

Modellering av varmegjenvinning om bord på Havila Kystruten

VEGAR BAUGE
OLA HELGAAS

Bacheloroppgave i Energiteknologi
Bergen, Norge 2022



Høgskulen
på Vestlandet



Modellering av varmegjenvinning om bord på Havila Kystruten

Vegar Bauge

Ola Helgaas

Institutt for Maskin- og Marinfag

Høgskulen på Vestlandet

NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap
Institutt for maskin- og marinfag
Inndalsveien 28
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmer

English title: Modelling heat recovery onboard Havila Kystruten

Forfattere, studentnummer: Vegar Bauge h181218
Ola Helgaas h182391

Studieprogram: Energiteknologi
Dato: Mai 2022
Rapportnummer: IMM 2022-M78
Veileder ved HVL: Jørgen Knutsen
Oppdragsgiver: Teknotherm Marine AS
Oppdragsgivers referanse: Chris-André Larsen

Antall filer levert digitalt: 3

Forord

Denne rapporten er skrevet av to studenter som en avsluttende oppgave for studieretningen Energiteknologi ved Institutt for maskin- og marinfag (IMM) ved Høgskulen på Vestlandet (HVL). Den er blitt tildelt av Teknotherm Marine og eksterne veiledere Bjørn Martin Holo og Chris-André Larsen. Hovedtema er utnyttelse av spillvarme om bord på cruiseskip.

Vi vil takke vår interne veileder ved HVL, Jørgen Knutsen, for god hjelp, støtte og oppfølging underveis i arbeidet med rapporten. Vi har hatt jevnlig veiledningsmøter hvor han satt fokus på det akademiske nivået til rapporten, slik at den kan representere HVL på en god måte. Vi vil også takke Bjørn Martin Holo og Chris-André Larsen for samarbeidet med å definere omfanget av rapporten og forventninger knyttet til dette.

Chris-André Larsen har også bidratt med god teknisk oppfølging underveis. Dette gjelder spesielt arbeidet med systemmodellen som er blitt utviklet på vegne av Teknotherm Marine.

Takket være den hjelpen vi har fått sitter vi igjen med kunnskap og erfaringer som vi ikke ville vært foruten.



Sammendrag

Fokuset på å energieffektivisere cruiseskip langs norskekysten er stort. Med hybrid fremdrift bestående av LNG og batterier, reduserer Havila Capella utslipp av CO₂ og NO_x med henholdsvis 25 % og 90 % sammenlignet med konvensjonell fremdrift. Batteriene gir muligheten til å seile utslippsfritt i 4 timer. Skipet er utstyrt med et varmegjenvinningsanlegg, *waste energy recovery system*, forkortet WERS. Systemet utnytter varmen produsert fra motorene og lagrer den termiske energien i en akkumulatortank på 14 m³. Tanken forsyner varme til Teknotherm sine forbrukere ved hjelp av varmevekslere og varmepumper.

Denne oppgaven har modellert systemet ved hjelp av Excel. Modellen tar hensyn til seilingsrute, utetemperaturer, sjøvannstemperaturer og kapasiteter. LMTD har blitt brukt for å beregne varmeoverføringer i varmevekslere og varmepumper simuleres for å beregne COP.

Resultatene viser at termostanken, via en varmeveksler på 2000 kW, kan levere varme i 1,55 timer før varmepumpene må startes. Simuleringer gir høye COP-verdier for varmepumpene om sommeren, men det er usikkerheter knyttet til denne delen av modellen. Konfigurasjon av tanken bør undersøkes i videre arbeid.

De totale energibesparelsene per år er 95 680 kWh. Dette er et estimat for rundturen Bergen-Kirkenes-Bergen to ganger hver måned. Det er tydelig at denne type teknologi bør brukes i større grad på cruiseskip fremover.

Abstract

There is significant focus on increasing the energy efficiency of cruise ships operating along the Norwegian coastline. By utilizing a hybrid propulsion system consisting of LNG and batteries, Havila Capella reduces their CO₂ and NO_x emissions by 25 % and 90 %, respectively, compared to conventional propulsion. The batteries allow for emission free sailing for 4 hours. The ship is equipped with a system designed to recover heat, *waste energy recovery system*, shortened WERS. This system utilizes heat produced from the engines collected in a 14 m³ accumulation tank. With help from heat exchangers and heat pumps, the tank distributes heat to the consumers delivered by Teknotherm.

This thesis has used Excel to create a model that takes into consideration the sailing route, air temperature, sea temperature and capacities. LMTD has been used to calculate the heat transfer in the heat exchangers. A heat pump has been simulated to calculate COP.

The result show that the thermos tank, via a 2000 kW heat exchanger, can distribute heat for 1,55 hours before the heat pumps need to be started. Simulations result in high COP-values during the summer, but there are uncertainties regarding this part of the model. Further work should consider better alternatives to configuration of the tank.

The total annual energy savings are 95 680 kWh. This is an estimate for the round-trip Bergen-Kirkenes-Bergen two times every month. It is clear that this type of technology should be used in a wider extent onboard cruise ships in the future.

Innhold

Forord	V
Sammendrag	VII
Abstract	IX
1. Innledning	1
2. Teori	3
2.1 Energi	3
2.2 Spillvarmeutnyttelse	4
2.3 Vann som energilagingsmedium	5
2.4 Akkumulatortank	5
2.5 Varmeveksler	6
2.5.1 Funksjon og oppbygning	6
2.5.2 Varmeoverføring i varmeveksler	7
2.6 Varmepumpe	9
3. Waste Energy Recovery System	10
3.1 Komponenter	10
3.2 Forbrukerne	12
3.3 Direkte utlading	13
3.4 Forvarming av innløpsvannet til varmpumpe	14
4. Metode	15
4.1 Fremgangsmåte	15
4.2 Innsamling av værdata og sjøvannstemperaturer	15
4.3 Beregninger av effektbehov	16

4.4	Simulering av komponenter	17
4.4.1	Antagelser	19
4.4.2	Forenklinger	19
4.4.3	Simulering av termostank	20
4.4.4	Simulering av varmevekslere	20
4.4.5	Simulering av varmepumper og beregning av COP	21
4.5	Beregninger av energibesparelser.....	22
5.	Resultat	24
5.1	Energibesparelser	24
5.2	Effektbehov.....	27
5.3	Simulering av direkte utlading.....	27
5.4	COP	30
6.	Diskusjon.....	31
6.1	Energibesparelser	31
6.2	Bruk og forståelse av WERS.....	31
6.3	Komponenter.....	32
6.3.1	Termostank	32
6.3.2	Varmevekslere.....	33
6.3.3	Varmepumper	35
6.4	Forenklinger og antagelser	35
6.4.1	Sørgående tur	35
6.4.2	Kapasitet på WERS	36
6.4.3	Utetemperaturer og sjøvannstemperaturer	36

6.5	Dataprogrammer	36
7.	Konklusjon.....	38
8.	Forslag til videre arbeid	39
	Referanser	40
	Liste over Figurer.....	43
	Liste over Tabeller	44
	Liste over Vedlegg	45
	Vedlegg A – VBA-kode	46
	Vedlegg B - Datablad varmeveksler 2000 kW	52
	Vedlegg C – Datablad varmepumpe	54

1. Innledning

Verden må redusere klimagassutslipp og energiforbruk. Dette gjelder også den norske cruisenæringen. Det har vært stor vekst i antall cruisepassasjerer på Vestlandet i perioden 2006–2018 [1] og veksten fortsetter. I takt med den økende trafikken og et større klimafokus er næringen underlagt strenge regler som begrenser utslipp av SO_x og NO_x. På det verste er Geiranger i verdensarvfjorden nesten like forurenset som Barcelona og London [2]. Stortinget har i forbindelse med klimakrisen utviklet en klimastrategi for 2030, og i 2018 ble følgende vedtak lagt frem [3]:

Vedtak 672

Stortinget ber regjeringen implementere krav og reguleringer til utslipp fra cruiseskip og annen skipstrafikk i turistfjorder samt andre egnede virkemidler for å sørge for innfasing av lav- og nullutslippsløsninger i skipsfarten fram mot 2030, herunder innføre krav om nullutslipp fra turistskip- og ferger i verdensarvfjordene så snart det er teknisk gjennomførbart, og senest innen 2026.

Sett i lys av vedtaket skal det norske rederiet Havila Kystruten AS drifte 4 nye cruiseskip langs norskekysten [4]. Rederiet er en konkurrent til Hurtigruten som har vært eneste aktør i en tradisjonsrik kystrute [5]. De 4 skipene blir utstyrt med verdens største batteripakke som gjør at skipene kan seile utslippssfritt i 4 timer. Når batteriene ikke er bruk, tar LNG-motorene over. Utslippene av CO₂ og NO_x er redusert med henholdsvis 25 % og 90 % sammenlignet med konvensjonell fremdrift [6]. Det første skipet, Havila Capella, er utstyrt med et system som gjenvinner varme fra kjølevann. Den termiske energien lagres i en termostank på 14 m³ før den tappes og brukes til forvarming av LNG, romoppvarming og oppvarming av tappevann når skipet ligger til kai [7]. Systemet inkluderer varmepumper og varmevekslere, og om bord på Havila Capella har dette systemet navnet *waste energy recovery system*, heretter omtalt som WERS.

Målet med oppgaven er å beregne hvor mye energi Havila Kystruten sparer ved å ha WERS i løpet av ett år. For å svare på problemstillingen modelleres systemet ved hjelp av Excel. Modellen tar hensyn til seilingsrute, utetemperaturer, sjøvannstemperaturer og kapasiteter. Komponenter som termostank, varmevekslere og varmepumper simuleres. Termostanken er en sentral komponent og størrelsen vil avgjøre hvor mye energi som kan lagres og da hvor

lenge hotellet kan være oppvarmet uten strømforbruk. Modellen skal undersøke hvor mye varme tanken kan levere uten at varmpumpene behøver å slå seg på. Dette defineres som direkte utladning. Beregninger av hvor lenge varmevekslerne klarer å overføre ønsket varme, og COP for varmpumpe, er en sentral del av simuleringen.

For å sette oppgaven inn i en akademisk sammenheng gjennomføres et litteratursøk. Dette gjøres for å kartlegge tidligere arbeid gjort på fagfeltet og avdekke eventuelle mangler. Det legges vekt på emner som temperaturendringer i akkumulatortank, vann som energilagringsmedium og optimalisering av energisystemer om bord på skip. Oppgaven i seg selv bygger ikke videre på tidligere arbeid, men henter inspirasjon fra andre artikler. Dette gjelder spesielt arbeidet utført ved University of Agriculture in Krakow. Her er det gjennomført en matematisk simulering for utladning av en buffertank som kontinuerlig får påfyll av varmt vann [8]. For å gi innsikt i hvordan temperaturforløpet i modellen bør være, studeres simuleringen. Ved University of Athens er det gjort arbeid som sammenligner vann og parafin som energilagringsmedium [9]. Arbeidet fokuserer på hvor mye energi mediene lagrer, og temperaturer ved utløp i varmeoverføringer. Annet relevant arbeid som studeres er modelleringen av et maritimt spillvarmesystem utført ved Newcastle University [10]. Modellen består av en dual-fuel-motor, som kan gå på både gass og flytende drivstoff, i kombinasjon med den organiske Rankine-syklusen. Motoren blir kjølt ned med fordampende LNG. Det er også gjort lignende arbeid ved University of Roma hvor det blir sammenlignet to ulike systemer for gjenvinning av spillvarme, men hvor begge er designet for maritimt bruk [11]. Rapporten trekker frem to viktig poeng; effektiviteten til spillvarmegjenvinning øker ved to sykluser sammenlignet med én, og det evigvarende kjølemediet som sjøvann utgjør.

Rapporten inneholder kapitler for teori, metode, resultat, diskusjon og konklusjon. Teoridelen består av to hovedkapitler, hvor det første tar for seg grunnleggende termodynamiske prinsipper, og det andre tar for seg WERS og hvilke komponenter det består av. Videre tar metodekapitlet for seg arbeidsmetodene for hvordan modellen blir til og de forenklinger og antagelsene som er gjort. Resultatkapitlet viser tabeller og diagrammer for de viktigste resultatene. I diskusjonskapitlet reflekteres det over erfaringer og svakheter ved resultatet. Til slutt vil det konkluderes med hvor store energibesparelsene er og nytteverdien av WERS.

2. Teori

En del av den grønne teknologiske utviklingen er å effektivisere dagens VVS-løsninger. Dette betyr også å bruke mer av de godt utviklede løsningene man har på land og implementere de på store skip. Denne seksjonen er bygget opp ved å beskrive teori bak komponenter i WERS og relevante prinsipper i termodynamikk.

2.1 Energi

Energi er definert som evnen til å utføre et arbeid og måles i SI-enheten Joule eller kWh. Det eksisterer i flere former som for eksempel termisk energi, mekanisk energi, elektrisk energi, kjemisk energi eller kjerneenergi [12]. Energi kan hverken oppstå eller forsvinne, bare endre form. Dette er omtalt som energibevaringsloven eller termodynamikkens første lov [13]. Energi kan overføres fra et lukket system til et annet ved enten varme eller arbeid, og det er viktig å skille mellom disse to formene. Dersom energioverføringen skyldes temperaturforskjell mellom systemene blir det omtalt som varme. Overføringen vil alltid gå fra høyere til lavere temperaturer og den vil fortsette til det er oppnådd termisk likevekt.

Varmeoverføring deles primært inn i tre kategorier [14]:

- Termisk konduksjon: varmeoverføring gjennom solide materialer.
- Konveksjon: varmeoverføring ved strømning i fluid.
- Stråling: varmeoverføring ved elektromagnetisk stråling.

Eksergi og anergi

Eksergi defineres som den mengden energi som kan omsettes til mekanisk arbeid. For energiformer som mekanisk og elektrisk energi tilsvarer dette hele den tilgjengelige energimengden [15]. Ved termisk energi avhenger eksergien av hvor stort temperaturfall som skal utnyttes, eller hvor stort temperaturfall som skal opprettholdes [16]. Eksergien som overføres ved en varmeoverføring, X_{heat} , kan beskrives ved følgende formel [15]:

$$X_{heat} = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \cdot Q, \quad (1)$$

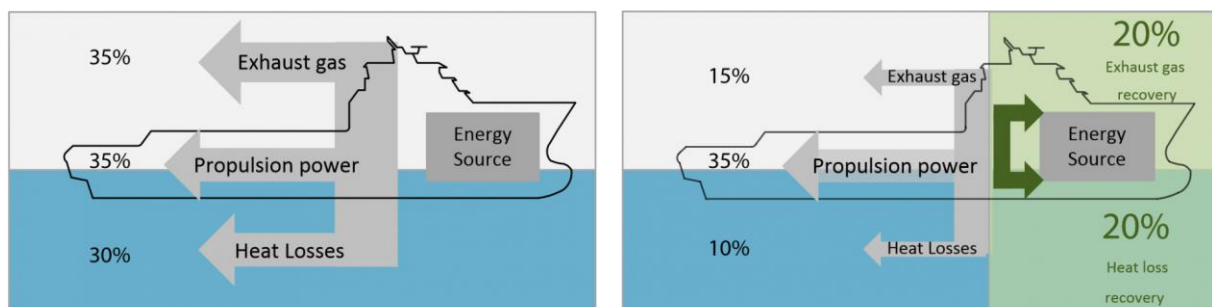
hvor T_1 og T_2 henholdsvis betegner start og slutt-temperaturen i overføringen, og Q betegner varmeoverføringen. Den termiske energien som ikke kan omsettes til arbeid kalles anergi. Forholdet mellom energi, eksergi og anergi beskrives slik [17]:

$$\text{Energi} = \text{Eksergi} + \text{Anergi} \quad (2)$$

2.2 Spillvarmeutnyttelse

Spillvarmeutnyttelse handler om å utnytte varme som produseres og blir avgitt til omgivelsene. Spillvarme er et biprodukt av alle industrielle prosesser og blir i liten grad utnyttet [18]. Andelen spillvarme er spesielt stor i kull, gass og kjernekraftverk [19], men også om bord på fartøy. Det kan for eksempel være varme som går tapt i drift av motorer der varme blir avgitt til skroget, men også via eksos. Skal denne varmen utnyttes er det gunstig å benytte seg av vann som energilagingsmedium. Varmen kan for eksempel utnyttes til å varme opp tappevann.

