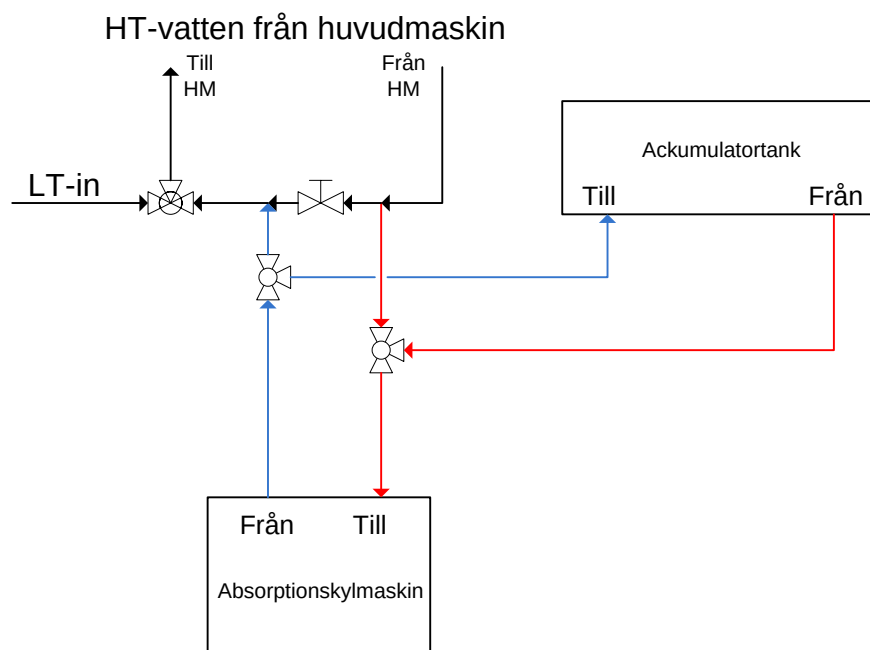




Energieffektivisering av passagerarfartyg genom värmeackumulering och absorptionskyla.

Examensarbete inom Sjöingenjörsprogrammet

Berntsson Thomas

Institutionen för sjöfart och marin teknik

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige, 2014

Rapportnr. SI-14/140

RAPPORTNR. SI-14/140

Energieffektivisering av passagerarfartyg genom värmeackumulering och absorptionskyla.

THOMAS BERNTSSON

Institutionen för sjöfart och marin teknik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige, 2014

Energieffektivisering av passagerarfartyg genom värmeackumulering och absorptionskyla.

The possibilities of higher energy efficiency on passenger ships by using heat storage and absorption cooling pump.

THOMAS BERNTSSON

© THOMAS BERNTSSON, 2014.

Rapportnr. SI-14/140

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

Omslag: Omslagsbilden visar ett systemupplägg för det undersökta systemet.

Tryckt av Chalmers, Göteborg, Sverige, 2014

Energieffektivisering av passagerarfartyg genom värmeackumulering och absorptionskyla.

THOMAS BERNTSSON

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

SAMMANFATTNING

Detta arbete handlar om möjligheterna med att energieffektivisera ett passagerarfartyg genom att utnyttja mer av de energiflöden i form av restvärme som finns ombord. De energiflöden som studerats är både energi från kylvattnet samt ånga från avgaspannan. Anledningen till att dessa energiflöden är intressanta är att de idag inte används fullt ut och att man i framtiden kan komma att behöva använda även dessa energiflödena i större utsträckning för att klara av kommande höjningar av bränslepriset. Då många fartyg kommer byta bränsle från HFO till MGO som inte behöver värmning gör detta att ännu mer restvärme finns tillgänglig.

De möjligheter för att utnyttja restvärmen som studerats, är dels att ackumulera värme i en barlasttank, men även att använda restvärmen i en absorptionskylmaskin.

Arbetet utgör en fallstudie ombord på fartyget Stena Scandinavica. Stena Scandinavica ansågs vara ett lämpligt objekt för fallstudien då den dagligen har ett hamnuppehåll på ca 10 timmar, på nuvarande rutt och att det därför kan finnas möjlighet till stora besparingar vid implementering av utredda system ombord.

Det har visats sig vara lönsamt att både använda sig av ackumulatortank, men även att utnyttja restvärmen i en absorptionskylmaskin. I resultatet har en besparing på 1 360 000 kr per år visat sig vara möjlig. Eftersom bränslepriserna förväntas öka och nya dyrare bränslen kommer användas från Januari 2015, leder detta till att besparingen kommer öka med tiden.

Problemen med användandet av absorptionskylmaskin kvarstår dock till viss del då regleringen av de flesta maskiner idag inte är tillräckligt bra för att kunna användas vid sjögång, det finns dock ett fåtal modeller på marknaden som fungerar till sjöss. Det finns även en viss problematik med att använda en barlasttank som ackumulatortank dels då barlasttankarna inte har den höjd som man strävar efter i en ackumulator men även att sjögången riskerar att bryta den skiktning som man utnyttjar i en ackumulator.

Nyckelord: Ackumulatortank, absorptionskylmaskin, restvärmeanvändning, Kylvattenanvändning, fartyg, avgaspanna.

ABSTRACT

This study explores the possibilities to improve the energy efficiency on passenger ships by utilizing more of the energy flow in the form of waste heat on board. The energy flow that are studied are both energy from the cooling water system and the exhaust gas boiler that produce steam for heating. The reason why these energy flows are interesting is that today, they are not fully utilized and that in the future there might be a need to use these energy flows to a greater extent in order to cope with future expected increases of the fuel price. When many ships now have to change fuel from HFO to MGO that doesn't need heating, even more waste heat energy will be available.

The opportunities for using waste heat as studied, is to accumulate the heat in a ballast tank, and also to use waste heat in an absorption cooling pump.

The study is a case study onboard the vessel Stena Scandinavica. Stena Scandinavica was considered a suitable object for this case study because of the port stay of 10 hours they have every day on the current route between Gothenburg and Kiel. Therefore there is a possibility of big savings when introducing the investigated systems onboard.

It has been proven that it can be profitable to both use a heat storage tank and to use waste heat in an absorption cooling pump.

The study indicates that savings of about 1 360 000 SEK per year might be feasible.

However with expected fuel price increase and the request to change of fuel quality in January 2015, this leads to even greater savings potential in the future.

The problems with usage of an absorption cooling pump remains because of the motion of the sea that makes the process difficult to adjust. There is also a problem with using a ballast tank as an accumulator tank because of the limit in height of this type of tanks, which is preferred in an accumulator tank to create layering of the temperature in the tank. The motion of the sea can also cause problems to the layering of the temperature in the accumulator tank.

Keywords: accumulator tank, absorption cooling pump, absorption heat pump, waste heat recovery, heat recovery of cooling water, ship, exhaust boiler.

FÖRORD

Jag vill tacka alla som hjälpt mig i detta arbete, men framförallt Bengt Ramne som gett bra input på arbetet.

Jag vill också tacka Stena Line för att jag fick genomföra flertalet studiebesök ombord på fartygen Stena Scandinavica och Stena Germanica, för att samla ihop driftsdata och information till mitt arbete.

Jag vill även tacka Magnus Örn på Götaverken Miljö AB som hjälp mig med informationen kring absorptionskylmaskiner.

Tack till:

Bengt Ramne, Handledare Chalmers

Mats Jarlos, Handledare Chalmers

Magnus Örn, Götaverken Miljö AB

Jan Sanborn, Head Chief, Stena Scandinavica

Mikael Karlsson, 2e Fartygsingenjör, Stena Scandinavica

Peter Holm, Head Chief, Stena Germanica

Ulf Eriksson, 2e Fartygsingenjör, Stena Germanica.

Förkortningar och ordförklaringar

Akkumulatortank	Tank där man kan förvara energi för att jämna ut belastningen på en kyl resp värmeanläggning.
Avgaspanna	Panna som använder avgaserna från framförallt huvudmaskin, för att tillgodose värmebehovet ombord.
Bunker	Fartygets bränsle, exempelvis Heavy Fuel Oil eller Marine Gas Oil
COP-el	Coefficient Of Performance är en verkningsgrad som anger förhållandet mellan avgiven kyla/värme och tillförd el för en kompressorkylmaskin.
COP-värme	Förhållandet mellan åstadkommen kyla genom tillförd värme på en absorptionskylmaskin.
Dumpkondensor	En värmeväxlare som har för avsikt att kondensera den ångmängd som inte behövs i systemet. Värmeväxlingen sker vanligtvis mot havsvatten. Vid drift med avgaspanna dumpas mycket ånga då avgaspannorna ofta är av ganska stor effekt, jämfört mot värmebehovet.
Evaporator	Destillationsanläggning som används för att tillverka dricksvatten och tekniskt vatten ombord.
HFO	Heavy Fuel Oil
HJM	Hjälpmaskin, används för att producera el till fartyget.
HM	Huvudmaskin, används för att ge fartyget framfart.
i	Entalpi är en fluids energiinnehåll mätt i kJ/kg, där energimängden ändras vid förändringar på tryck och temperatur. Energin kan läsas av i mollier-diagram och i tabeller.
KM	Kylmaskin, antingen kompressorkylmaskin eller absorptionskylmaskin

