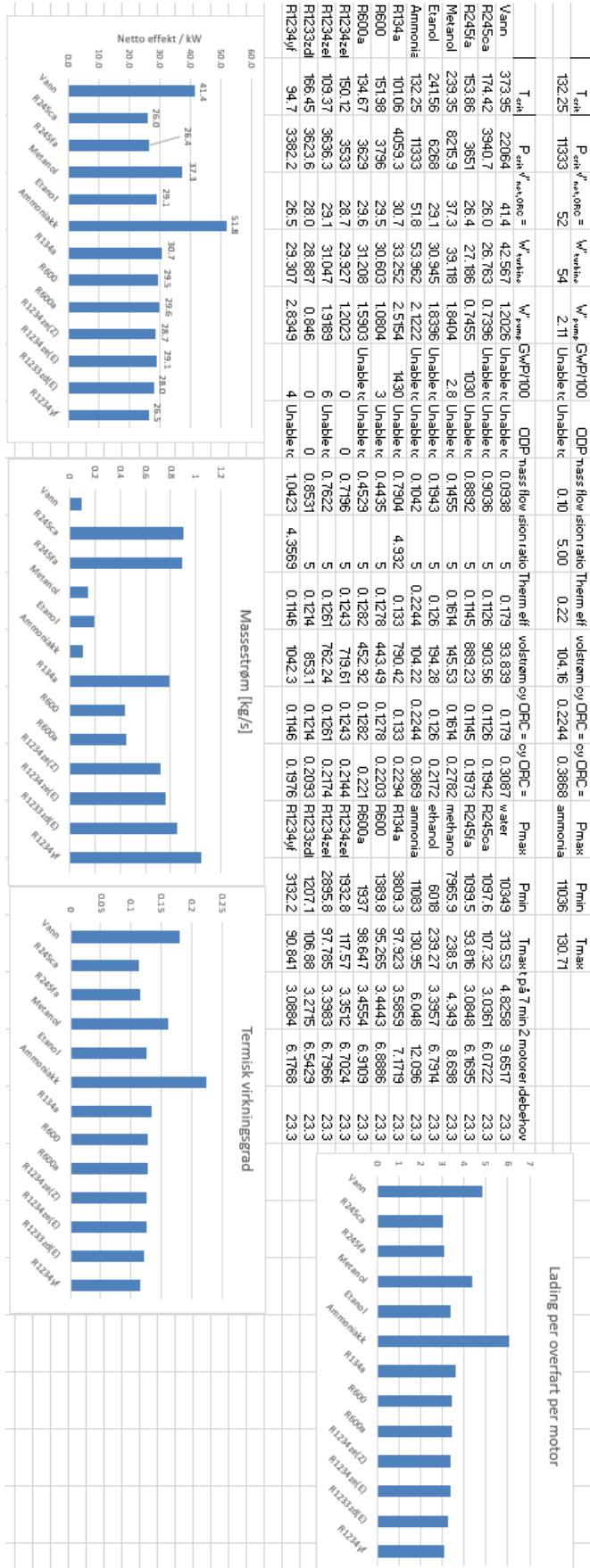
Fluid	T_{krit} , °C	P_{krit} , kPa	GWP/100	ODP	ASHRAE sikkerhetsklasse
Vann	373,95	22064,00	0,0	0	A1
R245ca	174,42	3940,74	693,0	0	B1
R245fa	153,86	3651,00	1030,0	0	B1
Metanol	239,35	8215,85	2,8	Ukjent	Ukjent
Etanol	241,56	6268,00	Ukjent	Ukjent	Ukjent
Ammoniakk	132,25	11333,00	0,0	0	B2L
R134a	101,06	4059,28	1430,0	0	A1
R600	151,98	3796,00	4,0	0	A3
R600a	134,67	3629,00	3,0	0	A3
R1234ze(Z)	150,12	3533,00	6,0	0	A2L
R1234ze(E)	109,37	3636,25	6,0	0	A2L
R1233zd(E)	166,45	3623,64	1,0	0	A1
R1234yf	94,7	3382,00	4,0	0	A2L

Tabell 12: Fluidegenskaper for utvalgte arbeidsfluider

Tabell 12 viser oversikten over fluidene som ble simulert i rapporten. Dataene for kritisk trykk og temperatur, samt mesteparten av ODP og GWP, er hentet fra CoolProp. Resten, samt ASHRAE sikkerhetsklassifiseringene er hentet fra Wikipedias liste over kjølemedier [48].



Figur 30: Eksempel på T-s-diagram fra regnearket på enkel ORC-krets for ammoniakk med volumetrisk ekspansjonsforhold på 5



Figur 31:Skjerm bilde av resultatvinduet for regnearket