Spillvarmeutnyttelse som konsept om bord på skip har mange fordeler. Ved å benytte seg av det vil skipet være mer effektivt og dermed også forurense mindre. Dersom målet er at skipet skal ha nullutslipp til kai, er det aktuelt med en akkumulatortank for varmtvannet [20]. Figur 1 viser en konseptskisse av varmegjenvinning fra Ulmatec Pyro. I prinsippet kan skip gjenvinne 40 % av det totale energiforbruket.

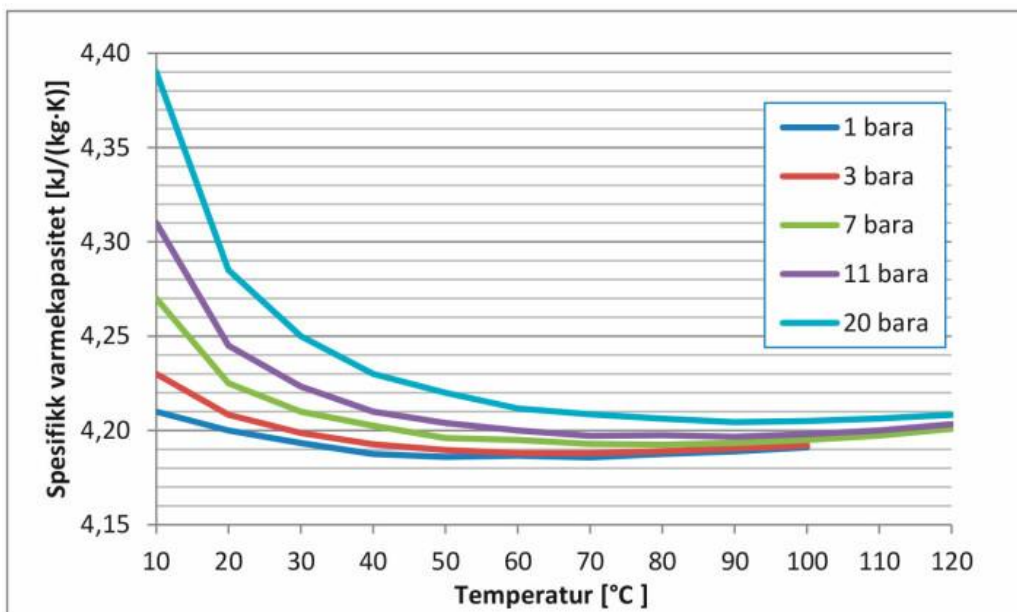


A complete system is able to capture up to 40 percent of the total energy value. How much of that energy will be re-used efficiently, depends on consumers capable to take advantage of the heat. Artwork courtesy of Ulmatec.

Figur 1: Konseptskisse for varmegjenvinning om bord på skip [20]

2.3 Vann som energilagringsmedium

Vann er et godt egnet lagringsmedium for termisk energi og det brukes ofte der varmen skal benyttes til oppvarming av bygninger. Den kjemiske betegnelsen er H_2O og molekylet består av et oksygenatom og to hydrogenatomer. Det må mye energi til for å bryte disse molekylbindingene. Vann har derfor et høyt kokepunkt og en relativt høy spesifikk varmekapasitet på $\frac{4,2 \text{ kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ved 20 C° og 1 atm trykk. Varmekapasitet er et mål på hvor mye energi som må tilføres et kg av et stoff for å heve temperaturen 1 C° [21]. I termodynamikk er det spesielt to typer spesifikk varmekapasitet som er interessant; spesifikk varmekapasitet ved konstant volum, c_v , og spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk, c_p [21]. Figur 2 viser hvordan den spesifikke varmekapasiteten til vann varierer med forskjellige temperaturer og trykk.



Figur 2: Spesifikk varmekapasitet ved forskjellige temperaturer og trykk [8]

2.4 Akkumulatortank

I vannbårne systemer med sentralvarme benyttes ofte en akkumulatortank. Dette er mye brukt i bygninger. Den samler overskuddsvarme, så det kan brukes senere og bidra til jevnere effektbelastning. Energien tilgjengelig i en akkumulatortank finnes ved [22]:

$$Q = V \cdot C_{p,avg} \cdot \rho \cdot \Delta T, \quad (3)$$

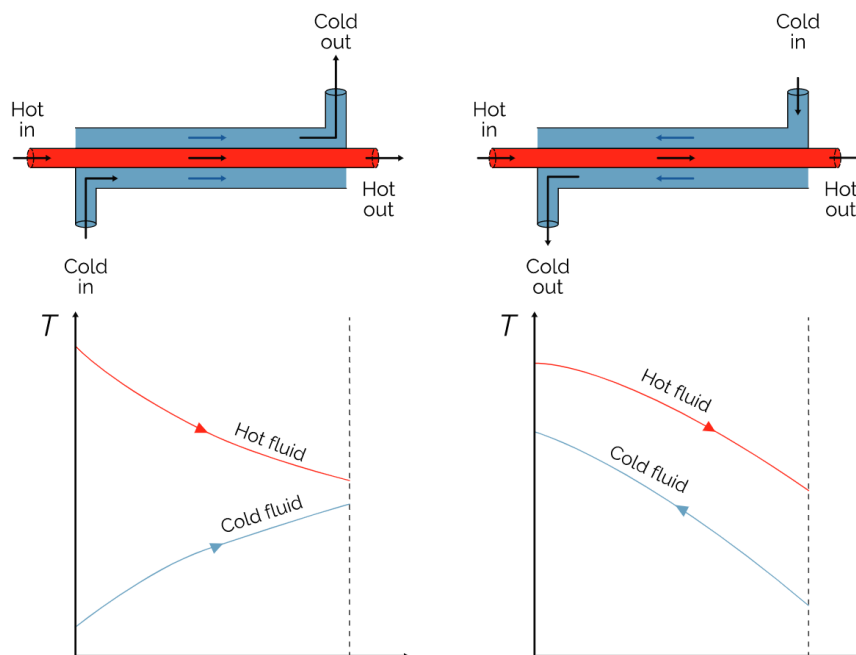
hvor Q betegner energien, V betegner volumet i tanken, $C_{p,avg}$ betegner spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk, ρ betegner massetettheten til vann og ΔT betegner utnyttbar temperaturdifferanse.

2.5 Varmerveksler

2.5.1 Funksjon og oppbygning

En varmerveksler er en innretning som muliggjør varmeoverføring mellom væskestrømmer eller gasstrømmer med forskjellig temperatur. Den er brukt i flere ingeniørfaglige sammenhenger, deriblant romoppvarming, kjøling, kraftproduksjon, spillvarmeutnyttelse og prosesssteknikk.

Varmervekslere kategoriseres etter to parametere; hvilke type strømning og hvilken type materiale det er. De to strømningssopsettene det skiller mellom er krysstrøms-varmerveksler og parallelstrøms-varmerveksler. Ved parallelstrøm går strømmene i samme retning og varm og kald væske går inn og ut på samme side. Ved krysstrøm går strømmene i motsatt retning, og varm og kald væske går inn og ut på motsatt side [23]. Figur 3 viser forskjellen på strømningssopsettene og hvordan temperaturene vil variere avhengig av oppsettet.



Figur 3: En parallelstrømsvarmerveksler og en krysstrømsvarmerveksler [24]

De to mest brukte konfigurasjonene det skilles mellom er rørkjel-varmeveksler og plate-varmeveksler. Ved rørkjel-varmeveksler er en serie med rør pakket inn i en metallkjel. Det ene fluidet strømmer gjennom rørene, mens det andre fluidet strømmer inn i metallkjelen. Ved plate-varmeveksler strømmer fluidet gjennom en serie av plater som står kompakt ved siden av hverandre [25].

2.5.2 Varmeroverføring i varmeveksler

Varmeroverføring i en varmeveksler er av typene konveksjon og konduksjon. Dette er fordi varmen overføres fra varmt fluid til kaldt fluid, og den passerer gjennom et materiale. Etter hvert som varme overføres, synker temperaturen på varm side. Den termiske effekten i en massestrøm er avhengig av fluidets strømningsrate, spesifikke varmekapasitet og temperatur. En måte å beregne varmeroverføring i en varmeveksler er å benytte seg av følgende formel [26]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot (h_{h,i} - h_{h,o}), \quad (4)$$

hvor \dot{m}_h betegner massestrømmen til fluidet på varm side, $h_{h,i}$ betegner entalpien ved innløpet på varm side og $h_{h,o}$ viser til entalpien ved uttaket på varm side. På samme måte kan dette beregnes på kald side ved:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,i} - h_{c,o}), \quad (5)$$

hvor \dot{m}_c betegner massestrømmen til fluidet på kald side, $h_{c,i}$ betegner entalpien ved innløpet på kald side og $h_{c,o}$ betegner entalpien ved uttaket på kald side. Dersom det antas konstant trykk, kan forholdet mellom spesifikk varmekapasitet, temperatur og entalpi beskrives slik [21]:

$$c_p \cdot dT = dh, \quad (6)$$

hvor dh betegner endringen i entalpi, og dT betegner endring i temperatur ved konstant trykk. Dersom fluidet ikke gjennomgår en faseforandring, og formel 6 settes inn i formel 4 og 5, kan varmeroverføringen finnes ved:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p,avg} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}), \quad (7)$$

og

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,avg} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}), \quad (8)$$

hvor $T_{h,i}$ og $T_{h,o}$ henholdsvis betegner temperaturen til fluidet ved innløpet og uttaket på varm side, og $T_{c,i}$ og $T_{c,o}$ henholdsvis betegner temperaturen til fluidet ved innløpet og uttaket på kald side. Varmemengden, Q , som overføres kan regnes ved å bruke følgende formel:

$$Q = \dot{Q} \cdot t, \quad (9)$$

hvor t betegner tid.

Log mean temperature difference

En annen metode å beregne varmeoverføring i en varmeveksler er å benytte temperaturdifferansen mellom det kalde og det varme fluidet. Da temperaturdifferansen varierer avhengig av posisjonen i varmeveksleren, er det gunstig å bruke en gjennomsnittlig temperaturdifferanse. Varmeoverføringen kan derfor beskrives slik [26]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}, \quad (10)$$

hvor U betegner varmeoverføringskoeffisienten til materialet i varmeveksleren, A betegner overflateareal hvor varmeoverføringen foregår, og ΔT_{lm} betegner logaritmisk den gjennomsnittlige temperaturdifferansen, derav navnet *log mean temperature difference* (LMTD). Når temperaturen på varm side synker over tid, vil også LMTD synke. ΔT_{lm} beregnes slik:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}, \quad (11)$$

hvor ΔT_2 og ΔT_1 varierer avhengig av om varmeveksleren er av typen motstrøms-varmeveksler eller parallelstrøms-varmeveksler. Er varmeveksleren av typen motstrøms-varmeveksler, betegner man ΔT_2 og ΔT_1 slik:

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,o}, \quad (12)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,i} \quad (13)$$

Er varmevekslerene derimot av typen parallelstrøms-varmeveksler, betegnes ΔT_2 og ΔT_1 slik:

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,i}, \quad (14)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,o} \quad (15)$$

2.6 Varmepumpe

En varmpumpe er en innretning bestående av et lukket kretsløp med en fordampner, en strupeventil, en kondensator og en kompressor. I kretsløpet er det et arbeidsfluid som sirkulerer, ofte er dette R-134a. Fluidet gjennomgår flere faseendringer og vil avgi og motta varme avhengig av endringen. Målet til varmpumpen er å holde det nedkjølte området kaldt ved å kontinuerlig fjerne varme fra det. Varmen overføres til et annet medium og er en nødvendig del av denne operasjonen [27]. Denne varmen kan utnyttes til romoppvarming.

Det skilles mellom flere forskjellige typer varmpumper. For eksempel luft-til-luft-varmpumpe, luft-til-vann-varmpumpe, vann-til-vann-varmpumpe, bergvarmpumpe, og avtrekksvarmpumpe [28]. Vann-til-vann-varmpumpe har en fordel ved at den henter varme fra en kilde som holder en mer stabil temperatur enn uteluft. Dette kan føre til lavere kostnader for drift og vedlikehold [29].

Et viktig mål på hvor effektiv jobb varmpumpen gjør er *coefficient of performance* (COP), gitt ved [27]:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{net,in}}, \quad (16)$$

hvor Q_H er varmemengden som pumpen leverer ut og $W_{net,in}$ er netto arbeidet som kreves for å gjennomføre prosessen. Formelen gir et forhold mellom hvor mye energi varmpumpen bruker, og varme den avgir. Det er vanlig at COP for en luft-til-vann-varmpumpe ligger rundt 3,0. COP for en bergvarmpumpe derimot kan ligge rundt 6,0 eller mer og ha en 45 % høyere virkningsgrad. Dersom utetemperaturen er lav kan luft-til-luft-varmpumpen ha en COP under 1,0. Det vil si at varmpumpen bruker mer strøm enn den varmemengden den klarer å levere [30].

3. Waste Energy Recovery System

Om bord på Havila Capella utnyttes varmen som produseres fra fire LNG-motorer av typen C26:33L levert fra Bergen Engines [31]. I en vanlig forbrenningsprosess forsvinner 65-75 % ut pipen, men Ulmatec Pyro sitt WERS gjør at tapet reduseres til 39 % [32]. Denne seksjonen tar for seg komponenter, forbrukere og kapasiteter av WERS samt to utladningsscenario av termostanken. Utladningen foregår når skipet ligger til kai og motorene ikke går. Varmepumper og varmevekslere er sentrale komponenter, og datablad for disse er lagt ved som vedlegg B og C i rapporten.

3.1 Komponenter

Termostank

Akkumulatortanken om bord, vist i figur 4, omtales som termostank og har en størrelse på 14 m^3 . Den fungerer som en buffertank for overskuddsvarme. Når skipet legger til kai vil utladningen av tanken starte for å levere varme til oppvarming av hotellet om bord. For å holde konstant vannvolum i tanken vil det kontinuerlig fylles på med kaldere vann samtidig som det varme vannet tappes fra tanken. 3 sirkulasjonspumper med en kapasitet på $67 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ hjelper til for å holde en stabil strømning. Starttemperaturen i tanken er 90 C° og vil synke etter hvert som den lader ut.



Figur 4: Termostanken om bord på Havila Capella

Varmevekslere

Om bord på Havila Capella er varmevekslerene av typen motstrøms-platevarmeveksler, som vist i figur 5. Varmen blir overført fra motorrommet ved hjelp av to sett med varmevekslere på henholdsvis 490 kW og 735 kW. Herfra blir det varme vannet fordelt videre til termostanken. Dette gjør at varmen kan benyttes til både oppvarming og forvarming av LNG-motorene.

En varmeveksler på 2000 kW overfører varme direkte fra termostanken til Teknotherm sine forbrukere. En varmeveksler på 443,5 kW henter varme fra sjøvann, og en varmeveksler på 230,1 kW henter varme fra tank når den direkte utladningen er ferdig. De to sistnevnte varmevekslerne forvarmer returvannet fra varmepumpen, som igjen går inn på fordampere.



Figur 5: En av platevarme-vekslerne med kapasitet på 230,1 kW

Varmepumper

De tre varmepumpene i WERS er av typen vann-til-vann og er levert av Daikin og en av disse er vist i figur 6. Varmepumpene har R-134a som arbeidsfluid og de er vannkjølt med en enkeltskru kompressor. Varmekapasiteten ved 100 % last er på 545 kW med en COP på 4,46. Én varmepumpe dekker 61,3 % av det største effektbehovet. Varmepumpen kan ifølge databladet driftes helt ned til 20 % last.



Figur 6: En av varmepumpene levert av Daikin

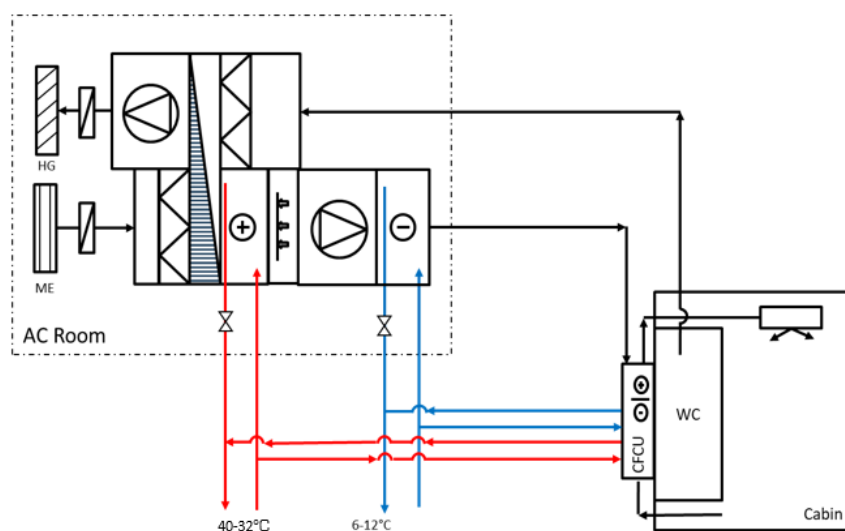
Kjel

I systemet finnes det også en kjel som går på strøm og diesel. Kjelen supplerer varme til vannet dersom det ellers ikke leveres tilstrekkelig varme. Dette kan være aktuelt dersom det skulle være funksjonssvikt på komponenter i systemet. Da kan kjelen fungere som en redundans.