Köldbärare	Medium som överför åstadkommen kyla från kylanläggningen till processen då man har indirekt kylning.
Köldmedium	T ex Ammoniak, freon eller propan som används i kompressorkylmaskin för att producera kyla/värme.
MGO	Marine Gas Oil
WRD	Destillatbränsle som används ombord.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SAMMANFATTNING.....	I
ABSTRACT	II
FÖRORD.....	III
FÖRKORTNINGAR OCH ORDFÖRKLARINGAR.....	IV
INNEHÅLLSFÖRTECKNING	VI
FIGURFÖRTECKNING	IX
TABELLFÖRTECKNING	IX
1 INLEDNING	1
1.2 Bakgrund	1
1.3 Syfte.....	2
1.4 Frågeställningar	2
1.5 Avgränsningar	2
2 TEORI	4
2.1 Ackumulatortankumulatortank	4
2.1.1 Grunder	4
2.1.2 Energilagringsskapaciteten i en ackumulatortank	4
2.1.3 Förluster från en ackumulatortank	6
2.2 Kylmetoder	7
2.2.1 Kompressorkylmaskinen	7
2.2.2 Absorptionskylmaskinen.....	8
2.3 Värmemetoder ombord.....	11
2.3.1 Oljeeldad ångpanna.....	11
2.3.2 Avgaspanna	11
2.3.3 Eldriven ångpanna	12
2.3.4 Elpatroner.....	12
2.3.5 Kylvatten från förbränningsmotorerna	12
2.4 Energidistribution ombord.....	14
2.4.1 Värmedistribution ombord.....	14
2.4.2 Kyldistribution ombord.....	15
3. METOD.....	16
4. RESULTAT.....	17
4.1 Förutsättningar.....	17
4.2 Hur mycket energi kan man spara genom att använda restvärme från kylvattnet?	18
4.2.1 Tillgänglig energimängd från kylvattnet.....	18
4.2.2 Möjligheterna att använda energin från kylvattnet	18

4.3 Är det en rimlig åtgärd rent ekonomiskt och driftsmässigt att ackumulera värme ombord i en barlasttank?	20
4.3.1 Energilagringsskapacitet i en 300 m ³ ackumulatortank	20
4.3.2 Möjligheterna för uppladdning av värme i ackumulatortanken.....	22
4.3.3 Barlasttankens förutsättningar som ackumulatortank enligt teorin	23
4.3.4 Tankens placering i fartyget	23
4.3.5 Värmeförluster från barlasttanken	23
4.3.6 Möjlig besparing med ackumulatortank	24
4.4 Kan denna lågtemperaturvärme användas i en absorptionskylmaskin ombord?.....	24
4.4.1 Inkopplingsmöjligheter för absorptionskylmaskin	24
4.4.2 Tillgänglig värmeeffekt för absorptionskylmaskin.....	25
4.4.3 Tillgänglig kyleffekt från absorptionskylmaskin	26
4.4.4 Driftlägen och dimensionering på absorptionskylmaskin	26
4.4.5 Installationskostnad för absorptionskylmaskin.....	26
4.4.6 Möjlig driftsbesparing med absorptionskylmaskin.....	27
4.4.7 Möjlig besparing med absorptionskyla.....	27
5. DISKUSSION	28
5.1 Resultatets potential i framtiden	28
5.2 Användning av energi från kylvattnet	28
5.2.1 Kylvatten som uppvärmningskälla	28
5.3 Möjligheterna för en barlasttank som ackumulatortank på Scandinavica.....	29
5.3.1 Begränsad skiktning.....	29
5.3.2 Att använda ackumulatortank ombord	29
5.4 Möjligheterna för en absorptionskylmaskin ombord.....	29
5.4.1 absorptionskylmaskinernas anpassning till sjöförhållandena	29
5.4.2 Kraven på värmekällan	29
5.5 Möjligheterna för dessa system på liknande fartyg	30
5.6 Metoddiskussion.....	30
5.6.1 Metodval	30
5.6.2 Rehabilitering och validitet	30
6. SLUTSATSER	31
6.1 Kan restvärme från kylvattnet användas för att spara energi ombord?	31
6.2 Är det möjligt att använda en ackumulatortank ombord på fartyg och hur lönsamt är det?.....	31
6.3 Finns det möjlighet att använda en absorptionskylmaskin ombord och hur stora kan besparingarna på detta bli?	31
REFERENSER.....	32
BILAGA 1 - INFORMATION OM FARTYGET STENA SCANDINAVICA.....	34
1.1 Möjlig värmeeffekt	34

1.2 Möjlig kyleffekt	35
1.3 Värmebehov.....	35
1.4 Kylbehov	39
1.5 Möjliga Barlasttankar som ackumulator tank.....	40
BILAGA 2 - UTRÄKNING AV KOSTNADEN FÖR VÄRMEPRODUKTION I	
OLJEELDAD PANNA.....	41
BILAGA 3 – SPECIFIKATION ABSORPTIONSKYLMASKIN.....	42
BILAGA 4 – EKVATIONER	43

FIGURFÖRTECKNING

Figur nr	Kapitel	Beskrivning	Skapad av
1	2.1	Ekvationer beskrivning av index i Ekvation	Thomas Berntsson
2	2.2.1	Ackumulator-system med rörligt lock i ackumulatortanken	Thomas Berntsson
3	2.2.1	Ackumulator enligt 2-tankssystem	Thomas Berntsson
4	2.2.1	Beskrivning av index i ekvation om energiförluster	Thomas Berntsson
5	2.2.2	Processesbeskrivning på kompressorkylmaskin	Thomas Berntsson
6	2.2.2	Processesbeskrivning på absorbtionskylmaskin	Thomas Berntsson
7	2.3.5	Kylvattensystem	Thomas Berntsson
8	2.4.1	Skiss på REHEAT-systemet på Scandinavica	Thomas Berntsson
9	2.4.2	Skiss på PreTreatment-systemet på Scandinavica	Thomas Berntsson
10	4.1	Diagram lagrad energi i 300 m ³ ackumulatortank	Thomas Berntsson
11	4.1	Diagram möjligt effektuttag under 10 h från 300 m ³ ackumulatortank	Thomas Berntsson
12	4.4.1	Inkoppling av absorptionskylmaskin	Thomas Berntsson
13	Bilaga 1.3	Skärmdump från REHEAT-systemet Scandinavica	Thomas Berntsson

TABELLFÖRTECKNING

Tabell nr	Kapitel	Beskrivning	Skapad av
1	4.4.2	Visar vilka flöden som krävs från värmekällan vid olika effekter och ΔT .	Thomas Berntsson
2	Bilaga 1.3	Inställning reglersystem REHEAT	Thomas Berntsson
3	Bilaga 1.3	Värmeeffekt beroende på utomhustemperatur	Thomas Berntsson
4	Bilaga 1.3	Medeltemperatur över året	Thomas Berntsson
5	Bilaga 1.3	Effektbehov medel över året	Thomas Berntsson
6	Bilaga 1.3	Energibehov	Thomas Berntsson
7	Bilaga 1.4	Effektbehov komfortkyla Natt/Dag	Thomas Berntsson

1 Inledning

Sjöfarten ställs precis som övriga branscher inför höjda krav gällande miljöpåverkan och energieffektivisering. Förändringarna innebär att byte till kostsammare bränsle kommer att bli nödvändigt framöver. Man kommer då att behöva byta ut exempelvis HFO (Heavy Fuel Oil) till Metanol, LNG (Liquefied Natural Gas) eller diesel med lågt svavelinnehåll som är några av alternativen. Det är därför av största vikt att så mycket energi som möjligt utnyttjas från detta bränsle, för att uppnå en så hög energieffektivitet som möjligt.

Fartyg världen över har generellt genomgått många energieffektiviseringar, för att möta de nya kraven på högre effektivitet som ställs. Bland annat har man på fartyg börjat använda sig av frekvensstyrning av pumpar och fläktar för att kunna styra exakt efter hur mycket effekt som behövs för tillfället. Man har även börjat styra belysningen ombord; bland annat genom att installera timers på belysningen i rum där man inte så ofta är i, men även begränsat belysningen på till exempel bildäck nattetid så att endast var tredje armatur lyser. Med dessa åtgärder minskas belastningen på generatorerna och man kan på så sätt spara både bränsle och miljö.

En del som dock inte är särskilt optimerad är användande av restvärme från HM (Huvudmaskin) och HJM (Hjälpmaskiner). Där en stor mängd lågtemperaturvärme som man borde kunna ackumulera för att förse fartyget med värme under de tider fartyget ligger till kaj. Man bör undersöka om det är möjligt att använda denna lågtemperaturvärme, i en absorptionskylmaskin för att förse fartyget med den komfortkyla som behövs på sommarhalvåret.

1.2 Bakgrund

Den lågtemperaturvärme som detta arbete huvudsakligen skall handla om har tidigare använts ganska sparsamt till sjöss, mycket på grund av att det är just lågtemperaturvärme vilket i sig är svårt att utnyttja på ett bra sätt. En motsvarande maskinanläggning i land hade troligen varit inkopplad på fjärrvärmenätet för att på så sätt kunna sälja sin egen restvärme. Då fartygen inte kan utbyta energimängder med system utanför fartyget under överfart, gör det att man endast internt inom fartyget kan optimera energieffektiviteten.

I land utnyttjas oftast lågtemperaturvärme i diverse fjärrvärme och fjärrkyletillämpningar. Fjärrvärme på sommartid från processindustri, exempelvis Shell raffinaderi i Göteborg, används för att förse staden med fjärrkyla (Oltegen2003).

Även restvärme av riktig låg temperatur används i vissa fall i kombination med en värmepump, för att nå upp till den temperatur som krävs för att de skall kunna användas i fjärrvärmesystemet (Willstrand 1997).