3.2 Forbrukerne

Forbrukerne er ikke en del av WERS i seg selv, men blir forsynt med varme. Systemet på forbrukersiden er basert på trykkuavhengige 2-veis-ventiler i kombinasjon med en hydraulisk separator. Denne tillater mengderegulering via frekvensstyring av to hovedsirkulasjonspumper. Skipet er delt inn i tre brannsoner; MFZ 1-3. I hver av disse sonene er det én gren som fordeler vannet til forbrukerne innenfor gitt sone.

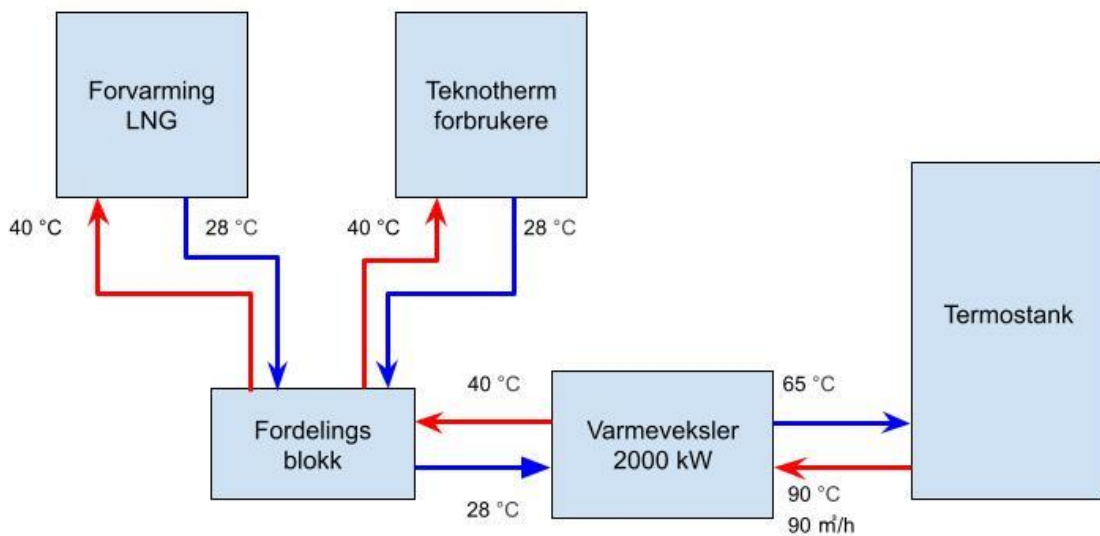
Systemet inkluderer blant annet ventilasjonsaggregater, vifter og varmtvannscoiler for lugar og oppholdsrom. Alle enhetene leveres av Teknotherm. Figur 7 illustrerer et eksempel for kjøling av lugar. Aggregatet består av filter, roterende varmegjenvinner, coiler og vifter.



Figur 7: Ventilasjonsaggregat og cabin fan coil unit (CFCU) for lugar

3.3 Direkte utlading

Det finnes flere retninger for vannet etter termostanken. Som nevnt i [seksjon 3.1](#) går vannet kun via én varmeveksler på 2000 kW når utladningen starter. Dette er vist i figur 8 hvor rød og blå streker representerer varmt og kaldt vann. Vannet går via en fordelingsblokk til Teknotherm sine forbrukere og forvarming av LNG. I figuren vises også temperaturene ved innløp og utløp for komponentene og forbrukerne. Ved en volumstrøm på $90 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ fra tanken hever varmeveksleren temperaturen på kald side med ca. 12 °C.



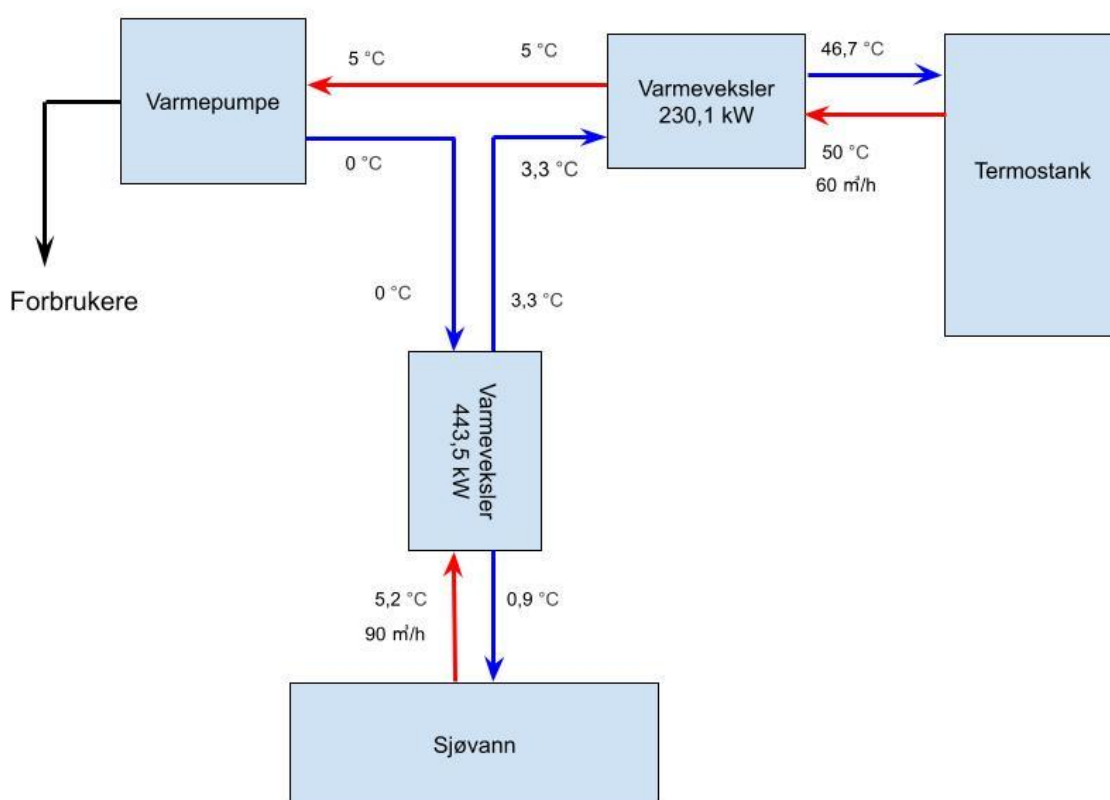
Figur 8: Direkte forsyning av forbrukerne fra termostanken

Som nevnt tidligere er starttemperaturen i tanken 90 °C og den vil synke etter hvert som tanken forsyner varme videre i systemet. Når temperaturen i tanken er 50 °C vil denne prosessen avsluttes. Dette er fordi varmeoverføring drives av temperaturdifferanse, og ved 50 °C på varm side nærmer det seg termisk likevekt mellom varm og kald side. Temperaturdifferansen er da for liten til å fortsette overføringen.

3.4 Forvarming av innløpsvannet til varmepumpe

Når termostanken ikke lenger leverer varmtvann direkte, er det varmepumpene om bord som leverer varmtvann til forbrukerne. For å få best mulig arbeidsvilkår for pumpen er det lagt til rette for å hente varme fra både termostanken og sjøvann.

Figur 9 illustrerer dynamikken mellom varmt og kaldt vann, samt fordelingen mellom komponentene. Som nevnt i 3.1 er det to varmevekslere som forvarmer returvannet fra varmepumpen. Det kalde returvannet fra varmepumpen blir varmet opp av sjøvannet ved hjelp av en varmeveksler på 443,5 kW. Ved en volumstrøm på $90 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ øker temperaturen med ca. $3,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Termostanken leverer varme til varmeveksleren på 230,1 kW. Denne varmeveksleren hever temperaturen med ca. $1,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ved en volumstrøm på $60 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Da temperaturen på innløpsvannet er høyere blir det brukt mindre strøm til drift av kompressoren i varmepumpen.



Figur 9: Forvarming av innløpet til varmepumpen med sjøvann

4. Metode

I denne seksjonen blir metodene som brukes for å svare på problemstillingen beskrevet. Seksjonen tar for seg arbeidet som gjøres i Excel, datasamling og beregninger gjort i forkant. Det legges frem antagelser og forenklinger ved modelleringen.

4.1 Fremgangsmåte

I denne oppgaven brukes det en kombinasjon av kvalitativ og kvantitativ metode. Kvalitativ metode bruker kvalitative data, som er data uttrykt med tekst [33]. Kvantitativ metode bruker kvantitative data, som er data uttrykt med tall [34]. I denne oppgaven legges det til grunn en kvalitativ metode for å begrunne den kvantitative analysen. Dette gjøres mulig ved hjelp av Teknotherm sine tidligere beregninger på Havila Capella. Dataene benyttes videre i energiberegninger. Datablad på varmepumper og varmevekslere hentes fra Ulmatec Pyro. Det fremlegges ikke konkrete forslag til optimaliseringer, men det drøftes forslag.

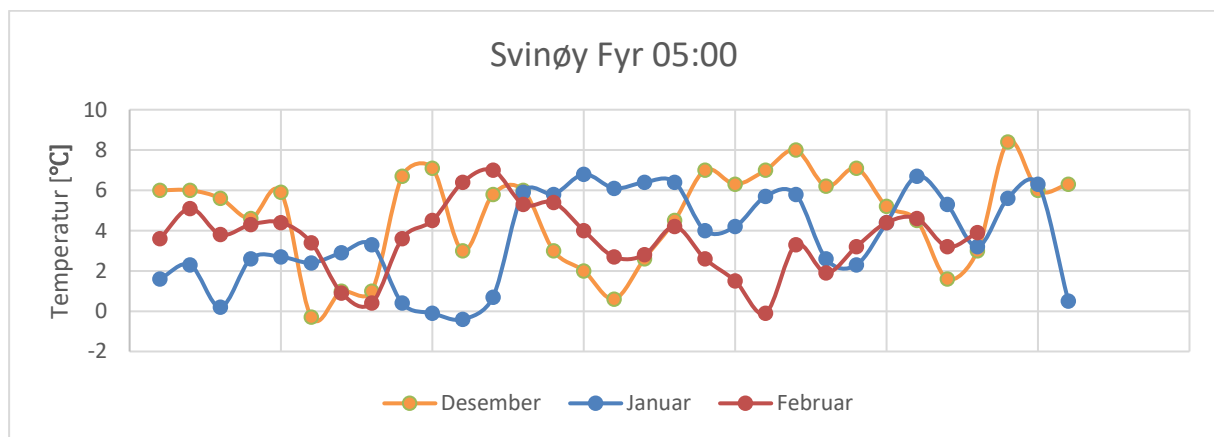
For å effektivisere prosesser i modellen benyttes et programmeringsspråk som heter *Visual Basic for Applications* (VBA). Dette er en forlengelse av Excel og forenkler arbeidet med modellen [35]. Det viktigste arbeidet det brukes til er å lage funksjoner for gjentakende hendelser i simuleringene. Funksjonene for dette heter *beregneCOP*, *Effektbehov* og *temperaturInnHP* og legges til som vedlegg A.

Som et tillegg til det kvalitative og det kvantitative arbeidet er det gjennomført et besøk om bord på Havila Capella 25. april 2022. Det ble foretatt en omvisning av komponentene i WERS. Dette inkluderer fremvisning av dataskjermer, både i maskinrom og pumperom. Disse skjermene viser temperaturene og volumstrømmene i WERS til enhver tid. I tillegg til omvisning har det blitt gjennomført samtaler med maskinmester, arbeidere om bord og Ulmatec Pyro. Dette har vært til hjelp for å både bekrefte og avkrefte tanker om WERS og bruken av det. [Seksjon 6.2](#) tar opp diskusjonen rundt dette tema.

4.2 Innsamling av værdata og sjøvannstemperaturer

International Weather for Energy Calculation Version 2 (IWEC 2) er en database som inneholder værdata samlet sammen av *The American Society of Heat, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE). Databasen henter værdata fra over 3 000 meteorologiske

stasjoner over hele verden [36]. Tidsrommet til værdataene er fra 1986 til 2011 [37]. Informasjonen består av de mest typiske værdataene for den aktuelle måneden i dette tidsrommet. Her inkluderes temperaturer, vindhastighet og solinnstråling. De aktuelle dataene sorteres, og en gjennomsnittlig utetemperatur for hver kai beregnes for hver måned. Beregningene baseres på tidsrommet skipet ligger til kai ved den nordgående ruten. I figur 10 fremlegges et eksempel på værdata for Svinøy Fyr klokken 05:00 i det mest representative årstallet for henholdsvis desember, januar og februar. I desember var årstallet 1987, i januar 1997 og i februar 1984. Hvert målepunkt representerer en måling for hver dato i den aktuelle måneden.



Figur 10: Værdata fra Svinøy Fyr kl. 05:00

I tillegg til IWEC 2 benyttes *seatemperature.com* for å hente sjøvannstemperaturer [38]. På denne siden ligger månedlige gjennomsnittstemperaturer for 243 målepunkter i Norge. Temperaturene legges inn i systemmodellen for alle havneanløpene til kystruten. Dataene brukes videre i simulering av varmpumper.

4.3 Beregninger av effektbehov

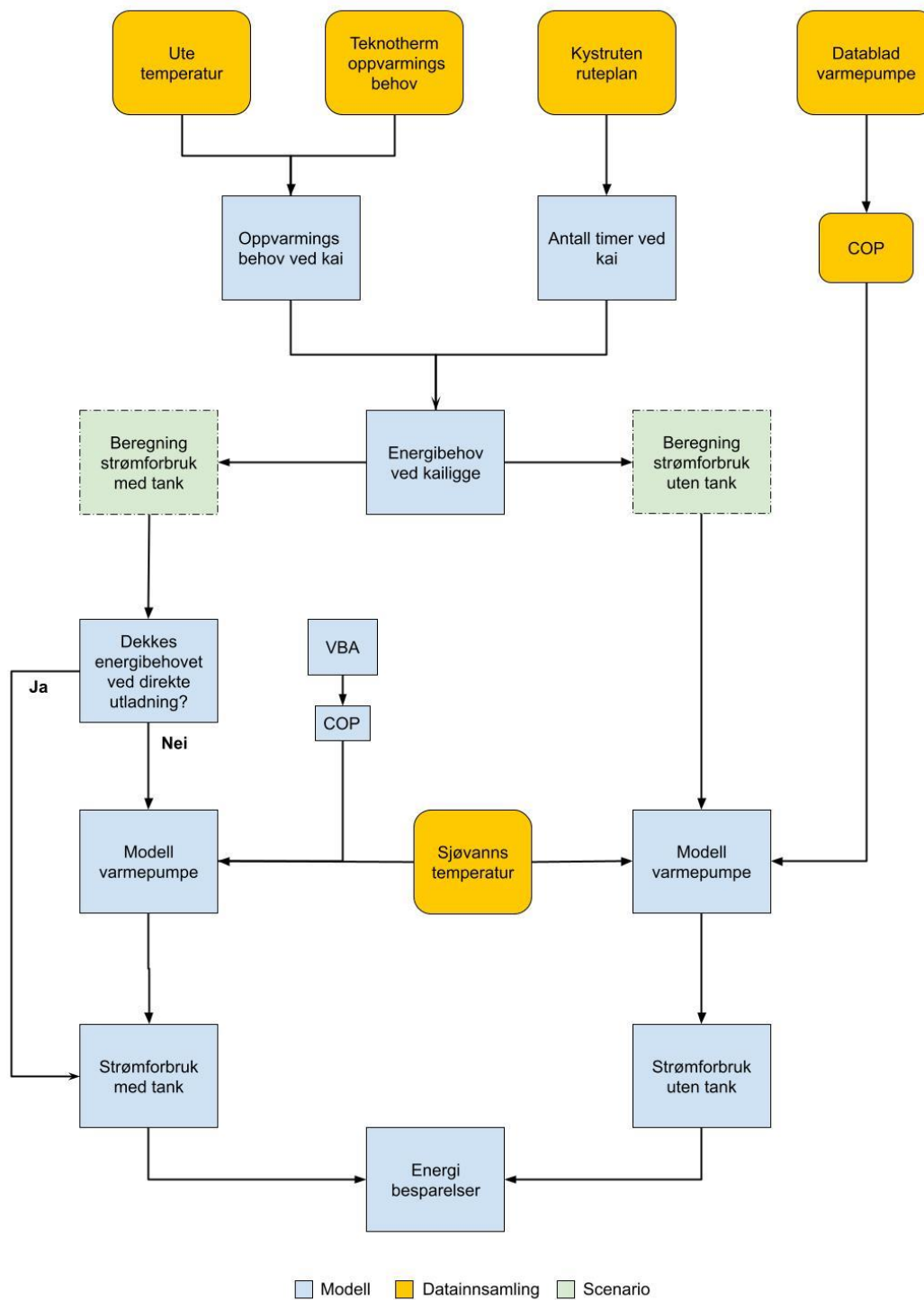
Fra Teknotherm sine modeller, som beregner effektbehov til oppvarming om bord, observeres det hvordan effektbehovet er avhengig av utetemperaturen. Fra utetemperaturdata, og effektbehov konstrueres en lineær funksjon. Denne vises i [figur 14](#) i seksjon 5.2. Utgangspunktet er at Teknotherm bruker -20 °C som dimensjonerende utetemperatur. Ved utetemperaturer på -20 °C , 0 °C , og 18 °C er effektbehovene henholdsvis 1200 kW, 569 kW og 0 kW. Det opprettes en funksjon i VBA med navn

Effektbehov. Den beregner effektbehov om bord basert på den gjennomsnittlige utetemperaturen. Funksjonen tar inn den gjennomsnittlige utetemperaturen som parameter, og benytter den lineære modellen beskrevet ovenfor.