Restvärme av låg temperatur används även för att värma upp vägar och gator, på en del ställen i Sverige. Man använder sig då av returvärme som är på väg tillbaka till värmeproducenten och kan på så sätt öka utnyttjat temperaturintervall i fjärrvärmenätet (Svenskfjärrvärme 2013). Ett ställe där man använder fjärrvärme för att värma vägbanan är i den s k Göteborgsbacken i Jönköping, där man tidigare hade problem med lastbilar som inte klarade att ta sig upp för backen, på grund av isiga vinterförhållanden (Svenskfjärrvärme 2013).

Ombord används i dagsläget endast lågtemperaturvärmen från maskinerna, för att förse evaporatorn med den värme som behövs för att producera tekniskt vatten ombord. I vissa undantagsfall ex vis på Stena Scanrail utnyttjas värmen även till att förse bunkertankarna med den värme de behöver enligt Mikael Karlsson, Stena Scandinavica.

I ett examensarbete utredde man möjligheterna för att använda absorptionskyla ombord och man hade danmarksfärjan Stena Jutlandica som testobjekt. De kom fram till att man skulle spara ca 700 000 kr per år på att använda en absorptionskylmaskin, istället för att använda nuvarande kompressorkylmaskin-system. Besparingen på 700 000 avsåg då endast besparing i fartygets driftskostnader (Axeteg & Sällman 2009).

Då en absorptionskylmaskin har mindre antal rörliga delar, så konstaterades att man även sparar pengar på underhållet jämfört med en kompressorkylmaskin (Axeteg & Sällman 2009).

1.3 Syfte

Syftet med detta examensarbete är att studera sätt att effektivisera dagens fartyg genom att undersöka möjligheterna att utnyttja restvärme av låg temperatur som energikälla ombord. I arbetet undersöks vilka möjligheter det finns för att ackumulera värme ombord men även möjligheterna att använda sig av en absorptionskylmaskin ombord.

Detta i syfte att minska behovet av eldning i pannan under de tider då fartyget ligger till kaj.

1.4 Frågeställningar

- Kan restvärme från kylvattnet användas för att spara energi ombord?
- Är det möjligt att använda sig av en ackumulator ombord på fartyg och hur lönsamt är det?
- Finns det möjlighet att använda en absorptionskylmaskin ombord och hur stora kan besparingarna på detta bli?

1.5 Avgränsningar

De avgränsningar som gjorts i studiens omfattning är följande:

- *Lågtemperaturvärme med temperatur <100° C.*

Den värme som kylvattnet bortför från HM och HJM i fartyget.

- *Restvärme bestående av ånga från avgaspannan.*

Ånga som genereras med energi som tas från avgaserna på HM och HJM.

- *Passagerarfartyg med stort värme/kylbehov.*

Fartyg med stora inredningsområden som kräver avsevärt större värme/kyl-tillförsel än vanliga fraktfartyg.

- *Fartyg med driftstopp under ca 10 timmar per dag.*

Fartyg som ej har tillgång till ”gratis” värmeenergi från förbränningsmotorerna under stora delar av dygnet och där funktionen av en ackumulatortank hade gynnat både miljö och bränsleekonomi.

2 Teori

2.1 Ackumulatortank

2.1.1 Grunder

En ackumulator är en anläggning som har till syfte att kunna lagra energi i form av värme eller kyla. En ackumulator består av en tank som man laddar på med en värmebärare av en viss temperatur, för att sedan kunna använda energin vid senare tillfälle (Peiwen et al. 2011).

Till ackumulatortanken är en energiproducent kopplad som laddar upp den med kyla/värme, då belastningen från energikonsumenterna är låg. I de lägen där energibehovet är större än vad energiproducenten kan åstadkomma laddas energin i ackumulatortanken ur för att tillgodose energibehovet till energikonsumenterna (Fredriksen, S. & Werner, S. 1993).

Fördelar med att använda en ackumulatortank:

Om man använder en ackumulatortank kan man ofta ha en mindre dimension på energiproducenten då energiproducenten inte behöver klara de så kallade spetslasterna utan man kan här ladda ur ackumulatortanken för att klara spetslasterna.

- Energiproducenten kan arbeta på en mer jämn nivå under dygnet och ladda upp ackumulatortanken då energibehovet är lågt.
- Systemet klarar att tillgodose energibehov trots vissa avbrott hos energiproducenten.
- Man kan reglera processen så att man kan köra energiproducenten hela säsongen och på så sätt få ett begränsat antal start och stopp.
- Man kan optimera systemet så att energiproducenten kan arbeta inom de området där den har bäst verkningsgrad.

(Fredriksen, S. & Werner, S. 1993)

2.1.2 Energilagringsskapaciteten i en ackumulatortank

Energimängden som kan lagras i en ackumulatortank räknas ut genom:

Ekvation 1

$$E = m * c_p * \Delta T$$

där

E = Den energi som kan lagras i en ackumulatortank (kW)

m = massan (kg)

C_p = Specifik värmekapacitet vid konstant tryck Kj/(kg*K)

ΔT = temperaturdifferensen som är användbar i systemet. (° K)

(Peiwen et al. 2011)

Det finns både trycksatta och trycklösa ackumulatortankar, skillnaden blir att de trycksatta ACK:arna kan hålla en temperatur över 100 °C då kokpunkten för värmebäraren (ofta vatten) höjs med ökat tryck. De trycksatta ackumulatortankarna behöver ofta konstrueras i väl tilltagna dimensioner, detta då den skall klara krafterna den utsätts för då den är trycksatt.

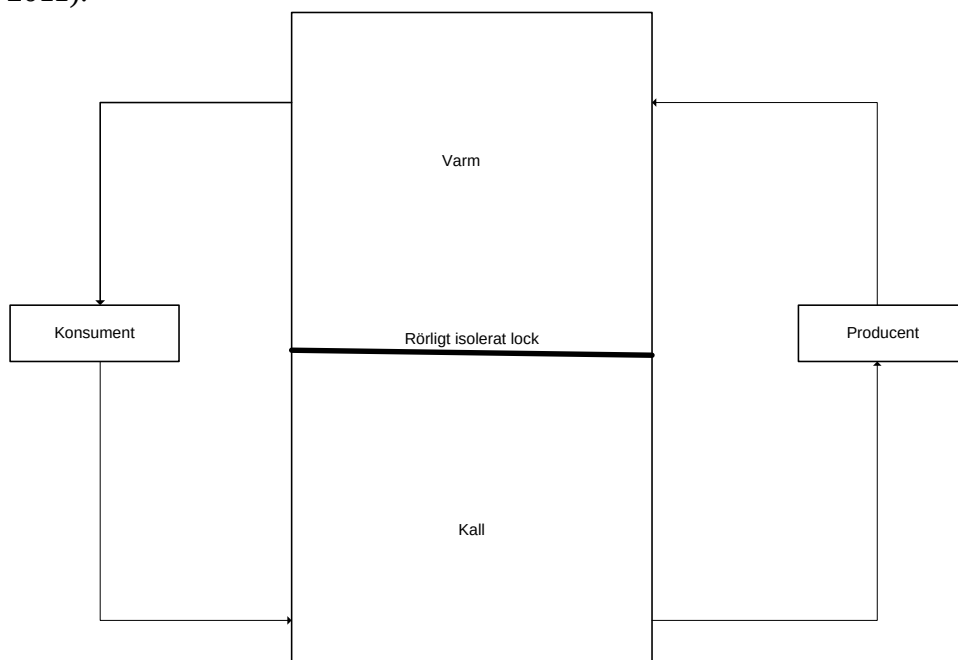
Dessa tankar brukar dessutom byggas högre än trycklösa tankar (Fredriksen, S. & Werner, S. 1993). Detta gör man för att åstadkomma skiktning i ackumulatortanken för bättre energiuttag.

De trycklösa ackumulatortankarna byggs ofta lite lägre, detta för att man då kan dra ner på dimensionerna framförallt i undre delen då det inte finns en hög vätskepelare som skapar tryck på den undre delen av ackumulatortanken (Fredriksen, S. & Werner, S. 1993). De trycklösa vatten- ackumulatortankarna håller alltid en temperatur på under 100 °C (Fredriksen, S. & Werner, S. 1993). Detta då den vanligaste värmebäraren som är vatten har en kokpunkt på 100 °C vid normalt atmosfärstryck.

En ideal ackumulatortank är en ganska hög konstruktion, detta för att värmebäraren i ackumulatortanken skall skiktas. Under laddning av en ackumulatortank värmer man den ”kalla” värmebäraren från botten av tanken och återför denna till toppen. Vid urladdning av ackumulatortanken tas värmebäraren från toppen där den är som varmast och återförs sedan till botten av tanken då värmebäraren är ”kall”(Peiwen et al. 2011).

Ackumulatortanken bör dock inte byggas för hög för att hålla ner ytan på tanken, att minska ytan på tanken minskar energiförlusterna till omgivningen, men reducerar även isoleringskostnaderna för tanken.