4.4 Simulering av komponenter

Etter hvert som det samles inn data blir de sortert og benyttet i Excel for å kunne lage en modell. Modellen simulerer en nordgående tur fra Bergen til Kirkenes for hver måned gjennom hele året. Dette gjøres for å sammenligne hvordan temperaturforskjeller har påvirkning på effektbehov og energibesparelser.

Figur 11 er et flytskjema som viser algoritmen for modellen. De gule boksene representerer data som er samlet inn for å gjøre simuleringen mulig. De blå boksene representerer systemmodellen, som inkluderer simulering av varmepumpe, varmevekslere og termostank. Dette resulterer i energibesparelser for ruten. I tillegg representerer de grønne boksene beregningene for strømforbruk med tank og strømforbruk uten tank.



Figur 11: Flytskjema for systemmodellen

4.4.1 Antagelser

Ikke alle parametere er mulig å verifisere. I disse tilfellene gjøres det antagelser med bakgrunn i Teknotherms tidligere arbeid. Antagelsene avklares med Teknotherm og ekstern veileder, slik at de er fornuftige å ta. På den måten unngås det at modellen gir urealistiske resultater og at de faglig sett virker fornuftige.

Generelle antagelser

- Den spesifikke varmekapasiteten til vann er konstant ved alle tider.
- Termostanken vil alltid ha 90 °C når skiper ankommer kai.
- Temperaturen på vannet til forbrukersiden skal ha 40 °C til enhver tid. Temperaturer under dette vil ikke være tilstrekkelig. Temperaturen på vannet tilbake fra forbrukerne antas også å være konstant på 28 °C
- Termostanken driver WERS fra 90 °C og ned til 50 °C.

Varmeveksler

- Angitt effekt på varmevekslerne i tegninger og datablad er maksimal varme som kan overføres i varmevekslerne.
- Fluidet i varmevekslerne gjennomgår ikke en faseforandring.
- Trykket er konstant i løpet av varmeoverføringen.
- Sjøvannet sin temperatur er konstant ved simulering av varmeveksleren på 443,5 kW.

Varmepumpe

- Ved 100 % last på varmpumpen leveres det en effekt, \dot{Q}_H , på 545 kW.
- Dersom én varmpumpe er tilstrekkelig for å dekke effektbehovet, kobles det ikke flere på. Dette gjelder også for to varmpumper.
- Varmepumpene får strøm i fra land eller fra batterier om bord.

4.4.2 Forenklinger

For å gjøre modellen mulig, er det behov for en forenkling av det reelle systemet. Det tas både generelle forenklinger og forenklinger når det gjelder varmevekslere og varmpumper.

- Direkte utlading av tanken og oppvarming ved varmpumper skjer ikke parallelt.
- Modellen tar ikke hensyn til å levere varmtvann til forvarmingen av LNG og 300 L varmtvannstanker.

- Modellen bruker gjennomsnittstemperaturer for hver måned ved hvert tidspunkt ved hvert havneopphold. Gjennomsnittstemperaturen antas å være konstant i tidsrommet skipet ligger til kai. Derfor vil effektbehovet også være konstant.
- For å forenkle arbeidet med de totale energibesparelsene brukes en erstatning for to rundturer. Nordgående beregninger brukes for de sørgående turene. Det vil si at modellen bruker 4 nordgående turer på en måned.
- Modellen bruker lineær sammenheng mellom effektbehov og utetemperatur.
- Modellen ser bort ifra kjelen. Dette er en uforutsigbar komponent da den skal fungere som et supplement til WERS. Da den går delvis på diesel og ikke er miljøvennlig blir det valgt å ikke ta hensyn til den.
- Volumstrømmene blir ikke justert på i modellene. De antas konstante og hentes fra tegninger av WERS.

4.4.3 Simulering av termostank

Termostanken simuleres for å se hvor mye termisk energi som kan overføres ved direkte utladning. Ved bruk av [formel 3](#), beregnes tilgjengelig varmemengde ved direkte utladning. Dette resulterer i 653,33 kWh, og gir en begrensning for hvor lenge den direkte utladningen kan pågå.

4.4.4 Simulering av varmevekslere

Modellen simulerer tre varmevekslere. Dette er varmevekslerne beskrevet i [seksjon 3.3](#) og [3.4](#). For å realistisk kunne simulere systemet er det viktig å se på driften av varmevekslere, og hvor lenge de klarer å levere nødvendig varme. Derfor undersøkes det hvor lenge varmeveksleren på 2000 kW klarer å overføre tilstrekkelig varme. Dette gjøres ved det største og det gjennomsnittlige effektbehovet i løpet av et år, vist i [tabell 4](#) og 5. Tiden varmeveksleren klarer å overføre varme begrenses av energien tilgjengelig i tank og LMTD. Varmeoverføringen beregnes med [formel 10](#). Simuleringen blir gjort ved å iterere i 5 minutters intervaller for å se hvor mye temperaturen synker på varm side, og da hvor mye LMTD synker. Ved hvert intervall beregnes det hvor mye energi som overføres ved å bruke [formel 9](#). Energien som overføres brukes i [formel 3](#) ved neste iterasjon for å beregne endringen i temperaturen fra varm kilde. Denne prosessen fortsetter, og det illustreres i en tabell når varmeveksleren ikke lenger klarer å overføre tilstrekkelig varme.

4.4.5 Simulering av varmpumper og beregning av COP

I samarbeid med Teknotherm opprettes en modell i Excel med funksjonen til en varmpumpe. Modellen inneholder en simulering med parametere som last, isentropisk virkningsgrad og temperatur på vann inn på fordamper som brukeren kan justere på. Dette resulterer i forskjellige verdier for COP. Temperaturforskjellen på vannet inn og ut fra fordamperen er avhengig av hvilken last varmpumpen går på. Temperaturen på vannet ut fra fordamperen kan beskrives slik:

$$T_{out,CW} = T_{in,CW} - (5 \cdot Last) , \quad (17)$$

hvor $T_{out,CW}$ og $T_{in,CW}$ betegner vannet ut og inn på fordamperen, og lasten er gitt i prosent. Dersom lasten er mindre enn 100 % vil temperaturen både inn og ut på fordamperen øke kontinuerlig. Fra varmpumpe-modellen opprettes en tabell som viser hvordan COP forandrer seg ved endring på last og temperatur på vann inn på fordamperen. Ved hjelp av tabellen opprettes et diagram med grafer som illustrerer COP-verdier ved forskjellige laster og temperaturer. Denne er vist i [figur 15](#) i seksjon 5.4. Fra grafene lages det tredjegrads-trendlinjer som brukes videre til å beregne COP i VBA. Det opprettes to funksjoner i VBA; *beregneCOP* og *temperaturInnHP*. Funksjonen *beregneCOP* tar inn 2 parametere; temperaturen på sjøvannet og effektbehovet om bord, og regner COP basert på parameterne. Funksjonen *temperaturInnHP* hjelper å beregne temperaturen inn på varmpumpen. Den tar inn de samme parameterne som *beregneCOP*, og brukes videre i *beregneCOP*.

Det opprettes også funksjoner som hjelper å simulere varmpumpen. I dette inngår funksjoner som beregner entalpi, entropi, trykk og flere egenskaper basert på hvilket kjølemedium som blir brukt i varmpumpen. Disse funksjonene er utviklet av Teknotherm med bakgrunn i datablad for ulike kjølemedier.

Validitet for varmpumpemodell

For å få et bilde av hvordan modellen fungerer i henhold til databladet, opprettes en tabell som sammenligner COP, Q_H og $W_{net,in}$ for datablad og modell ved forskjellige laster. Temperaturen på vannet ved innløp fordamper er satt til 5 C°. Denne vises under som tabell 1. Dette gjøres for å vurdere validiteten til modellen opp mot hvordan varmpumpen driftes,

og eventuelt belyse mangler i modellen. Fra tabellen observeres det at ved 20 % last er det stort avvik på COP mellom modellen og databladet. Derfor blir varmepumpen i modellen aldri simulert på 20 % last, og den laveste lasten den simuleres på er 30 %.

Tabell 1: Sammenligning av modellen og datablad ved forskjellige laster.

Last [%]	COP modell	Q_H modell [kW]	$W_{net,in}$ modell [kW]	COP datablad	Q_H datablad [kW]	$W_{net,in}$ datablad [kW]
100	4,44	545	122,66	4,5	545	122,1
90	4,52	490,5	108,63	4,6	487	105,3
80	4,59	436	95,04	4,7	430	90,86
70	4,66	381,5	81,86	4,8	375	77,66
60	4,73	327	69,07	4,9	319	65,41
50	4,81	272,5	56,67	4,9	267	54,54
40	4,88	218	44,64	5,0	212	42,36
30	4,96	163,5	32,96	4,8	160	33,34
20	5,04	109	21,63	4,3	111	25,54
10	5,12	54,5	10,65	-	-	-

4.5 Beregninger av energibesparelser

Når alle data er hentet og simuleringene er fullført, settes de sammen i en tabell som skal beregne energibesparelser for en nordgående tur for hver måned. Energibehovet for hvert havneopphold er produktet av effektbehovet og antall timer skipet ligger til kai. Som nevnt i seksjon 4.4.3, så er energien som hentes ut ved direkte utladning 653,33 kWh. Dersom energibehovet overstiger 653,33 kWh, beregnes differansen mellom energibehovet og energien ved direkte utladning. Dette resulterer i varmemengden som varmepumpen må dekke. Varmemengden deles på COP. Dette resulterer i strømforbruk for hvert havneopphold.

Den samme prosessen gjøres igjen, med modifikasjoner. Det sees på et scenario hvor tanken ikke er installert på skipet. Det vil si at det ikke trekkes 653,33 kWh fra energibehovet ved

hver kai. COP hentes fra databladet til varmepumpen. Da beregnes strømforbruket ved havneopphold på samme måte. Energien spart er da differansen mellom strømforbruk med tanken på skipet, og strømforbruket uten tanken på skipet. Dette er energien spart på én nordgående tur. Som nevnt i [seksjon 4.4.1](#) antar modellen at det er 4 nordgående turer i løpet av én måned. Derfor multipliseres energien spart på én tur med 4, og energien spart på én måned beregnes. Prosessen gjentas for alle månedene i et år, og energibesparelsene for alle månedene summeres. Dette resulterer i ett tall på hvor mye energi som er spart på et år.

5. Resultat

I denne seksjonen presenteres resultater fra modelleringen av systemet, samt data som er innsamlet. Her fremkommer både tabeller og diagrammer produsert ut ifra dataene i Excel.

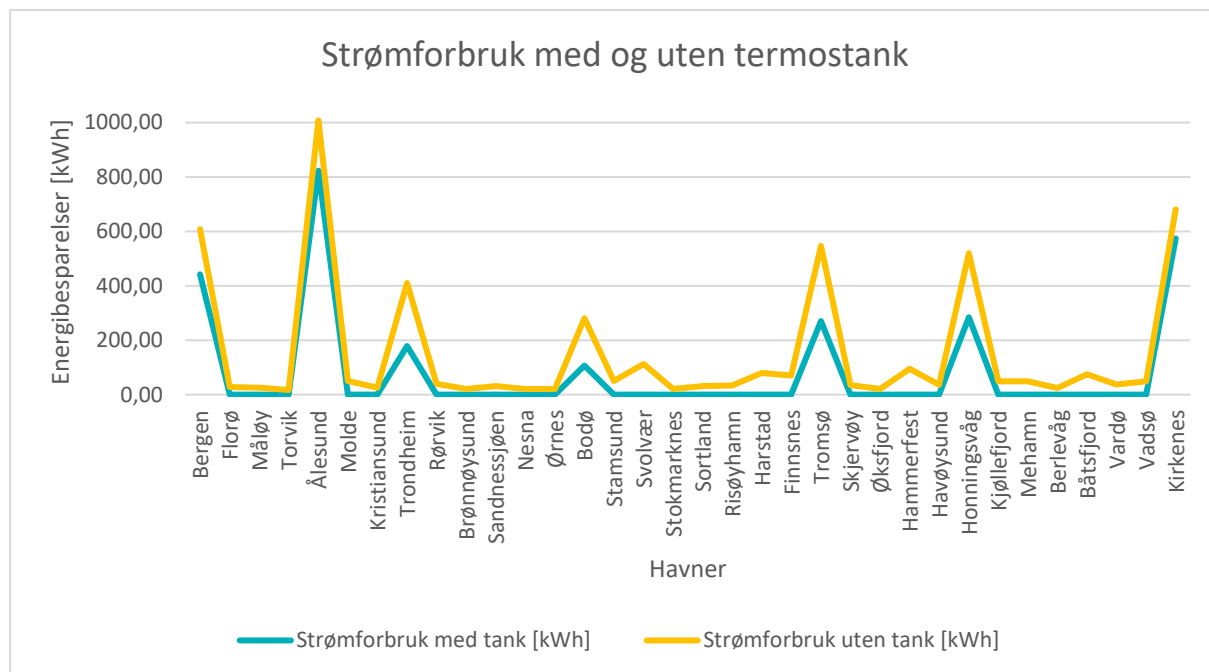
5.1 Energibesparelser

Resultatene i tabell 2 er basert på antall minutter skipet ligger til kai og den aktuelle gjennomsnittstemperaturen for nærmeste værstasjon. Effektbehovet blir som ventet høyere jo lenger nord på ruten skipet befinner seg. Tabellen viser resultater for havnene Bergen til og med Bodø for januar måned. Selve systemmodellen inneholder alle månedene og alle havnene gjennom året. Energien som blir levert ved direkte utladning av tanken vil alltid være 653,33 kWh, ettersom tanken alltid blir ladet fullt opp under gange. Kolonnen *strømforbruk direkte fra tank* viser hvor mye strøm som blir brukt ved utlading når skipet ligger til kai og termostanken hjelper til. Kolonnen *strømforbruk uten tank* gir et bilde på hvordan strømforbruket ville vært uten tanken. Differansen mellom disse kolonnene resulterer i energi spart for den enkelte havnen. Inkludert i tabellen er også forskjellen tanken gjør på COP for en varmepumpe.

Tabell 2: Parametere i modellen og energibesparelser for januar ved hver havn.