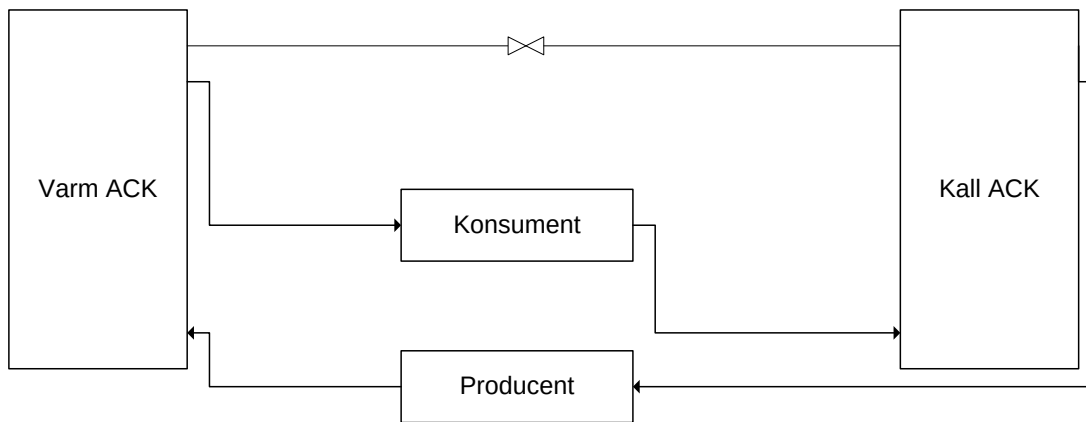
Det finns även andra system för att åstadkomma samma effekter som vid skiktning av värmen i en hög ackumulatortank. Man kan dels använda sig av ett isolerat lock i tanken som skiljer den kalla värmebäraren från den varma värmebäraren, som vi ser i figur 2 (Peiwen et al. 2011).



Figur 2 - visar en ackumulatortank med ett rörligt isolerat lock, som har till uppgift att ersätta den skiktning som sker i en högre tank.

Men i vissa fall använder man sig istället av två olika tankar, en för varm värmebärare och en för kall värmebärare (Peiwen et al. 2011).

VärmeACK – 2 tankssystem



Figur 3 - visar ett ackumulatortank-system med två tankar som har till uppgift att ersätta den skiktning som sker i högre tank.

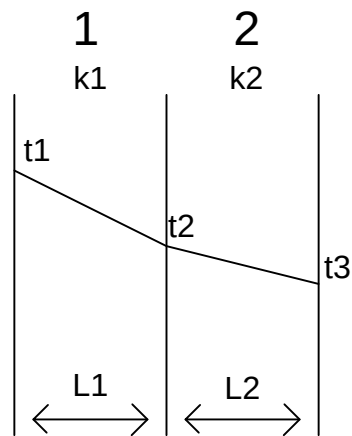
2.1.3 Förluster från en ackumulatortank

Att göra exakta beräkningar av värmeförlusterna från en ackumulatortank är svårt, då det är många parametrar som spelar in. Exempel på parametrar är exempelvis omgivningstemperatur, omgivande fluid, cirkulation på fluiden, att ackumulatortankens olika sidor leder bort olika mycket då det i toppen av ackumulatortanken är högst temperatur m.m. För att göra en beräkning av denna typ, krävs troligen datorprogram som programmeras efter alla dessa parametrar. I dessa typer av beräkningar krävs mer utbildning inom termodynamik, än det som ingår i Sjöingenjörsprogrammet.

Det finns dock lite enklare beräkningsmetoder som kan ge en bra uppskattning i hur stora värmeförluster som kan uppstå från en ackumulatortank enligt ekvation 5.

Ekvation 5 – Energiförluster från en ackumulatortank

$$\text{ACKförlust} = A * \frac{t_1 - t_3}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2}}$$



Figur 1 - beskriver index i ekvation 5.

Där

ACKförlust = är värmeförlusten från ackumulatortanken

A = Arean på tanken (m^2)

L_1 och L_2 = tjockleken på respektive skikt (m)

k_1 och k_2 = värmeledningstalet på respektive skikt ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)

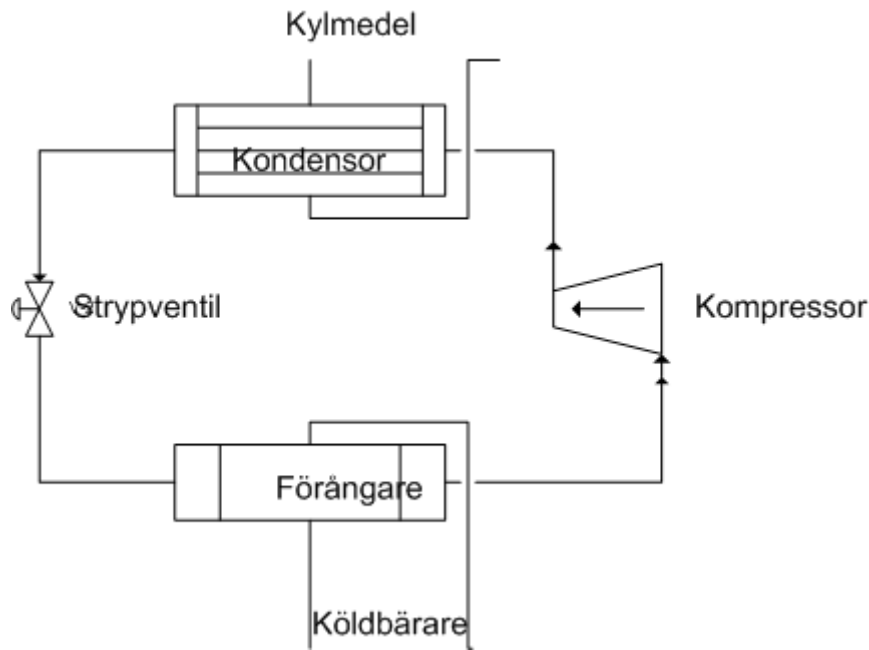
t_1 , t_2 och t_3 = temperaturen på mellan respektive skikt ($^{\circ}\text{K}$)

(Alvarez, H 2006)

2.2 Kylmetoder

2.2.1 Kompressorkylmaskinen

Kompressorkylmaskinen använder en kompressor för att komprimera köldmediet. Då köldmediet komprimeras blir det varmt och kyls därför av i kondensorn. Köldmediet kyls i kondensorn av en yttre källa, till exempel utomhusluft eller vatten från en närliggande älv. På fartyg använder man ofta sjövattnet eller lågtemperaturkylvatten. Efter kondensorn går köldmediet till en expansionsventil som släpper på trycket i köldmediet. När trycket släpps övergår först en liten del av köldmediet i gasform, men den största delen blir inte i gasform förrän vid förångaren där kyleffekten tas ut. En förångare kan vara uppbyggd på flera sätt, antingen som köldmedie/luft-värmeväxlare eller som köldmedie/köldbärare-värmeväxlare.



Figur 5 visar kompressorkylmaskinens grundkomponenter (egen bild)

Processen i dess steg:

- 1-2 Köldmediet komprimeras i kompressorn och blir varmt.
- 2-3 Köldmediet leds till kondensorn där det kyls ner till vätskefas.
- 3-4 Expansionsventilen släpper trycket på köldmediet, vilket då blir kallt.
- 4-1 Förångaren värmeväxlar köldmediet med antingen luft eller köldbärare för att tillgodose förbrukaren.

(Alvarez, H. 2006)

En kylmaskins verkningsgrad benämns som COP och beskrivs nedan:

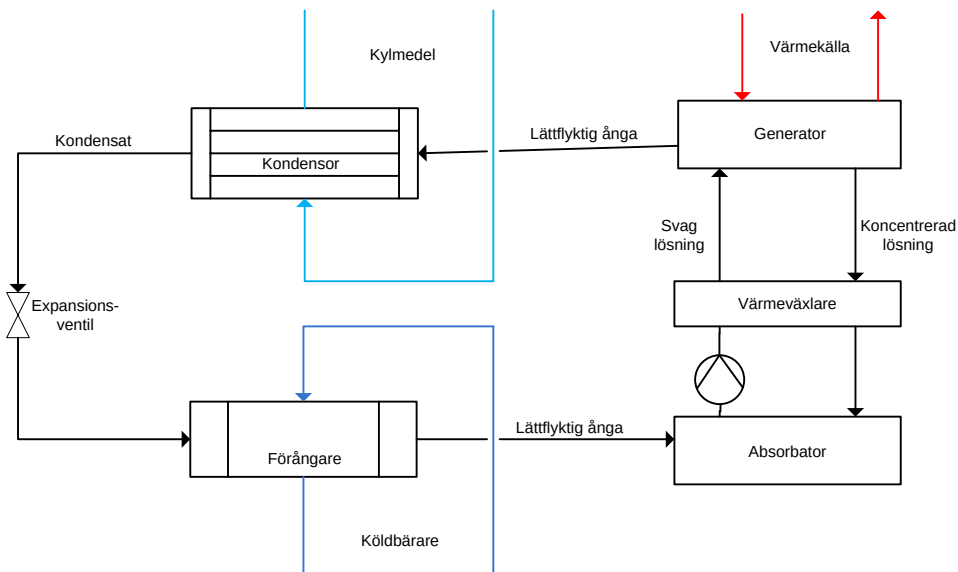
Ekvation 2

$$\frac{\text{Kyl effekt}}{\text{elanvänd}} = \text{COP}$$

COP brukar för en kompressorkylmaskinen ligga på mellan 3-5 där belastningsnivå på kompressorkylmaskinen samt temperaturen på kylmedlet är några av anledningarna till att COP kan variera.

2.2.2 Absorptionskylmaskinen

En absorptionskylmaskin är en kylmaskin som med hjälp av värme och en liten del el kan förse en konsument med kyla. Absorptionskylmaskinen liknar till viss del en kompressorkylmaskinen med skillnaden att den huvudsakligen drivs av att värme tillsätts i en generator för att åstadkomma kyla.