Januar												
Havn	T _{avg} [°C]	Minutter til kai [min]	Timer til kai [h]	Effektbehov [kW]	Energibehov [kWh]	Energi direkte fra tank [kWh]	Strømforbruk med tank [kWh]	COP med tank	SW [°C]	Strømforbruk uten tank [kWh]	COP uten tank	Energi spart [kWh]
Bergen	2,94	345	5,75	476,17	2737,97	653,33	442,05	4,72	6,3	608,44	4,50	166,39
Florø	2,41	15	0,25	492,80	123,20	653,33	0,00	4,30	6,5	27,38	4,50	27,38
Måløy	3,63	15	0,25	454,30	113,57	653,33	0,00	4,72	6,5	25,24	4,50	25,24
Torvik	3,34	10	0,17	463,57	77,26	653,33	0,00	4,72	6,8	17,17	4,50	17,17
Ålesund	4,01	615	10,25	442,52	4535,80	653,33	823,28	4,72	6,8	1007,96	4,50	184,68
Molde	3,87	30	0,50	446,66	223,33	653,33	0,00	4,72	6,9	49,63	4,50	49,63
Kristiansund	3,81	15	0,25	448,80	112,20	653,33	0,00	4,72	7,0	24,93	4,50	24,93
Trondheim	-1,49	180	3,00	615,96	1847,88	653,33	178,37	6,70	6,0	410,64	4,50	232,27
Rørвик	1,14	20	0,33	533,14	177,71	653,33	0,00	4,30	5,8	39,49	4,50	39,49
Brønnøysund	-0,12	10	0,17	572,67	95,44	653,33	0,00	6,70	5,2	21,21	4,50	21,21
Sandnessjøen	0,01	15	0,25	568,59	142,15	653,33	0,00	6,70	5,2	31,59	4,50	31,59
Nesna	0,07	10	0,17	566,86	94,48	653,33	0,00	6,70	5,2	20,99	4,50	20,99
Ørnes	0,17	10	0,17	563,60	93,93	653,33	0,00	6,18	4,8	20,87	4,50	20,87
Bodø	0,25	135	2,25	561,03	1262,31	653,33	106,76	5,70	4,4	280,51	4,50	173,75

Fra tabell 2 brukes dataene for strømforbruk og fremstilles grafisk i figur 12. Dette for å illustrere betydningen termostanken utgjør for hvert enkelt havneopphold. Skipet klarer seg uten landstrøm til oppvarming i 27 av alle 34 havnene. De lengste havneoppholdene er de som krever mest energi.



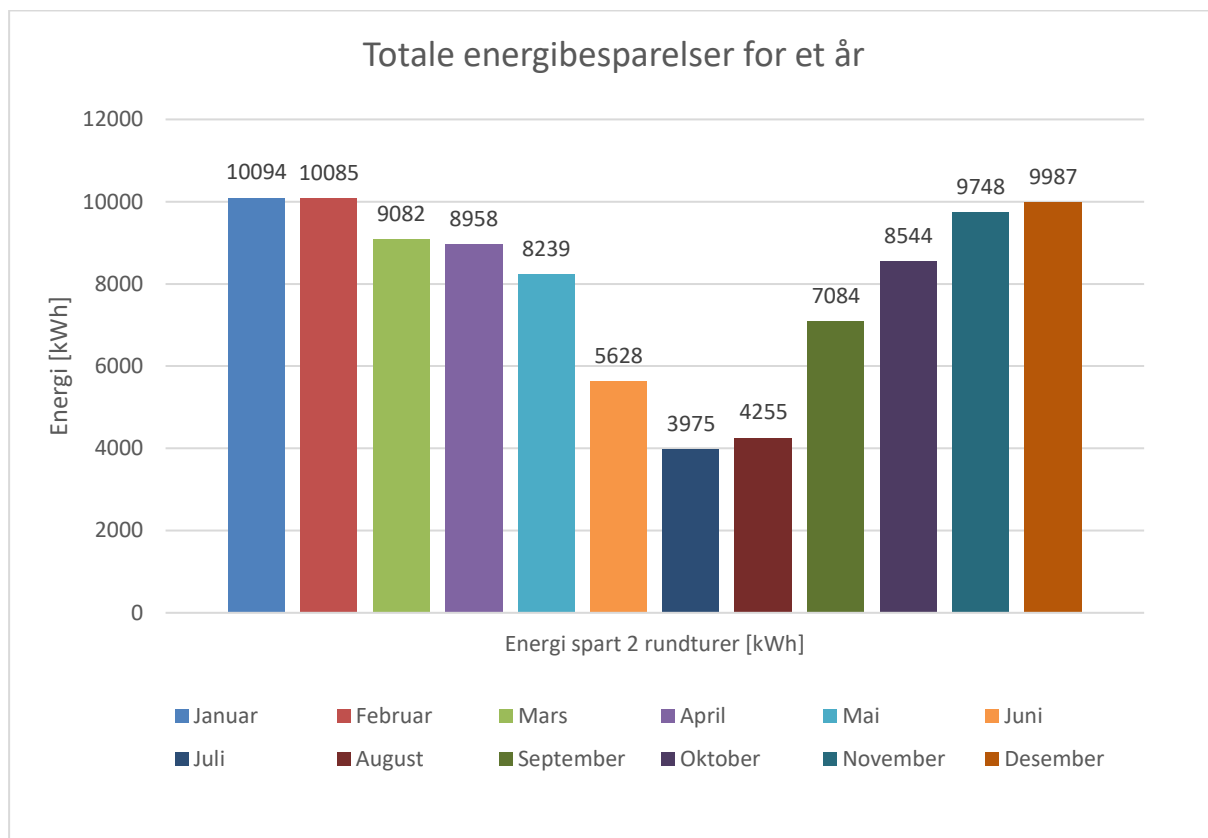
Figur 12: Strømforbruk med og uten termostank

Tabell 3 oppsummer resultater for hver måned gjennom et år. Den første raden viser det samlede forbruket for én tur i den aktuelle måneden, og den andre raden viser energien som er spart. I *Energi spart 2 rundturer* er det lagt sammen resultatet fra 4 nordgående turer for å kunne gi et bilde på de totale energibesparelsene i løpet av et år. Resultatet blir 95 680 kWh i besparelser.

Tabell 3: Energiforbruket og besparelser per måned og total energibesparelser per år

Resultater	Jan	Feb	Mars	April	Mai	Juni	Juli	Aug	Sept	Okt	Nov	Des
Energiforbruk nordgående tur [kWh]	23 408	23 379	21 756	17 905	13 314	6 875	4 551	4 846	9 189	13 950	20 150	23 010
Energi spart nordgående tur [kWh]	2 524	2 521	2 271	2 240	2 060	1 407	994	1 064	1 771	2 136	2 437	2 497
Energi spart 2 rundturer [kWh]	10 094	10 085	9 082	8 958	8 239	5 628	3 975	4 255	7 084	8 544	9 748	9 987
Totale Energibesparelser et år [kWh]												95 680

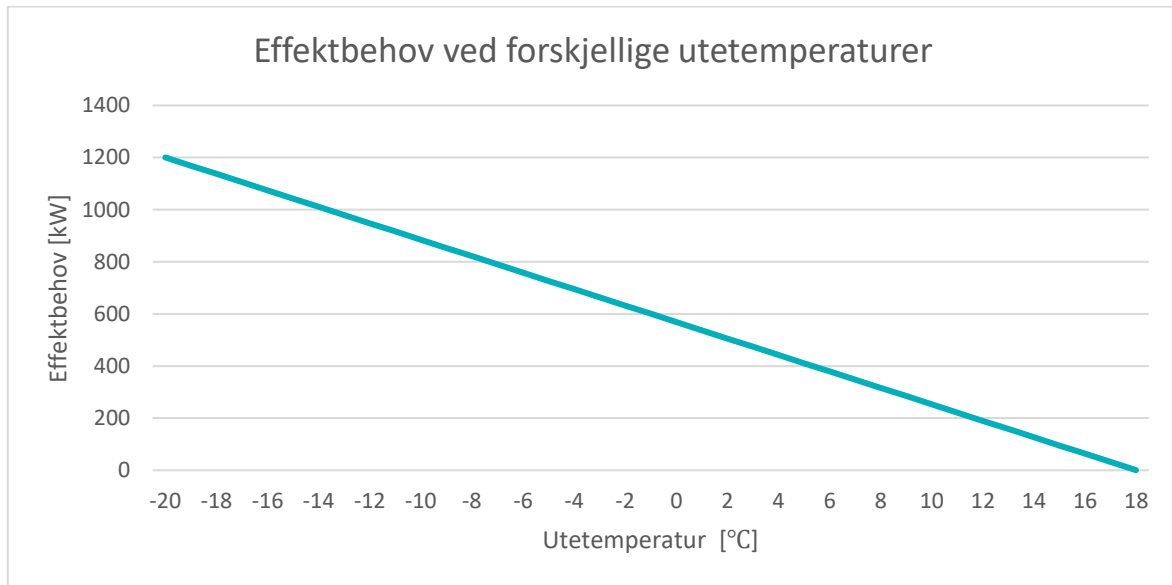
Fra tabell 3 fremstilles dataene grafisk i figur 13 for å bedre kunne illustrere besparelsene per måned. Fargene illustrerer månedene og den vertikale akse viser spart energi.



Figur 13: En månedlig oversikt over totale energibesparelser gjennom året

5.2 Effektbehov

Figur 14 viser den lineære sammenhengen mellom effektbehovet og utetemperaturen. Som nevnt i [seksjon 4.3](#) er linjen trukket mellom $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. For disse temperaturene er effektbehovet henholdsvis 1200 kW, 0 kW og 569 kW. Etter hvert som skipet seiler fra sør til nord vil effektbehovet stige samtidig som temperaturene synker.



Figur 14: Effektbehov ved forskjellige utetemperaturer

5.3 Simulering av direkte utlading

Tabell 4 viser resultatet fra simuleringen av varmeveksleren på 2000 kW. Det er kun inkludert én time av simuleringen. Her er brukt største effektbehov på 888,63 kW for å kunne si noe om hvor lenge varmeveksleren klarer å opprettholde denne varmeoverføringen. Ved å studere P_{transfer} observeres det at varmeveksleren ikke klarer å opprettholde den varmeoverføringen etter 0,58 timer eller 34,8 minutter.

Tabell 4: Simulering av varmeveksler på 2 000 kW ved 888,62 kW varmeoverføring

Tid [h]	T_tank [°C]	T_return [°C]	ΔT_2	ΔT_1	LMTD	P_transfer [kW]	Energy [kWh]	P_req [kW]
0,08	90,00	81,54	50,00	53,54	51,75	888,62	74,05	888,62
0,17	85,47	77,00	45,47	49,00	47,21	888,62	74,05	888,62
0,25	80,93	72,47	40,93	44,47	42,68	888,62	74,05	888,62
0,33	76,40	67,94	36,40	39,94	38,14	888,62	74,05	888,62
0,42	71,86	63,40	31,86	35,40	33,60	888,62	74,05	888,62
0,50	67,33	58,87	27,33	30,87	29,06	888,62	74,05	888,62
0,58	62,80	54,33	22,80	26,33	24,52	888,62	74,05	888,62
0,67	58,26	49,80	18,26	21,80	19,98	870,89	72,57	888,62
0,75	53,82	45,36	13,82	17,36	15,52	676,56	56,38	888,62
0,83	50,37	41,91	10,37	13,91	12,05	525,26	43,77	888,62
0,92	47,69	39,23	7,69	11,23	9,35	407,36	33,95	888,62
1,00	45,61	37,15	5,61	9,15	7,24	315,36	26,28	888,62

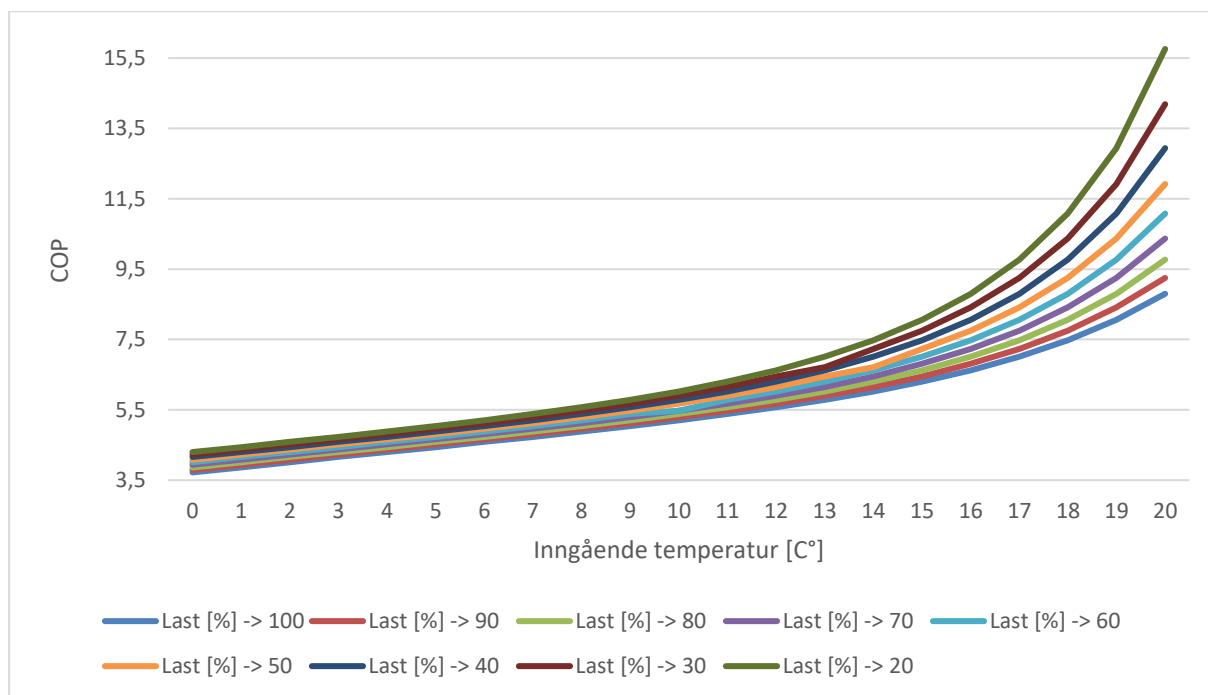
Tabell 5 viser samme simulering som i tabell 4, men her brukes 420,3 kW som P_Transfer. Dette er fordi 420,3 kW er effektbehovet for den beregnede gjennomsnittstemperaturen for alle havner gjennom hele året. Ved denne simuleringen begynner varmeoverføringen å minke etter 1,75 timer. Det er likevel ikke dette som er den begrensede faktor i dette tilfelle, men heller energien som er tilgjengelig i tanken. Ved å dele energien tilgjengelig i tanken på det gjennomsnittlige effektbehovet resulterer det i en utladningstid på 1,55 timer. Dette er mindre enn 1,75 time og dermed er det 1,55 timer, eller 93 minutter, som blir tiden den direkte utladningen pågår før varmpumpene må startes.

Tabell 5: Simulering av varmeveksler på 2000 kW ved 420,3 kW varmeoverføring

Tid [h]	T_tank [°C]	T_return [°C]	ΔT_2	ΔT_1	LMTD	P_transfer [kW]	Energy [kWh]	P_req [kW]
0,08	90,00	86,00	50,00	58,00	53,90	420,30	35,03	420,30
0,17	87,86	83,85	47,86	55,85	51,75	420,30	35,03	420,30
0,25	85,71	81,71	45,71	53,71	49,60	420,30	35,03	420,30
0,33	83,57	79,56	43,57	51,56	47,45	420,30	35,03	420,30
0,42	81,42	77,42	41,42	49,42	45,30	420,30	35,03	420,30
0,50	79,28	75,28	39,28	47,28	43,15	420,30	35,03	420,30
0,58	77,13	73,13	37,13	45,13	41,00	420,30	35,03	420,30
0,67	74,99	70,99	34,99	42,99	38,85	420,30	35,03	420,30
0,75	72,84	68,84	32,84	40,84	36,70	420,30	35,03	420,30
0,83	70,70	66,70	30,70	38,70	34,54	420,30	35,03	420,30
0,92	68,56	64,55	28,56	36,55	32,39	420,30	35,03	420,30
1,00	66,41	62,41	26,41	34,41	30,23	420,30	35,03	420,30
1,08	64,27	60,26	24,27	32,26	28,08	420,30	35,03	420,30
1,17	62,12	58,12	22,12	30,12	25,92	420,30	35,03	420,30
1,25	59,98	55,98	19,98	27,98	23,75	420,30	35,03	420,30
1,33	57,83	53,83	17,83	25,83	21,59	420,30	35,03	420,30
1,42	55,69	51,69	15,69	23,69	19,41	420,30	35,03	420,30
1,50	53,55	49,54	13,55	21,54	17,24	420,30	35,03	420,30
1,58	51,40	47,40	11,40	19,40	15,05	420,30	35,03	420,30
1,67	49,26	45,25	9,26	17,25	12,84	420,30	35,03	420,30
1,75	47,11	43,11	7,11	15,11	10,61	420,30	35,03	420,30
1,83	44,97	40,97	4,97	12,97	8,34	363,38	30,28	420,30

5.4 COP

Figur 15 viser resultatet av COP ut ifra simuleringen. Den illustrerer hvordan COP varierer med forskjellige temperaturer og laster. Den vertikale aksene viser COP, og den horisontale viser temperaturene på vannet som går inn på fordamperen. Ved høye temperaturer og lave laster er COP høy.



Figur 15: COP ved forskjellige temperaturer og laster

6. Diskusjon

I dette kapitlet drøftes resultatene med bakgrunn i metoder, feilkilder, antagelser og forenklinger som er lagt frem i kapittel 4. I tillegg diskuteres kapasiteter og simuleringer av komponentene og det foreslås alternative dataprogrammer.

6.1 Energibesparelser

Resultatene som er lagt frem i [seksjon 5.1](#) viser hvor mye energi som blir spart i løpet av ett år. En årlig besparelse på 95 680 kWh tilsvarer ca. 6 husholdninger som har et årlig forbruk på 16 000 kWh i løpet av et år (2016) [39]. Spillvarme er generelt sett utnyttet i liten grad, men resultatene viser at det er et stort potensial for å spare mye energi. På skip er dette fortsatt umoden teknologi og Havila Capella er et stort steg i riktig retning for mer energieffektive cruiseskip.

Med en større kapasitet på WERS ville ikke skipene vært like avhengig av landstrøm. En utfordring er at anlegg for lading lar vente på seg i de fleste havner langs kystruten. Per mai 2022 er det landstrøm i Bergen Havn som Havila-skipene kan benytte seg av [40]. Det er likevel et stort behov for at flere havner følger etter og bygger ut anlegg for lading. Som poengtert ved figur 12 i [seksjon 5.1](#) er det med WERS bare behov for landstrøm ved 7 havner i januar. En undersøkelse som miljøstiftelsen Zero gjorde i 2019 viser at 7 av havnene med et opphold mellom 15 og 60 minutter har tilgang på 2,3 MW. Det er derimot utfordringer knyttet til store kostnader av utbyggingen av egnede anlegg [41]. Zero har likevel stor tro på utbyggingen da Enova stiller med støtteordninger.

6.2 Bruk og forståelse av WERS

Det er usikkert hvordan bruken av WERS er om bord. Samtaler med skipsarbeidere gir et inntrykk av at systemet ikke er prioritert i like stor grad som for eksempel fremdriftssystemene. Dette kan ha med å gjøre at systemet er uprøvd på cruiseskip og at det er skepsis til den reelle nytteverdien av det. Resultatet er at kjelen blir brukt mer enn det som kanskje var tenkt av ingeniørene som designet systemet. Dersom det er store avvik mellom teori og praksis, så er det mulig at det blir store forskjeller i de reelle energibesparelser sammenlignet med modellen. Ettersom kjelen bare brukes som et

supplement til systemet er den en uforutsigbar komponent og det er derfor vanskelig å ta hensyn til den i modellen. I tillegg har den negative miljøkonsekvenser, og det velges å se bort ifra den i modelleringen.

Inntrykket fra arbeiderne om bord kan også komme av at Havila Capella har hatt en vanskelig oppstartfase der både covid-19 og sanksjoner på grunn av krigen i Ukraina har hindret skipet i å seile. Dette fører også til at opplæring og innkjøring av systemet blir utsatt og det begrenser prioriteringen av det. Systemmodellen kan i denne sammenheng vise at det er nytteverdi i WERS og at slik teknologi er verdt å satse på.

Det er også knyttet usikkerhet til scenarioene som blir lagt frem i [seksjon 3.2](#) og [3.3](#). Mye tyder på at når temperaturen i tanken er 50 °C vil ikke varmeveksleren klare å overføre tilstrekkelig varme direkte. Dette blir bekreftet både ved samtaler med Ulmatec Pyro og simulering av varmevekslerne. Som nevnt i [seksjon 3.3](#) er det temperaturdifferansen som driver varmeoverføringen. Forbrukerne behøver vann med temperatur på 40 °C og ved 50 °C i tanken er temperaturdifferansen mellom varm og kald side liten. Da er betydelige varmeoverføringer ikke mulig. Det er derimot mer usikkert om den direkte utladningen og forvarmingen av sjøvann vil foregå parallelt eller om den ene prosessen tar over for den andre. Det er likevel naturlig å tenke at funksjonen av systemet er mer komplekst enn det som fremkommer i modellen. Det er mulig prosessene vil gå parallelt over visse temperaturer, men for å modellere systemet er det nødvendig å foreta forenklinger.

6.3 Komponenter

Denne seksjonen tar opp betraktninger angående eget arbeid. Det drøftes rundt dimensjonering og konfigurering av termostanken og varmevekslere.

6.3.1 Termostank

Energibesparelsene er betydelig, men det er også muligheter for enda større besparelser. Ved å ha en større termostank ville det vært en høyere kapasitet, og dermed også mer energi å utnytte ved havneanløp. For å kunne ha en større tank om bord, må det legges til rette for det. Det er allmenn kjent at plass er mangelvare om bord på skip. Plassen kunne for eksempel heller blitt benyttet til oppbevaring, eller en annen hensiktsmessig maskinkomponent.

Konfigurasjonen til termostanken kan diskuteres. Utladning foregår samtidig som det fylles på kaldt vann som fører til en blanding. Når dette skjer oppstår et fenomen som kalles termisk lagdeling [42]. Da varmt vann har lavere tetthet vil det legge seg som et lag i toppen av tanken. Det kalde vannet har høyere tetthet og vil legge seg som et lag i bunn. Det vil også oppstå et lag i midten med en blanding. Et alternativ til å ha én stor tank kan være å ha flere tanker i serie. Ved flere tanker i serie vil det sannsynligvis ta lenger tid før utladningstemperaturen begynner å synke. Da kan det utlades og fylles på i forskjellige tanker. Det kan tenkes at det vil ta lenger tid før termisk lagdeling påvirker vannet som utlades. Dermed vil en større vannmengde med 90 °C være tilgjengelig. Utladningstiden med høye temperaturer vil dermed øke og varmeveksleren kan overføre tilstrekkelig varme over lengre tid. På en annen side ville det vært en enda større utfordring med plass. Selv om tankvolumet fortsatt er 14 m³ ville det tatt opp mer plass å ha flere tanker i serie og dette må i tillegg sees opp mot et økonomisk perspektiv.

6.3.2 Varmevekslere

Simulering

Simuleringen av varmevekslerne foregår i 5 minutters iterasjoner. Selv om intervallene er korte og gir gode representasjoner for endringer i temperaturer og LMTD, kunne dette blitt gjort mer nøyaktig ved kortere tidsintervall. En annen løsning kan være å bruke dataprogram designet spesifikt for å simulere varmeoverføringer i varmevekslere.

Som nevnt i [seksjon 2.5.2](#), eksisterer det flere metoder for å beregne varmeoverføringer. Hvilken metode som brukes for hver varmeveksler er avhengig av tilgjengelig varme fra kilden og kapasiteten på varmeveksleren. Her velges det en metode for hver av varmevekslerne. For varmeveksleren på 2000 kW er det naturlig å bruke LMTD, da den har en kapasitet for store varmeoverføringer. Endringsraten til temperaturen på varm side vil være avhengig av størrelsen på varmeoverføringen. Da [formel 7](#) eller 8 ikke tar hensyn til temperaturdifferansen mellom varm og kald side av varmeveksleren, velges det å bruke LMTD.

For simuleringene av varmevekslerne på 230,1 kW og 443,5 kW brukes formel 7. Temperaturene på varm side endrer seg ikke like hurtig som ved varmeveksleren på 2000 kW. Dette er fordi varmeveksleren på 443,5 kW henter varme fra sjøvannet, og denne

temperaturen er konstant. Varmeveksleren på 230,1 kW har tanken som varmekilde. Dette gjør at temperaturen vil synke, men ikke like hurtig som ved direkte utlading da kapasiteten på varmeveksleren er lav sammenlignet med varmeveksleren på 2000 kW.

Kapasiteter

Det kan argumenteres for at varmeveksleren på 443,5 kW har for lav kapasitet. Varmeveksleren henter varme fra sjøvannet, og løfter temperaturen med 3,3 °C. Dette er fordi det antas at massestrømmene på begge sider av varmeveksleren er konstante, og at den spesifikke varmekapasiteten ikke endrer seg. Hvor mye temperaturen kan løftes begrenses derfor av kapasiteten. Varmeveksleren klarer denne temperaturhevingen ved sjøvannstemperaturer ned til 5,2 °C. I juli er den høyeste sjøvannstemperaturen 14,4 °C. En varmeveksler med større kapasitet kan utnytte slike temperaturer med en større varmeoverføring, og løfte temperaturen ytterligere. Derimot er det lave effektbehov om sommeren. Termostanken vil derfor ofte klare å dekke effektbehovet ved direkte utlading. Da blir det unødvendig å koble på varmepumpene og ta hensyn til denne varmeveksleren. Derfor erfares det at dimensjoneringen av varmevekslere på 443,5 kW er hensiktsmessig.

Effektbehovet ved dimensjonerende utetemperatur er som nevnt 1200 kW. Ved å simulere varmeveksleren på 2000 kW ved en varmeoverføring på 1200 kW klarer den å opprettholde overføringen i 0,33 timer. Dette vil som oftest ikke by på store utfordringer, da Havila Kystruten sjelden ligger lenge til kai ved temperaturer på -20 °C. I denne sammenheng skiller Kirkenes seg ut ved at havneoppholdet er på 3,5 timer, og gjennomsnittstemperaturen for oppholdet i januar er -9,7 °C. Ellers på året vil derimot varmeveksleren opprettholde overføringen over lenger tid. En større kapasitet på varmeveksleren vil sannsynligvis ikke utgjøre stor forskjell på utladingstid, da energi tilgjengelig i tanken er begrenset. Derfor erfares det at 2000 kW er en hensiktsmessig dimensjonering.

Varmeveksleren på 230,1 kW klarer bare å heve temperaturen med 1,7 °C, og dette skjer ved maksimal varmeoverføring. Temperaturdifferansen mellom varm og kald side er stor ved start av utlading, da temperaturen i tanken er 50 °C. Det vil si det er potensial for større varmeoverføringer, som kunne vært utnyttet med en større kapasitet.

6.3.3 Varmepumper

En av utfordringene med å simulere varmpumpene er å simulere temperaturen til vannet inn på fordampere. Temperaturen inn og ut på fordampere vil øke kontinuerlig i en syklus dersom lasten er mindre enn 100 %. Funksjonen *temperaturInnHP* tar hensyn til dette. Denne inneholder en for-løkke som summerer opp de økende temperaturene, og ett gjennomsnitt beregnes for temperaturen på vannet inn på fordampere. Syklusen er utfordrende å simulere, da testing i modellen viser at vannet inn på fordampere sin temperatur ikke konvergerer mot en verdi, men fortsetter å øke. I denne sammenheng er det usikkerhet om syklusen stemmer i forhold til praksis. Det antas at det vil stemme en stund, men at temperaturen til slutt vil konvergere mot en verdi. Gjennom testing fremkommer det at mange iterasjoner gir svært høye temperaturer, og da veldig høye verdier for COP. Derfor itererer for-løkken bare i 10 omganger. Hvor mange omganger det itereres bør korrespondere med hvor lang tid én iterasjon tar, og hvor lenge skipet ligger til kai. En modell som tar hensyn til dette vil sannsynligvis gi mer presise COP-verdier for varmpumpen ved hvert havneopphold. For videre arbeid anbefales det å se etter bedre metoder å simulere denne prosessen.

Selv om modellen begrenser hvor mange iterasjoner syklusen gjennomfører, resulterer det i høye COP-verdier ved visse havneopphold, da spesielt om sommeren. Dette gir mening da temperaturen på sjøvannet er vesentlig høyere om sommeren. Den største verdien for COP i modellen beregnes til 19,94. I teorien kan varmpumpen ha slike COP-verdier. I praksis derimot er COP-verdiene betydelig lavere [43], og databladet argumenterer for dette. Bruk av mer realistiske COP-verdier i modellen kan gi store utslag i energibesparelsene. Derfor bør videre arbeid vurdere hvor realistisk COP-verdiene er, og hvilke som skal brukes.

6.4 Forenklinger og antagelser

I arbeidet med modellen er det som beskrevet i [seksjon 4.4.2](#) gjort en del forenklinger. Disse ansees som svakheter ved modellen og er et mulig forbedringsområde.

6.4.1 Sørgående tur

Som nevnt gjøres det en forenkling med å bruke 4 nordgående turer på en måned istedenfor 2 rundturer. Forenklingen gjøres ettersom det antas at det er liten forskjell på det totale effektbehovet for nordgående og sørgående tur. Derimot er det variasjoner i antall timer og

tidspunkt til kai ved de ulike rutene. Tallene på energibesparelser ville blitt mer presise om beregninger også blir gjort på den sørgående ruten.

6.4.2 Kapasitet på WERS

Et annet usikkerhetsmoment er det totale tilgjengelige vannvolumet i WERS. Tanken i seg selv er som nevnt 14 m³, men den totale kapasiteten med rørledninger utgjør ifølge Ulmatec Pyro 24 m³. Et volum på 24 m³ gjør at energien tilgjengelig ved direkte utladning øker til 1120 kWh. Dette vil gjøre en betydelig forandring i energibesparelsene, og vil føre til at den direkte utladningen kan dekke energibehovet ved enda flere havneopphold.

Under besøket om bord ble det også gitt et inntrykk av at det er den totale vannmengden som har betydning. Dette er fordi det er det vannet som sirkulerer i systemet til enhver tid, og dermed også den tilhørende varmemengden. Det er likevel valgt å bruke 14 m³ da det dette vil gi resultater for termostanken i seg selv, og at det da er mulig å diskutere størrelsen på tanken i ettertid.

6.4.3 Utetemperaturer og sjøvannstemperaturer

Ikke alle værstasjoner som er brukt ligger ved havnene som Havila Capella anløper. Værdatabene blir derfor hentet ut fra enten den geografisk nærmeste værstasjonen eller den stasjonen som er mest representativ for den aktuelle havnen. Det blir tatt en vurdering for hver enkelt havn. Her blir det tatt hensyn til å samle inn de mest riktige temperaturene.

6.5 Dataprogrammer

Det er mange forskjellige programmer som kunne vært benyttet for å modellere systemet. I denne rapporten har Excel og VBA vært tilstrekkelig for å svare på problemstillingen. En fordel er at programmeringen og databehandlingen foregår i samme program som fører til flyt.

For å simulere systemet bedre er det mulig å benytte seg av simuleringsprogrammer. TRNSYS er et grafisk simuleringsprogram som lar brukeren simulere større energisystemer. Programmet inneholder et bibliotek med forskjellige komponenter som kan benyttes for å simulere HVAC-systemer. Her er det også mulig å implementere værdatabe direkte [44].

Det kunne også vært interessant å bruke CoolPack for å simulere varmepumpene. CoolPack er en samling av simuleringsmodeller for kjølesystemer. Disse kan gi informasjon om sykluser, komponenter og energi [45].

Det er også verdt å nevne Python og Matab. Funksjonalitetene til Python overgår Excel sine evner til å håndtere store datamengder. Ved implementering av værddata kan det oppleves tregheter i Excel. Matlab kunne også vært et nyttig verktøy da det kombinerer datainnsamling, grafiske fremstillinger og programmering.

7. Konklusjon

Resultatene fra modellen viser at WERS gir en årlig energibesparelse på 95 680 kWh. Dette er et estimat for to rundturer Bergen-Kirkenes-Bergen. Det fremkommer at termostanken har stor nytteverdi og at spillvarme bør utnyttes i større grad på cruiseskip fremover.

Simuleringene viser at termostanken kan levere varme i 1,55 timer før varmpumpene må startes. LMTD har fungert som metode for å beregne varmeoverføringer i varmeveksler. Når det gjelder varmpumpene, er enkelte COP-verdier høye om sommeren. Dette indikerer god drift av varmpumpen. Likevel bør dette sammenlignes med praksis da det er usikkerheter knyttet til denne delen av modellen.

Det har vist seg vanskelig å si noe om hvordan konfigurasjonen av systemet kunne vært bedre. Det kan tenkes at systemet kunne forsynt mer varme dersom termostanken ble delt opp i tre separate tanker i serie. En annen mulighet for fremtidige systemer er å ha en større termostank. På den måten ville det blitt lagret mer energi, og forsynt mer varme til forbrukersiden. Dette er muligheter som burde undersøkes nærmere og kan implementeres i modellen.

8. Forslag til videre arbeid

- Sammenligne bruken av WERS opp mot systemmodellen.
- Se på tre tanker i serie i stedet for én.
- Benytte seg av simuleringsprogrammer for å simulere systemet eller komponenter.
- Ta hensyn til den sørgående ruten.
- Vurdere hvilke COP-verdier i modellen som er hensiktsmessig å benytte seg av.