Figur 6 - Är en systemritning av en absorptionskylmaskin, nedan följer en beskrivning av komponenterna och hur processen är uppbyggd.

Köldmediet

En absorptionskylmaskin har inte som i kompressorkylmaskinen ett vanligt köldmedie utan har istället ett köldmediepar bestående av två olika ämnen. Där den ena skall verka som en absorbatorvätska och den andra som ett kylmedie. Ammoniak-Vatten och Vatten-litiumbromid är de vanligaste kombinationerna, där vatten resp litiumbromiden verkar som absorbatorvätska (Alvarez, H. 2006).

Generatoren

I generatoren tillförs värmen till köldmedieparet, köldmediet blir ånga som leds vidare till kondensorn och absorbatorvätskan leds vidare till absorbatorn via en värmeväxlare.

Kondensorn

Använder ett externt kylmedel t ex havsvatten för att värmeväxla köldmediet ner till kondensat. Kondensatet leds sedan vidare till förångaren via expansionsventilen.

Förångaren

Här sker förångningen av kondensatet som åstadkommer kyla på omkring 3°C för en fjärrkylanläggning, anledningen att kondensatet kan förångas vid den temperaturen är att det råder ett undertryck på 0.01 bar i förångaren (Ekoff & Lund 2006). Kylan förs sedan bort till dess konsument via en köldbärare eller vid direktkoppling via luft. Köldmediet leds sedan vidare till absorbatorn.

Absorbatorn

De kalla köldmediet går in i absorbatorn, som har till uppgift att binda köldmediet till

absorbatorvätskan för att återställa köldmedieparet. Köldmedieparet leds sedan vidare till generatoren igen via värmeväxlaren (Alvarez, H. 2006).

Pumpen

Pumpen har till uppgift att åstadkomma cirkulation på absorbatorvätskan i systemet samt att höja trycknivån i generator och kondensor.

Värmeväxlaren

I absorbatorn strävar man efter att hålla temperaturen låg, detta för att underlätta absorptionsprocessen. I generatoren vill man ha hög temperatur för att underlätta desorptionsprocessen alltså processen där köldmedieparet släpper köldmediet. Då det kontinuerligt pumpas svag lösning respektive koncentrerad lösning mellan absorbatorn och generatoren och dessa arbetar på olika temperaturnivåer värmeväxlas den svaga och koncentrerade lösningen och kan på så sätt närma sig rätt temperaturintervall innan den når sin destination.

På så vi ökas verkningsgraden på absorptionskylmaskinen.

COP-värme

Då man på absorptionskylmaskiner endast använder el till regleringen samt till pumpen som cirkulerar absorbatorvätskan i systemet, använder man sig inte av begreppet COP-el. Istället använder man sig av begreppet COP-värme, som är en formel som visar ut hur mycket kyleffekt man får ut per andel värmeeffekt som tillförts processen. Detta för att få en mer rättvis bild av hur effektiv en absorptionskylmaskin är.

Ekvation 3

$$\frac{\text{Kyleffekt}}{\text{Tillförd värme}} = COP - \text{värme}$$

Normalt ligger COP-värme på omkring 0,6-0,7

att jämföra med kompressorkylmaskinen som ligger på omkring 3-5.

Ett COP-el-värde för en absorptionskylmaskin ligger på omkring 100, då en kylmaskin på 739 kW har en elförbrukning på 6,9 kW enligt GMABs produktblad.

Värmekällan

Den vanligaste värmekällan som används är vätska i temperaturområdet 90-120° C, men även temperaturer ner till ca 70 ° C går att använda. Anläggningarna som arbetar med en värmekälla i det lägre intervallet kräver dock större värmeväxlare. Då en absorptionskylmaskin har ett betydligt lägre COP-värde än kompressorkylmaskinen gör detta att det inte är miljömässigt eller ekonomiskt försvarbart att tillföra annat än restvärme av något slag till processen.

Restvärme från industrier eller avfallsanläggningar är vanliga värmekällor som man driver en absorptionskylmaskin med i landbaserade system.

Då absorptionskylmaskiner har förhållandevis lång uppstartstid och inte har särskilt stor effektivitet under själva uppstarten samt att mycket driftsarbete krävs av driftsteknikern för uppstart och stopp, gör detta att det är direkt olämpligt att använda sig av absorptionskylmaskinen endast under de tider då stor tillgång till ”gratis energi” finns enligt Magnus Örn, GMAB. Då absorptionskylmaskinen kan användas på 10-100% effekt gör detta att man bör tillse att man kan driva absorptionskylmaskinen på minst 10% hela dygnet för att hålla processen igång. Om de finns tider då restvärme ej kan användas för att driva absorptionskylmaskinen får man försöka ersätta detta med värme från exempelvis en ackumulatortank.

I fjärrvärmesystem i Göteborg används bland annat restvärme från Shell raffinaderi som värmekälla för absorptionskylmaskiner sommartid. Anledningen är att produktionen på Shell resulterar i att det finns tillgång till restvärme året runt från anläggningen och att de på grund av detta har stora möjligheter att sälja sin värme till Göteborg Energi (Oltegen, D. 2003).

Det finns viss problematik med att använda en absorptionskylmaskin till sjöss på grund av svårreglerad absorptionsprocess vid sjögång. Företaget Gresco är ett av de få företag som tagit fram absorptionskylmaskiner som fungerar till sjöss, dessa är installerade i fiskebåtar men har redundans i form av en kompressorkylmaskin. (GEA Refrigeration Technologies 2014).

2.3 Värmemetoder ombord

Denna delen av teorikapitlet beskriver generellt hur värmeproduktionen fungerar ombord på ett fartyg. Informationen har tagits fram med Stena Scandinavica som referensfartyg, där dokumentation, systemritningar och samtal med maskinbefälarna lagt grunden för denna delen av teorikapitlet.

2.3.1 Oljeeldad ångpanna

En oljeeldad ångpanna används för att producera ånga ombord. Ångpannan tillförs värme genom att eldas med antingen HFO eller MGO (Marine Gas Oil). Rökgaserna från eldstaden används för att omvandla matarvatten till ånga. Ångan används sedan för att bland annat värma tankar, inredning och förse övriga värmekonsumenter med värme. Energin som produceras i en oljeeldad ångpanna innebär stora driftskostnader då kemiskt bunden energi måste tillföras i form av HFO eller MGO.

2.3.2 Avgaspanna

Avgaspannan har samma uppgift som den oljeeldade pannan, med skillnaden att den drivs av värmen i de avgaser som en förbränningsmotor skapar. Oftast är avgaspannan inkopplad på bara HM och drivs av denna. Fördelen med denna panntyp är att energin som HM tillhandahåller fartyget är gratis då den utnyttjar de redan varma avgaserna för att skapa ånga.

Då ångenergin är gratis vid drift med avgaspanna brukar man passa på att höja temperaturen till lite över normalt i bunkertankarna. Detta för att om möjligt undvika att ha på värmningen av tankarna vid drift med oljeeldad panna och på så sätt spara bränsle. Oftast finns det ett ganska stort överskott på energi då man använder avgaspannan och här finns alltså ganska mycket mer gratis energi man kan använda sig av. Detta är en av anledningarna till att lågtemperaturvärme hittills varit ganska ointressant.

2.3.3 Eldriven ångpanna

På senare år har vissa passagerarfartyg installerat nya eldrivna ångpannor för att använda då de ligger till kaj och har landström. Anledningen är att det i vissa fall är billigare att använda en eldriven mindre ångpanna än att använda en oljeeldad ångpanna till kaj. Då kraven höjs på att använda bränslen med lägre svavelinnehåll och bränslepriserna på så vis höjs, ökas lönsamheten ytterligare med att använda en eldriven ångpanna till kaj.

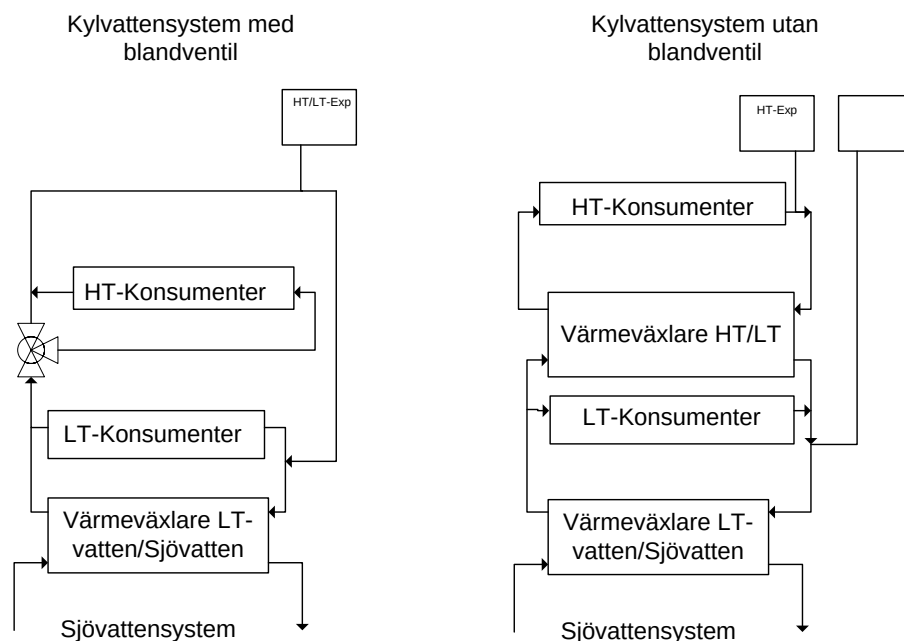
2.3.4 Elpatroner

På en del fartyg används även elpatroner för uppvärmning av fartygets inredning. Elpatroner används för det mesta bara då fartyget ligger till kaj och har landström inkopplad. Detta för att undvika/minska användningen av den oljeeldade pannan, då fartyget ligger till kaj och måste drivas på ett bränsle med lägre svavelinnehåll vilket är avsevärt dyrare. Elpatronerna värmer upp ett system med värmebärande vatten som förser fartygets inredning med den värme som krävs. Elpatronen är seriekopplad med en värmare som värms med hjälp av fartygets ångsystem, detta för att kunna använda avgaspannan som värmeproducent vid sjöresa.

På landsidan ses direktverkande el som mindre lämpligt och här använder man i det flesta fall en värmepump för att växla upp effekten. På ett fartyg kan de dock ses som en miljöbesparing att använda elpatron, istället för att använda den ordinarie oljeeldade ångpannan som annars förser det värmebärande vattnet med energi.

2.3.5 Kylvatten från förbränningsmotorerna

En fartygsmaskin är vätskekyld i flera olika temperaturkretsar såsom Högtemperatur-kretsen (HT), Lågtemperatur-kretsen (LT) och Sjövatten.



Figur 7 – Beskriver ett kylvattensystem till vänster med blandventil och till höger med HT/LT-värmeväxlare.

- HT-vattnet kylvat komponenterna som håller högst temperatur i motorn t ex cylinderkylningen och första steget i spilluftskylaren. HT-vattnet brukar hålla en temperatur på ca 70 °C ingående till maskinen och ca 85-90 °C i utgående från maskinen. Den exakta temperaturen utgående beror på vad maskintillverkaren föreskriver i sina driftsinstruktioner. HT-vattnet kan kylas på 2 olika sätt antingen via en värmeväxlare som kylvat med LT-vatten eller via ett automationssystem med en 3-vägsventil där man blandar ut HT-vattnet med LT-vatten för att få rätt temperatur på HT-vattnet till maskinen.
- LT-systemet förser diverse kringutrustning med kyla t ex oljekylaren och sista steget i spilluftskylaren. LT-kretsen som har ett temperaturområde omkring 35-60 °C, kylvat i en centralkylare med sjövatten.
- Sjövattensystemet har till uppgift att förse LT-kylaren med kyla men har även till uppgift att förse övriga kylkonsumenter som kräver låg temperatur. Exempel på detta är att förse kompressorkylmaskinerna med sjövatten på kondensorsidan då dessa är i drift. På vintern när temperaturen är <10 °C förser sjövattensystemet ventilationssystemet med kyla indirekt via en värmeväxlare. Det kallas då att man använder sig av frikyla, då kompressorkylmaskinerna inte är i bruk. Fartyget tar sitt sjövatten från högnivåsuget eller lågnivåsuget beroende på vad som är lämpligt vid tillfället. På vissa fartyg finns möjlighet att förse sjövattensystemet med kyla från barlasttankar, detta för att i vissa lägen kunna köra maskinerna ombord trots att man ligger i flytdocka.

Kretsarnas temperaturer styrs på moderna fartyg via flödesreglering via frekvensstyrningssystem, som gör att systemen kan hålla önskad temperatur oavsett driftsläge

och sjöväntemperatur. I äldre system körde man pumparna på samma effekt och kopplade istället förbi det kylvattenflödet som inte behövdes.

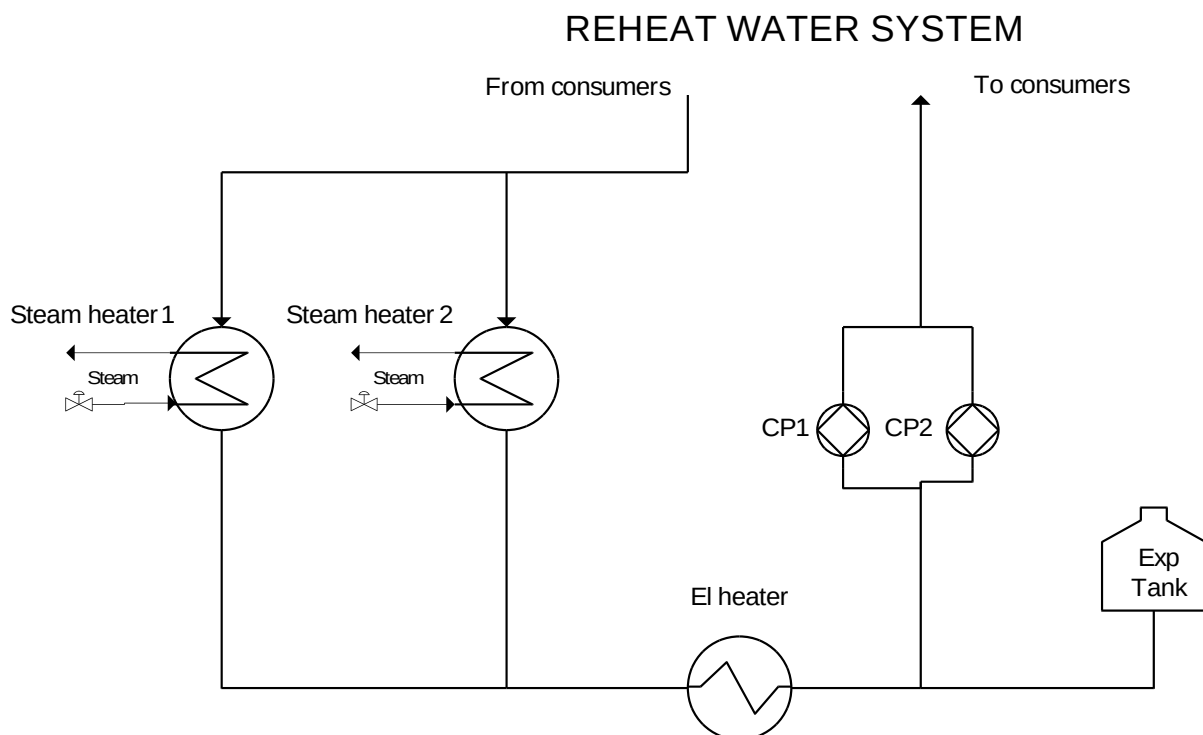
De kylvatten som är mest intressant i detta arbete är HT-vattnet då detta system erbjuder den högsta temperaturen i kylsystemet, då den har en utgående temperatur på omkring 85-90 °C.

2.4 Energidistribution ombord

Denna delen av teorikapitlet beskriver generellt hur kyl och värmedistributionen fungerar ombord på ett fartyg. Informationen har tagits fram med Stena Scandinavica som referensfartyg, där dokumentation, systemritningar och samtal med maskinbefälen lagt grunden för denna delen av teorikapitlet.

2.4.1 Värmedistribution ombord

Ombord används en värmebärande vätska, ofta vatten för att förse fartyget med värme i dess inredning. uppvärmningen av vattnet sker i en värmeväxlare som förses med värme från ång/hetolje-systemet som finns ombord.

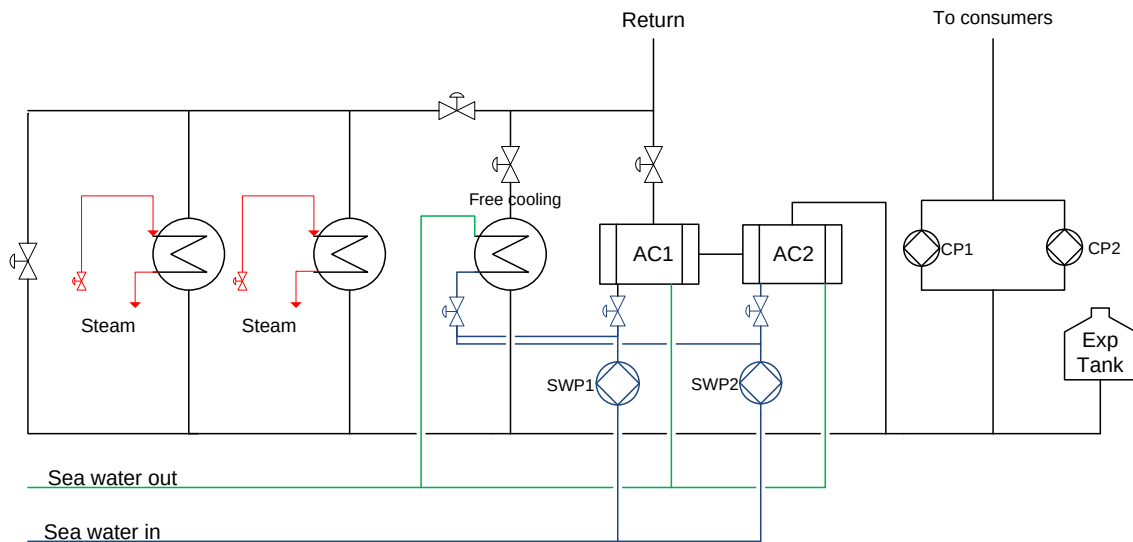


Figur 8 - ovan visas ett system med 2st parallellkopplade ångvärmoväxlare, i serie med ett paket med elpatroner (6*133 kW) för att värma fartyget Stena Scandinavica. (Egen bild)

Efter att det värmebärande vattnet värmts upp, går det sedan ut till värmebatterierna i ventilationssystem, som i sin tur förser fartygets inredning med den varmluft som behövs. Det som avgör hur varm värmebäraren skall vara ut till konsumenterna är bland annat utomhustemperaturen, denna är därför kopplad som en ingående signal till reglerystemet som styr värmningen av värmebäraren.