Referanser

- [1] H. J. Walnum *mfl.*, «Sustainable cruises: Understanding and optimizing people, planet and profit», s. 21.
- [2] «Geiranger er forurenset som en storby». <https://www.aftenposten.no/norge/i/k6o0v/geiranger-er-forurenset-som-en-storby> (åpnet 2. mai 2022).
- [3] «dnvgl-rapport_2019-1250_rev0_final.pdf». Åpnet: 2. mai 2022. [Online]. Tilgjengelig på: https://www.sdir.no/contentassets/ce0badc8e20b4983aedc364f73d3a954/dnvgl-rapport_2019-1250_rev0_final.pdf?t=1651473790087
- [4] «Om Havila - Havila Kystruten». <https://www.havilavoyages.com/nb/om-havila> (åpnet 1. april 2022).
- [5] «Kystrutens historie - Havila Kystruten». <https://www.havilavoyages.com/nb/om-havila/kystrutens-historie> (åpnet 1. april 2022).
- [6] «Skipene - Havila Kystruten». <https://www.havilavoyages.com/nb/skipene> (åpnet 9. mai 2022).
- [7] Samferdselsdepartementet, «Kystruteavtale for perioden 2021-2030», *Regjeringen.no*, 3. mars 2022. <https://www.regjeringen.no/no/tema/transport-og-kommunikasjon/kollektivtransport/kystruten/kystruteavtale-for-perioden-2021-2030/id2517842/> (åpnet 1. april 2022).
- [8] S. Kurpaska, A. Krakowiak-Bal, og A. Religa, «Model and simulation of temperature changes in the buffer tank cooperating with the greenhouse heating system», *J. Phys. Conf. Ser.*, bd. 1782, s. 012016, feb. 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1782/1/012016.
- [9] C. Pagkalos, G. Dogkas, M. K. Koukou, J. Konstantaras, K. Lymperis, og M. Gr. Vrachopoulos, «Evaluation of water and paraffin PCM as storage media for use in thermal energy storage applications: A numerical approach», *Int. J. Thermofluids*, bd. 1–2, s. 100006, feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijft.2019.100006.
- [10] «System Modelling of Organic Rankine Cycle for Waste Energy Recovery System in Marine Applications», *Energy Procedia*, bd. 158, s. 1955–1961, feb. 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.451.
- [11] E. Sciubba, L. Tocci, og C. Toro, «Thermodynamic analysis of a Rankine dual loop waste thermal energy recovery system», *Energy Convers. Manag.*, bd. 122, s. 109–118, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.05.066.
- [12] M. V. Bøe, «energi», *Store norske leksikon*. 7. november 2021. Åpnet: 26. april 2022. [Online]. Tilgjengelig på: <http://snl.no/energi>
- [13] Y. A. Çengel, Michael A. Boles, og Mehmet Kanoğlu, *Thermodynamics: An engineering approach*, pp. 70-71, Ninth edition in SI units. McGraw-Hill Education, 2020.
- [14] «This short review gives the reader an overview of the three types of heat transfer: Conduction, Conduction and Radiation.», *greenTEG*. <https://www.greenteg.com/heat-flux-sensor-technology/three-types-of-heat-transfer/> (åpnet 4. april 2022).

- [15] Y. A. Çengel, M. A. Boles, og M. Kanoğlu, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, pp 414-459, Ninth edition in SI Units. McGraw-Hill Education, 2020.
- [16] «En hovedårsak til dagens gigantiske sløsing med energi, er mangel på basiskunnskap», *Tu.no*, 24. mai 2018. <https://www.tu.no/artikler/en-hovedarsak-til-dagens-gigantiske-slosing-med-energi-er-mangel-pa-basiskunnskap-om-energi/438110> (åpnet 14. mai 2022).
- [17] T. Gundersen, «THE CONCEPT OF EXERGY AND ENERGY QUALITY», s. 25.
- [18] Published, «Excess heat», *SINTEF*. <https://www.sintef.no/en/sintef-research-areas/energy-efficiency-in-the-industry/excess-heat/> (åpnet 11. mai 2022).
- [19] K. A. Rosvold og K. Hofstad, «spillvarme», *Store norske leksikon*. 7. mars 2019. Åpnet: 11. mai 2022. [Online]. Tilgjengelig på: <http://snl.no/spillvarme>
- [20] «Recovery of waste energy», *www.ulmatec.no*. <https://www.ulmatec.no/2017/recovery-of-waste-energy/a1453031909?nc=6cfced01338ba27c4e0c6a44a0daefed> (åpnet 15. mai 2022).
- [21] Y. A. Çengel, Michael A. Boles, og Mehmet Kanoğlu, *Thermodynamics: An engineering approach*, pp. 172-173, Ninth edition in SI units. McGraw-Hill Education, 2020.
- [22] «Varmeakkumulering - Skarland Press». http://www.kompetansebiblioteket.no/Vannbaserte/Varmeakkumulering_ekspansjon_og_sikkerhet_i_vannbaarne_anlegg/Varmeakkumulering.aspx (åpnet 6. april 2022).
- [23] F. P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, og Adrienne S. Lavine, *Incropera's principle of heat and mass transfer*, pp. 654-656, 8. utg. Kansas: John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2017.
- [24] «LMTD Calculator – Log Mean Temperature Difference». <https://www.omnicalculator.com/physics/lmtd> (åpnet 9. mai 2022).
- [25] «Types Of Heat Exchangers | Industrial Heat Exchanger | Turnbull & Scott», *Turnbull & Scott Engineers*. <https://www.turnbull-scott.co.uk/about-us/types-of-heat-exchanger/> (åpnet 8. april 2022).
- [26] F. P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, og Adrienne S. Lavine, *Incropera's principle of heat and mass transfer*, pp. 659-663, 8. utg. Kansas: John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2017.
- [27] Y. A. Çengel, M. A. Boles, og M. Kanoğlu, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, pp. 281-282, Ninth edition in SI Units. McGraw-Hill Education, 2020.
- [28] «Ulike typer varmpumper», *Varmepumpeportalen*, 10. august 2020. <https://varmpumpeportalen.no/ulike-typer-varmpumper> (åpnet 10. mai 2022).
- [29] «Slik fungerer vann-til-vann-varmpumper», *Varmepumpe.no*. <https://varmpumpe.no/slik-fungerer-vann-til-vann-varmpumper> (åpnet 10. mai 2022).
- [30] «Slik virker en varmpumpe», *Varmepumpe.no*. <https://varmpumpe.no/slik-virker-en-varmpumpe> (åpnet 25. mai 2022).
- [31] Kurt Vadset, «Havila Capella (01/2022)», 3. januar 2022. <https://maritimt.com/nb/batomtaler/havila-capella-012022>

- [32] «Kutter energitap med førti prosent Maritim bransjeforening». <https://www.norskindustri.no/bransjer/maritim/sjokart-for-maritim-bransje/bedriftseksempler/kutter-energitap-med-forti-prosent/> (åpnet 23. mars 2022).
- [33] S. Grønmo, «kvalitativ metode», *Store norske leksikon*. 3. november 2020. Åpnet: 25. april 2022. [Online]. Tilgjengelig på: http://snl.no/kvalitativ_metode
- [34] S. Grønmo, «kvantitativ metode», *Store norske leksikon*. 7. november 2021. Åpnet: 25. april 2022. [Online]. Tilgjengelig på: http://snl.no/kvantitativ_metode
- [35] o365devx, «Getting started with VBA in Office». <https://docs.microsoft.com/en-us/office/vba/library-reference/concepts/getting-started-with-vba-in-office> (åpnet 25. april 2022).
- [36] «Climate Data Download Center». http://www.equaonline.com/ice4user/new_index.html (åpnet 5. april 2022).
- [37] «Meteo Database > Import known format meteo data > ASHRAE IWEC2 data». https://www.pvsyst.com/help/meteo_source_ashraeiwec2.htm (åpnet 5. april 2022).
- [38] C. G. S. T.-A.-C. Ltd, «World Water Temperature & | Sea Temperatures». <https://www.seatemperature.org/> (åpnet 29. april 2022).
- [39] «Tilgang og anvendelse av elektrisitet i perioden 1993-2017», *ssb.no*. <https://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/tilgang-og-anvendelse-av-elektrisitet-i-perioden-1993-2017> (åpnet 6. mai 2022).
- [40] T. Stensvold, «Giftlokket i Bergen var ikke skipenes skyld – likevel endret det havnen», 14. april 2022. <https://www.tu.no/artikler/giftlokk-satte-fart-pa-bergen-havn/518672> (åpnet 16. mai 2022).
- [41] A. B. Jensen, «Dyr leie kan ødelegge for landstrøm langs Kystruten: – Ved noen havner blir diesel billigere», *Tu.no*, 13. mars 2019. <https://www.tu.no/artikler/zero-har-kartlagt-havnene-ekstreme-variasjoner-i-landstrompris/457148> (åpnet 16. mai 2022).
- [42] I. Dincer and M. A. Rosen, *Thermal Energy Storage. Systems and Applications*, 2nd edition. John Wiley and Sons, 2011.
- [43] «Understanding COP: Coefficient Of Performance Of Heat Pumps», *LearnMetrics*, 5. april 2020. <https://learnmetrics.com/coefficient-of-performance/> (åpnet 26. mai 2022).
- [44] «Welcome | TRNSYS : Transient System Simulation Tool». <https://www.trnsys.com/> (åpnet 9. mai 2022).
- [45] «CoolPack - Kunnskapsbasen - NTNU». <https://i.ntnu.no/wiki/-/wiki/English/CoolPack> (åpnet 9. mai 2022).

Liste over Figurer

Figur 1: Konseptskisse for varmegjenvinning om bord på skip [20]	4
Figur 2: Spesifikk varmekapasitet ved forskjellige temperaturer og trykk [8].....	5
Figur 3: En parallelstrømsvarmeveksler og en krysstrømsvarmeveksler [24]	6
Figur 4: Termostanken om bord på Havila Capella	10
Figur 5: En av platevarme-vekslerne med kapasitet på 230,1 kW.....	11
Figur 6: En av varmepumpene levert av Daikin	11
Figur 7: Ventilasjonsaggregat og cabin fan coil unit (CFCU) for lugar.....	12
Figur 8: Direkte forsyning av forbrukerne fra termostanken.....	13
Figur 9: Forvarming av innløpet til varmepumpen med sjøvann.....	14
Figur 10: Værddata fra Svinøy Fyr kl. 05:00	16
Figur 11: Flytskjema for systemmodellen	18
Figur 12: Strømforbruk med og uten termostank.....	25
Figur 13: En månedlig oversikt over totale energibesparelser gjennom året	26
Figur 14: Effektbehov ved forskjellige utetemperaturer	27
Figur 15: COP ved forskjellige temperaturer og laster.....	30

Liste over Tabeller

Tabell 1: Sammenligning av modellen og datablad ved forskjellige laster	22
Tabell 2: Parametere i modellen og energibesparelser for januar ved hver havn.	24
Tabell 3: Energiforbruket og besparelser per måned og total energibesparelser per år	25
Tabell 4: Simulering av varmeveksler på 2 000 kW ved 888,62 kW varmeoverføring	28
Tabell 5: Simulering av varmeveksler på 2000 kW ved 420,3 kW varmeoverføring	29

Liste over Vedlegg

Vedlegg A – VBA-kode

Vedlegg B – Datblad varmeveksler 2000 kW

Vedlegg C – Datblad varmepumpe

Vedlegg A – VBA-kode

```
Function beregneCOP(ByVal P As Double, ByVal SWtemp As Double) As Double

' Funksjonen beregner COP basert på oppvarmingsbehovet om bord, sjøvannstemperaturen og last på varmepumpen. '
' Last på varmepumpen er avhengig av hva oppvarmingsbehovet er, og hvor mange varmepumper som driftes'

Dim P_temp As Double

'Da varmepumpen har kapasitet på 545 kW, bestemmes hvor mange varmepumper som skal være i drift"
'Overstiger varmebehovet 1090, driftes 3 varmepumper. Overstiger behovet 545, driftes 2. Under 545 driftes én'

Select Case P

'Tre varmepumper i drift'
Case Is > 1090
P_temp = P / 3

'To varmepumper i drift'
Case Is > 545

P_temp = P / 2

'Én varmepumpe i drift'
Case Is <= 545

P_temp = P

End Select

Dim tempHP As Double
tempHP = temperaturInnHP(SWtemp, P)

'Bruker funksjonen temperaturInnHP til å rekne temperaturen inn på varmepumpen'

Select Case P_temp

'Gir verdi til beregneCOP avhengig av hva oppvarmingsbehovet er'
'Polynomfunksjonene hentes fra figur 15'

Case Is > 490.5                                'Last = 100%'

beregneCOP = 0.0009 * (tempHP) ^ 3 - 0.0196 * (tempHP) ^ 2 + 0.2663 * (tempHP) + 3.3969

Case Is > 436                                'Last = 90%'

beregneCOP = 0.001 * (tempHP) ^ 3 - 0.0227 * (tempHP) ^ 2 + 0.2857 * (tempHP) + 3.4405
```

```
Case Is > 381.5                                'Last = 80%'
beregneCOP = 0.0012 * (tempHP) ^ 3 - 0.026 * (tempHP) ^ 2 + 0.3066 * (tempHP) + 3.4807

Case Is > 327                                  'Last = 70%'
beregneCOP = 0.0014 * (tempHP) ^ 3 - 0.0303 * (tempHP) ^ 2 + 0.3341 * (tempHP) + 3.513

Case Is > 272.5                                'Last = 60%'
beregneCOP = 0.0016 * (tempHP) ^ 3 - 0.0354 * (tempHP) ^ 2 + 0.3639 * (tempHP) + 3.5432

Case Is > 218                                  'Last = 50%'
beregneCOP = 0.002 * (tempHP) ^ 3 - 0.0435 * (tempHP) ^ 2 + 0.4214 * (tempHP) + 3.5221

Case Is > 163.5                                'Last = 40%'
beregneCOP = 0.0023 * (tempHP) ^ 3 - 0.0511 * (tempHP) ^ 2 + 0.4713 * (tempHP) + 3.5175

Case Is > 109                                  'Last = 30%'
beregneCOP = 0.0029 * (tempHP) ^ 3 - 0.0637 * (tempHP) ^ 2 + 0.5565 * (tempHP) + 3.4577

Case Is <= 109                                 ' Last = 30%'
beregneCOP = 0.0029 * (tempHP) ^ 3 - 0.0637 * (tempHP) ^ 2 + 0.5565 * (tempHP) + 3.4577

End Select

End Function
```

```
Function temperaturInnHP(ByVal SW As Double, ByVal effekt As Double)

'Funksjonen beregner ut temperaturen til vatnet som går inn på fordampere basert på last'
'Funksjonen tar inn sjøvannstemperatur og oppvarmingsbehov som parametere'

Dim Load As Double

Dim effekt_temp As Double

'Bestemme Last til varmpumpe'
Select Case effekt
Case Is > 1090
effekt_temp = effekt / 3

Case Is > 545

effekt_temp = effekt / 2

Case Is <= 545
effekt_temp = effekt

End Select

Select Case effekt_temp
Case Is > 490.5
Load = 1

Case Is > 436
Load = 0.9

Case Is > 381.5
Load = 0.8

Case Is > 327
Load = 0.7

Case Is > 272.5
Load = 0.6

Case Is > 218
Load = 0.5

Case Is > 163.5
Load = 0.4

Case Is > 109
Load = 0.3

Case Is <= 109
Load = 0.3

End Select
```

```
'Beregning temperatur på vann inn på fordamper'  
  
'Variabler hx 443,5kW'  
  
Dim Thi As Double  
Dim Tho As Double  
Dim Tci As Double  
Dim Tco As Double  
  
'Variabler hx 230,1 kW'  
  
Dim Tcoldin As Double  
Dim Tcoldout As Double  
  
Dim deltaT As Double  
Dim P As Double  
  
deltaT = 1.68571429  
  
'Temperaturløft ved hx på 230,1 kW'  
  
Thi = SW  
Tho = MAXVERDI(0.9, Thi - 4.2238095)  
  
P = 25 * 4.2 * (Thi - Tho)  
  
Tci = 5 - (5 * Load)  
Dim i As Integer  
Dim sum As Double  
Dim Antall As Double  
  
Summen = 0  
Antall = 0  
  
'For-løkke som summerer opp temperaturene til vann inn på fordamper'  
  
For i = 1 To 10  
Tco = (P / (32.5 * 4.2)) + Tci  
Tcoldout = Tco + deltaT  
Summen = Summen + Tcoldout  
Antall = Antall + 1  
Tci = Tcoldout - (5 * Load)  
Next i
```

```
'Beregner gjennomsnitt av alle temperatuene på vann inn på fordampner, og gir verdien til funksjonen'
```

```
Temperatur = Summen / Antall  
temperaturInnHP = Temperatur  
End Function
```

```
Function Effektbehov(ByVal Utetemp As Double)
```

```
'Funksjonen tar inn utetemperaturen som parameter, og beregner oppvarmingsbehov om bord'
```

```
Effektbehov = -1200 / 38 * (Utetemp) + 569
```

```
End Function
```

```
Function Entropy(ByVal temp As Double, ByVal Refrigerant As String, ByVal x As Double) As Double  
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
```

```
Entropy = x * (-0.00000007 * temp ^ 3 + 0.000007 * temp ^ 2 - 0.0006 * temp + 0.9315) + (1 - x) * (0.0049 * temp + 0.2017)
```

```
Case "R410a"
```

```
Entropy = x * (-0.0023 * temp + 1.9012) + (1 - x) * (0.0056 * temp + 1.0691)
```

```
Case "R1234ze"
```

```
Entropy = x * (-0.00000006 * temp ^ 3 + 0.000006 * temp ^ 2 + 0.00002 * temp + 1.6743) + (1 - x) * (0.0047 * temp + 0.9993)
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Function SatEnthalpy(ByVal temp As Double, ByVal Refrigerant As String, ByVal x As Double) As Double  
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
```

```
SatEnthalpy = x * (0.541 * temp + 249.58) + (1 - x) * (1.384 * temp + 52.869)
```

```
Case "R410a"
```

```
SatEnthalpy = x * (-0.003 * temp ^ 2 + 0.2556 * temp + 427.32) + (1 - x) * (1.5546 * temp + 203.66)
```

```
Case "R1234ze"
```

```
SatEnthalpy = x * (-0.0026 * temp ^ 2 + 0.7391 * temp + 384.4) + (1 - x) * (1.4572 * temp + 198.95)
```

```
End Select
```

```
End Function
```