2.4.2 Kyldistribution ombord

Som köldbärare till komfortkyla används ofta vatten. Anledningen att man kan använda vatten är att köldbäraren i detta sammanhang hela tiden hålls över 0°C vilket gör att risken att frysa vattnet till is är liten. Köldbäraren hålls inom temperaturintervallet 4-12 °C. Det är också värt att nämna att vatten ofta har en högre värmekapacitet än de vanligaste köldbärarna som används i indirekta kylsystem.



Figur 9 - ovan visar komfortkylsystemet ombord på Stena Scandinavica. (Egen bild)

Systemet i figur 9 bygger på samma grundprincip som i värmesystemet, med förändringen att man här riskerar att få köldbäraren till en temp under 0 °C. Man har därför två värmeväxlare med ånga som skall förse systemet med värme de gånger det behövs.

Då havsvattnet håller sig mellan 0-5 °C under hela vinterhalvåret, gör detta att man har stor tillgång till frikyla under hela vintern och man har därför inga kompressorkylmaskiner igång under denna tid. Fartyget förses med frikylan genom värmeväxlaren enligt figuren ovan, och köldbäraren skickas sedan ut till fartygets kylpaket i ventilationsanläggningen. När det inte går att förse fartyget med den komfortkyla som behövs via frikyla, används istället kompressorkylmaskinerna för att förse köldbäraren med den kyla som behövs. Detta sker vanligtvis endast på sommartid och perioder kring sommartid, då kombinationen av hög utomhustemperatur och hög havsvattentemperatur gör att en kompressorkylmaskin behöver användas.

3. Metod

Detta examensarbete utgör en fallstudie över möjligheterna med att använda värmeackumulering och absorptionskyla ombord på fartyget Stena Scandinavica.

Litteraturgenomgång

Då det inte finns någon tidigare erfarenhet kring dessa system ombord på fartyg, var det nödvändigt att inleda arbetet med en större litteraturgenomgång om hur dessa system används i fjärrvärme och fjärrkyltillämpningar. Det var viktigt att litteraturgenomgången hölls bred för att läsa in hur flera olika lösningar tillämpas i land, för att lättare hitta alternativa lösningar ombord. Litteratursökningen gjordes både bland böcker och examensarbeten på Chalmers men också via söktjänsten Summon.

Planering av studiebesök

Efter litteraturgenomgången planerades studiebesöken för att tillse att tillräcklig information om Stena Scandinavica och Stena Germanica kunde samlas in. Ett dokument med frågeställningar sammanställdes för att säkerställa detta.

Studiebesök

Efter detta gjordes flertalet studiebesök ombord på både Stena Scandinavica och Stena Germanica. Ombord fördes även en del samtal med de ombordanställda för att hitta rätt information om fartygen. Efter detta beslutades att fallstudien skulle handla om Scandinavica vilket gjorde att Germanica endast användes som ett referensfartyg i resterande del av arbetet.

Analys

Efter studiebesöken analyserades resultatet som framkommit från studiebesöken och litteraturgenomgången. Några kompletterande studiebesök fick genomföras även under denna tid för att vidare kunna analysera tankegångarna.

Ett stort arbete var att få fram effektbehovet över året för både komfortkylan och värmen till inredningen ombord. Det svåraste var att få fram hur utomhustemperaturen ändrades under året men även hur denna påverkade, då detta inte var den enda parametern som spelade in på effektbehovet.

Sammanställning av resultat

Efter att analysen av studiebesöken och litteraturgenomgången var klar på börjades arbetet med att sammanställa resultatkapitlet för examensarbetet. Detta arbetet påbörjades hösten 2013 och har fortsatt även på våren och hösten 2014, med flera omgångar insamling av respons från handledare och examinator.

4. Resultat

I detta kapitel presenteras de resultat som framkommit till de frågeställningar, som ställdes i början av arbetet. I resultatet presenteras en exempelmodell på hur ett system kan tänkas vara uppbyggt enligt gällande förutsättningar på Stena Scandinavica. Resultatdelen inleds med fakta om Scandinavicas värme och kylsystem samt en beskrivning hur systemen är uppbyggda.

I Bilaga 1 finns mer detaljerad information om fartyget, här finns även de beräkningar kring både kylbehov och värmebehov ombord och information som behövts för att fastställa dessa. I bilaga 1 finns det även mer detaljerad information om fartygets utformning av barlasttankar som kan tänkas användas som ackumulatortank.

4.1 Förutsättningar

Fakta Stena Scandinavica (information från studiebesöken ombord)

Värme:

- Oljeeldad panna: 2*2790 kW
- Avgaspannor: 4*1300 kW
- Elpannor: 2*270 kW
- Elpatroner: 6*133 kW = 800 kW totalt, endast 2*133 kW användes på Scandinavica då de andra var ur funktion vid besöket.
- Max värmebehov inredning vid -25 °C utomhustemperatur ca 1200 kW

Kyla:

- Kylkapacitet: 1750 kW per kompressorkylmaskin, 2330 kW vid drift med båda.
- Kyleffekten kan styras mellan: 10%-100%
- Effekt elmotor, kompressor: 460 kW
- Köldfaktorn COP: $1750/460=3,8$
- Uppskattat maximalt komfortkylbehov ca 750 kW

Energikostnader

Elpriser: 0.50 kr kWh på landström och 1.50 kr för egenproducerad el från fartygets generatorer.

För uppvärmning med hjälp av pannan är kostnaden 63 öre per kWh, se uträkning i Bilaga 2 till detta arbete.

Aktuell barlasttank som Ackumulatortank

Scandinavica har en lämplig barlasttank i aktern som är uppfylld med barlastvatten året runt. Denna tank har en volym på ca 300 m³ vilket kommer vara fullt tillräcklig för nedanstående exempel. Tanken är en centertank med en höjd på 5,3 m.

4.2 Hur mycket energi kan man spara genom att använda restvärme från kylvattnet?

4.2.1 Tillgänglig energimängd från kylvattnet

Kylvattnet från både HM och HJM är användbara i både värme och kylsammanhang. På de 4st MAN B&W 9L40/54 som används som huvudmaskiner ombord på Scandinavica, är den utgående temperaturen på HT-vattnet ca 90 °C. Man kan där använda ca 15 °C från detta vattnet för att ingående temperaturen in till maskin inte skall blir för låg.

Kylvattenflödet ligger här på 90 m³/h enligt MANs dokument ”project guide L40/54” vilket är ett dokument som varven har till hjälp för att utforma och dimensionera stödsystem (t ex kylvattensystemet) för denna huvudmaskin.

Man kan då fastställa att värmeenergin som finns att tillgå vid 15 °C temperatursänkning blir följande:

Ekvation 1

$$(90\,000/3600)*4.18*15= 1570\text{ kW}$$

När man som på Scandinavica har 4 HM:er blir den maximala effektuttaget 6300 kW (6,3 MW) från HT-vattnet.

Då överfarten mellan Kiel och Göteborg sker på ca 15 timmar ger detta en tillgänglig energi enligt nedanstående uträkning:

$$15*6300= 94,5\text{ MWh}$$

Det finns alltså max 94,5 MWh energi att ta vara på under en överfart och den energin kommer alltså endast ifrån kylvattnet.

På Kiellinjen strävas det efter att använda landström istället för att använda HJM då man ligger till kaj i Göteborg. Detta resulterar i att man i detta sammanhang inte skall räkna med att man har tillgång till restvärme från HJM under dagtid. Med anledning av detta är det viktigare att fokusera på hur man använder HM:ens restvärme istället, där effektflödena är avsevärt större på HM än HJM.

4.2.2 Möjligheterna att använda energin från kylvattnet

Då temperaturen är förhållandevis låg i HT-vattnet är det svårt att få lönsamhet i att genom denna energi värma upp en ackumulatortank. Då man strävar efter att hålla en temperatur på minst 90 °C i ackumulatorn vid ankomst gör detta att HT-vattnet på ca 90 grader inte har tillräckligt hög temperatur för att tillgodose detta. Möjligen kan HT-vattnet användas för att värma ackumulatortanken i den lägsta delen av temperaturintervallet på den

temperaturhöjning som behövs. Men i den övre delen av intervallet blir dessvärre ΔT för lågt för att kunna uppnå önskat resultat. Den omfattande och dyra rördragningen som blir om man skall använda HT-vattnet till värmning av en ackumulatortank gör också att det blir svårare att motivera detta.

Om det är så att man i framtiden har för avsikt att driva Scandinavica på endast 2 huvudmaskiner under en överfart gör detta att man då kan få svårt att få energin från avgaspannan att räcka till både att värma inredningen samt att ladda upp en eventuell ackumulatortank. (detta nämns vidare i 4.3.2) Här finns en möjlighet att använda HT-kretsen för indirekt uppvärmning av inredningen under överfart. Detta för att mer energi i form av ånga från avgaspannan, då kan användas till uppladdning av en ackumulatortank istället för till uppvärmningen av inredningen.

Det innebär ingen ekonomisk besparing att använda kylvattnet till detta då värmen idag kommer från restvärme i form av ånga. Den möjliga reducering i ångbehov om man använder sig av kylvatten kan utläsas från bilaga 1.