Modellering av varmegjenvinning om bord på Havila Kystruten

```
Function SatPressure(ByVal temp As Double, ByVal Refrigerant As String) As Double
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
SatPressure = 0.001 * temp ^ 3 + 0.1507 * temp ^ 2 + 10.535 * temp + 292.08
```

```
Case "R410a"
SatPressure = (0.000002 * temp ^ 3 + 0.0003 * temp ^ 2 + 0.0255 * temp + 0.7986) * 1000
```

```
Case "R1234ze"
SatPressure = (0.0002 * temp ^ 2 + 0.0057 * temp + 0.2037) * 1000
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Function SatSpecVolGas(ByVal temp As Double, ByVal Refrigerant As String) As Double
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
SatSpecVolGas = 0.00000001 * temp ^ 4 - 0.0000006 * temp ^ 3 + 0.00006 * temp ^ 2 - 0.0023 * temp + 0.0683
```

```
Case "R410a"
SatSpecVolGas = 0.000000006 * temp ^ 4 - 0.0000005 * temp ^ 3 + 0.00002 * temp ^ 2 - 0.0001 * temp + 0.0336
```

```
Case "R1234ze"
SatSpecVolGas = 0.000000003 * temp ^ 4 - 0.0000006 * temp ^ 3 + 0.00006 * temp ^ 2 - 0.0031 * temp + 0.086
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Function MolWeigth(ByVal Refrigerant As String) As Double
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
MolWeigth = 102.03
```

```
Case "R410a"
MolWeigth = 72.59
```

```
Case "R1234ze"
MolWeigth = 114.04
```

```
End Select
```

```
End Function
```

```
Function IsentropicExp(ByVal Refrigerant As String) As Double
Select Case Refrigerant
```

```
Case "R134a"
IsentropicExp = 1.151
```

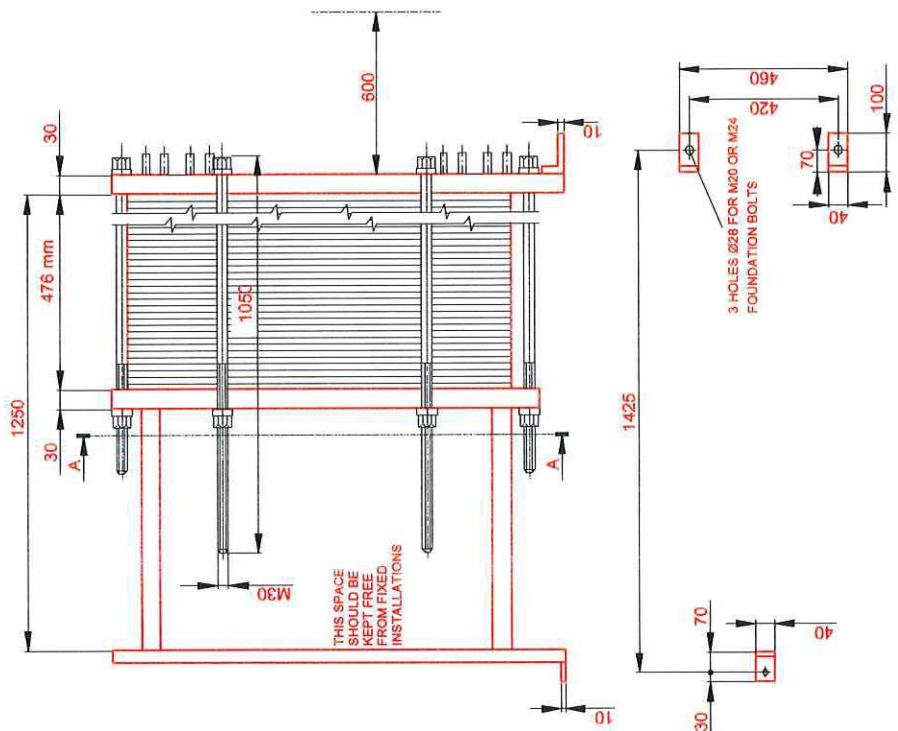
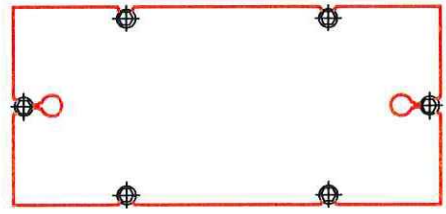
```
Case "R410a"
IsentropicExp = 1.284
```

```
End Select
```

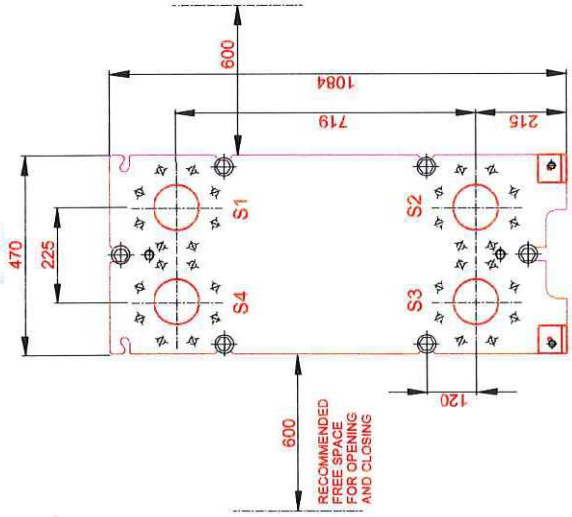
```
End Function
```

Vedlegg B - Datablad varmeveksler 2000 kW

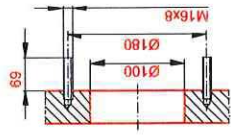
PRESSURE PLATE
(MOVABLE)
SECTION A-A



FRAME PLATE
(FIXED)



EN 1092-1 DN100 PN10
UNLINED
S1, S2, S3, S4



REMARKS:	SIDE 1	SIDE 2	GASKET	NBRB Clip-on
TEST PRESSURE	9 bar	9 bar	PLATE MATERIAL	ALLOY 304
DESIGN PRESSURE	6 bar	6 bar	PLATE THICKNESS	0.50 mm
MAX TEMPERATURE	95 °C	95 °C	HEATING SURFACE	23,1 m ²
MIN TEMPERATURE	0 °C	0 °C	PLATE GROUPING	1*53H/1*53H
NETWEIGHT	446 kg		HEAT LOAD	2000 kW
WEIGHT WITH WATER	553 kg			

TOTAL LENGTH	1485
TOTAL WIDTH	470
TOTAL HEIGHT	1084

Do not use this drawing for foundation bolting or piping layout.

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS		F.D.G.	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
SIDE 1	MEDIA	2	S1	90.0 °C	S2	70.0 °C	92.3m ³ /h	30.84 kPa	53,46 dm ³
SIDE 2	MEDIA	2	S3	28.0 °C	S4	40.0 °C	146.2m ³ /h	77.37 kPa	53,46 dm ³

SUPPLIER	REF.	ITEM NO.
AGENT / REF.		
CUSTOMER NAME / REF. NO.		
SIGN.	RISK CATEGORY 0	

PLATE HEAT EXCHANGER

M10-MFM

PED

(Untitled 0)

DATE	2018-10-08	REV NO.	0
------	------------	---------	---

Vedlegg C – Datablad varmepumpe

EWWD600VZSSA1+OP167 


- > Water cooled chiller
- > Single Screw compressor
- > Silver efficiency version
- > Standard sound configuration
- > R134a refrigerant

- **Unit description:** Daikin water-cooled chiller with inverter driven screw compressor and R134a refrigerant. Color: Ivory White (Munsell code 5Y7.5/1) (±RAL7044).
- **Compressor:** Daikin design single screw compressor enjoying Variable Volume Ratio (VVR) technology for optimized unit performances at any load and operating condition. Sophisticated unit control logic allows the inverter to modulate compressor speed minimizing power consumption and noise emission at any load condition.
- **Evaporator:** Flooded type heat exchanger with optimized tubes design for improved heat transfer. Specifically designed cavities on the external surface area of the tubes for optimized nucleate boiling. Internal tubes' surface is helical design type. Standard evaporator is two passes on water side. As an option 1-pass or 3-passes arrangement can be provided.
- **Condenser:** Single pass shell and tube heat exchanger with optimized tubes design. Outside tubes' surface specifically designed for optimized condensation and internal tubes' surface with helical design. High performance oil separator is integrated within the condenser shell providing reduced footprint and minimized refrigerant pressure drops.
- **Refrigerant circuit:** Each unit has one or two independent refrigerant circuits and each one includes: Single screw compressor Inverter driven, oil separator (integrated within condenser shell), Electronic expansion valve, Liquid line shut off valve, Sight glass with moisture indicator, High pressure switch, High pressure transducers, Low pressure transducers, Oil pressure transducer, Suction temperature sensor.
- **Electrical:** Power and control sections are located into the main electrical panel IP54 designed. The main panel doors are interlocked to the main switch (standard) in order guarantee safe operation when doors are opened. The power section includes compressor protection devices and compressor starters (inverter type).
- **Controller:** Latest generation MicroTech III Type. Providing monitoring and control functions required for an efficient and trouble free operation of the chiller. Sophisticated software with predictive logic selects the most energy efficient combination of compressor load and electronic expansion valve position keeping stable operating conditions and maximizing chiller efficiency and reliability. Unit is compatible with Daikin on Site platform for remote monitoring, preventive maintenance and system optimization.
- **Marine version (OP167):** Marine operation allowed thanks to the following mentioned features: Special cross-flow condenser specifically designed to cope with pitch and roll Oil sump for proper oil return Accelerometer activating dedicated EEXV control



EWWD600VZSSA1+OP167

Performances calculated according to EN14511-3:2013


Heating mode performances

Heating capacity	545 kW	IPLV.IP	8.750 kW / kW
Power input	122.1 kW	SEER / ηs	8.72 / 340.8%
COP Heating Efficiency	4,46		
ESEER	7.430 kW / kW	Lw / Lp @ 1m	101 dB(A) / 82 dB(A)
Evaporator water IN/OUT	5.00 °C / 0.00 °C	Condenser Water IN/OUT	32.00 °C / 40.00 °C
Evaporator water flow	21.40 l/s	Condenser Water flow	16.69 l/s
Evaporator pressure drops	44.0 kPa	Condenser pressure drop	6.00 kPa
Evaporator fluid	Ethylene glycol 20%	Condenser fluid	Water
Evaporator fouling factor	1.76E-05 m²C/W	Condenser Fouling factor	4.4E-05.000 m²C/W

SEER declared according to EN1825, fan coil application 12/7°C (inlet/outlet) water temperatures. Sound power level according to ISO 9614-1.

Unit information

Compressor type	Single Screw	Refrigerant charge	100 kg
Capacity control	Stepless	Refrigerant type	R134a
Compressor N°	1	Condenser type	Shell & Tubes
Circuit N°	1	Evaporator type	Flooded S&T

Actual refrigerant charge depends on the final unit construction, refer to unit nameplate.

Electrical information

Power supply	690 V / 50.0 Hz / 3 Ph	Max. inrush current	0 A
Running current	112 A	Compressor starting method	Variable Frequency Drive
Max. Running current	150 A		
Max. current wires sizing	165 A		

Voltage tolerance ± 10%. Phase Voltage unbalance ± 3%. Electrical data referred to standard unit without options, refer to unit name plate data.



EWWD600VZSSA1+OP167

Performances calculated according to EN14511-3:2013


Acoustic information

 Sound pressure level at 1 m from the unit (rif. 2 x 10⁻⁵ Pa)

63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	db(A)
65.7	67.5	74.5	82.2	75.8	73.8	65.7	58.3	82.0

Values referred to Evap. IN/OUT 12/7°C and Cond. IN/OUT 30/35°C, full load operation, standard unit configuration without options. Sound pressure level calculated from sound power level. Sound pressure in octave band is for information only and not considered binding.

Physical information

Evap. connections size	141.3 mm	Length	3722 mm
Cond. connections size	168.3 mm	Width	1178 mm
		Height	2123 mm

Information referred to standard unit configuration without options, refer to certified unit drawing.

Part loads information

Calculation type: Custom

Load [%]	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
Heating Capacity [kW]	545	487	430	375	319	267	212	160	111	0
Power Input [kW]	122.1	105.3	90.86	77.66	65.41	54.54	42.36	33.34	25.54	0000
COP [kW/kW]	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	4,9	5,0	4,8	4,3	0000
Evap. Water IN/OUT [°C]	5.00/0.00	5.00/0.50	5.00/1.00	5.00/1.50	5.00/2.00	5.00/2.50	5.00/3.00	5.00/3.50	5.00/4.00	5.00/4.50
Evap. Water flow [l/s]	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40	21.40
Evap. pressure drops [kPa]	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0	44.0
Cond. Water IN/OUT [°C]	32.00/40.00	32.80/40.00	33.60/40.00	34.40/40.00	35.20/40.00	36.00/40.00	36.80/40.00	37.60/40.00	38.40/40.00	39.20/40.00
Cond. Water flow [l/s]	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69	16.69
Cond. pressure drops [kPa]	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00

Part load calculations different from standard ESEER/IPLV are not in scope of certification and are for reference only.



EWWD600VZSSA1+OP167

Performances calculated according to EN14511-3:2013

**Certification notes**

Certified in accordance with Eurovent Certification Program: Liquid Chilling Within the scope of AHRI Water-Cooled Water-Chilling and Heat Pump Packages and Heat Pumps (LCP-HP). Standard ratings are specified in the section Water-Heating Packages Certification Program. AHRI Certified performance may be "Rating requirements" of the Rating Standards. All standard ratings are verified by obtained from the manufacturer's representative. tests conducted in accordance with the following standards: EN 14511-3:2013 (performance testing) and ISO 9614 (acoustic testing).

General notes

For more information about the above selected product, please go to <http://www.daikineurope.com/industrial/>. Unit performances are reproducible in laboratory test environment only in accordance to recognized industry standards. This technical data sheet is generated by Daikin Applied Tool software designed and distributed by Daikin Applied Europe S.p.A. The present software does not constitute an offer binding upon Daikin Applied Europe S.p.A who compiled the content of this software to the best of its knowledge. No express or implied warranty is given for the completeness, accuracy, reliability or fitness for particular purpose of its content and the products and services presented therein. Specifications are subject to change without prior notice. Daikin Applied Europe S.p.A. explicitly rejects any liability for any direct or indirect damage, in the broadest sense, arising from or related to the use and/or interpretation of this document. All content is copyrighted by Daikin Applied Europe S.p.A.