Då fartyget året runt konsumerar stora mängder varmvatten, hade det varit en möjlighet att även spara energi genom att värma varmvattnet ombord med exempelvis huvudmaskinens HT-krets.

Om man räknar på att ett fartyg som Scandinavica konsumerar cirka 50 m^3 varmvatten per dygn, vilket innebär att 1400 passagerare använder i snitt ca 35 L/per person och dygn. Innebär detta att om man får ombord vattnet vid en temperatur av 5 grader och vill hålla temperaturen i en varmvattentank på omkring 70°C för att kompensera värmeförluster.

Energi som måste tillföras tanken blir då:

Ekvation 1

$$50 \cdot 4.2 \cdot 65 / 3600 = 3,79 \text{ MWh}$$

Då tanken måste värmas under de ca 14 timmar överfarten tar, krävs en värmeeffekt på:

$$3,79 / 14 = 270 \text{ kW}$$

Den area som krävs på en värmeväxlare för att värma tappvarmvattnet:

Ekvation 6

$$P = A \cdot k \cdot \text{LOGmedel}$$

Ger

$$A = P / (k \cdot \text{LOGmedel})$$

HT-vatten in till värmeväxlare: 90°C

HT-vatten ut från värmeväxlare: 85°C

Tappvarmvatten in: 5°C

tappvarmvatten ut: 70°C

Den logaritmiska medeltemperaturen för motströmsvärmeväxlare för ovanstående temperaturer blir då $43,3$.

Värmekonduktiviteten för stålet i en plattvärmväxlare är 340 W/m * °C.

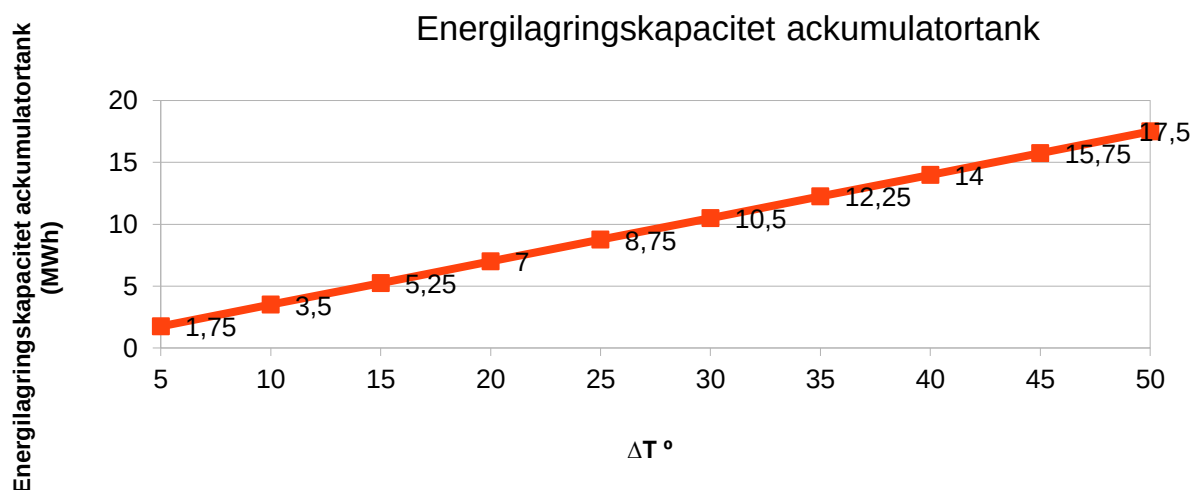
$$270\,000/(340 \cdot 43,3) = 18,3 \text{ m}^2$$

En anledning till att man vill värma varmvattnet med HT-kretsen, är att man i möjligaste mån vill spara värmeenergin från ångan till att ladda upp en ev ackumulatortank, se 4.3.2.

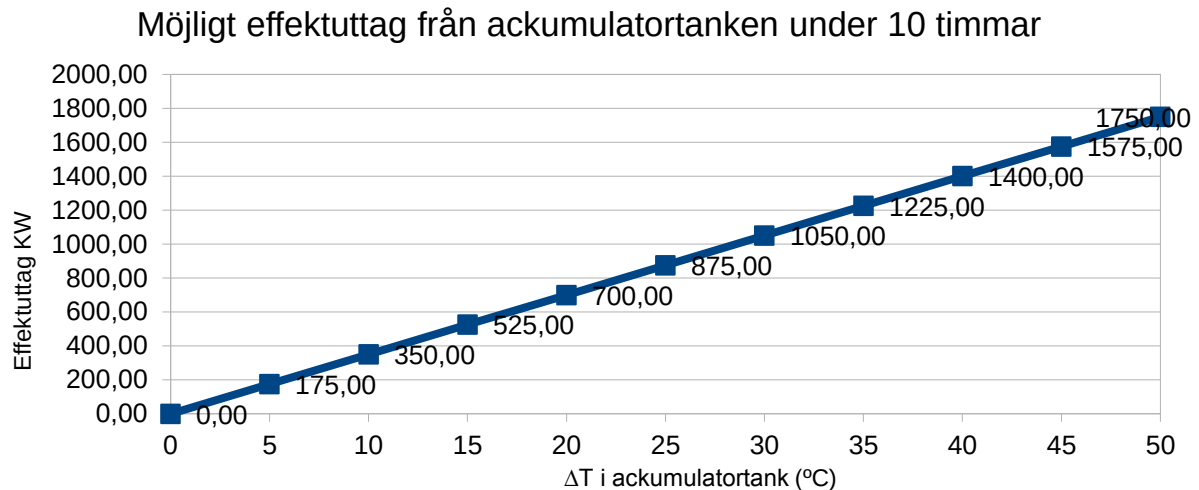
Ett annat möjligt användningsområde som finns för HT-vattnet är att driva absorptionskylmaskiner med restvärmen från maskinerna. Besparingsmöjligheterna för detta redovisas noggrannare resultatdelen 4.4.

4.3 Är det en rimlig åtgärd rent ekonomiskt och driftsmässigt att ackumulera värme ombord i en barlasttank?

4.3.1 Energilagringskapacitet i en 300 m³ ackumulatortank



Figur 10 - visar ett diagram över energilagringskapacitet i en ackumulatortank med en storlek på 300 m³ beroende på de temperaturintervall man använder



Figur 11 - visar ett diagram på den värmeeffekt man kan ta ut under 10 timmar ur en 300 m³ ackumulatortank beroende på de temperaturintervall man använder i ackumulatortanken

Om värmebäraren i ackumulatortanken håller ca 90 °C vid ankomst, så kan man använda värmebäraren ner till en temperatur av ca 55 °C vintertid genom att pumpa runt den i systemet. Energitillgången från värmebäraren i ackumulatortanken, i temperaturintervallet 90-55 °C är enligt nedan:

Ekvation 1

$$300 \cdot 4.2 \cdot (90 - 55) / 3600 = 12.25 \text{ MWh}$$

Det möjliga effektuttaget under 10 timmar blir då:

$$12.25 / 10 = 1.225 \text{ MW}$$

Det finns alltså en tillgänglig värmeeffekt som uppgår till hela 1225 kW i 10 timmar då man använder ett temperaturintervall på 90-55 °C, detta gör att man då klarar att tillgodose värmebehovet ombord trots att man har en utomhustemperatur på ca – 25 °C enligt Bilaga 1.

När temperaturskillnaden mellan luft och det värmebärande vattnet minskar, måste man kompensera med större flöde på det värmebärande vattnet för att uppnå samma effekt i värmebatterierna.

Man kan även använda sig av ett värmebatteri med större värmeöverföringsyta.

Då man hela tiden strävar efter att spara el, leder detta till att pumparna i värmesystemet måste drivas på högre effekt om man använder ett mindre temperaturintervall i systemet, vilket ökar värmesystemets elkonsumtion.

För att hålla elförbrukningen låg i cirkulationssystemet finns därför en möjlighet att använda ett mindre temperaturintervall i värmebatterierna. Om man istället räknar på att använda ett temperaturintervall mellan 90-70 °C ger detta en ett möjligt effektuttag enligt nedan:

Ekvation 1

$$300 \cdot 4.2 \cdot 20 / 3600 = 7 \text{ MWh}$$

Det möjliga effektuttaget under 10 timmar blir då:

$7/10 = 0.7 \text{ MW} \rightarrow 700 \text{ kW}$ värmeeffekt tillgänglig från systemet.

De 700 kW som finns tillgängligt för att värma fartyget, räcker enligt beräkningarna från studiebesöken, till att förse fartyget med all värme via ackumulatortanken då utomhustemperaturen ligger på minus 5-7 °C. En utomhustemperatur på omkring minus 5-7 °C är en ganska normal utomhustemperatur under vintertid.

4.3.2 Möjligheterna för uppladdning av värme i ackumulatortanken

Ombord på Scandinavica används vanligen fyra huvudmaskiner under en överfart och i vissa fall går man ner på tre maskiner för att på så sätt spara bränsle. Dessa huvudmaskiner är enligt bakgrunden i detta arbete, försedda med varsin avgaspanna med ett möjligt effektuttag på ca 1300kW. Den tillgängliga värmeeffekten från avgaspannorna ligger då på max 5200kW vid drift på fyra maskiner och på max 3900kW vid drift på tre maskiner. Den värmeeffekt som inte behövs under överfarten dumpas i dumpkondensorn och går på så sätt förlorad.

Värmebehovet är som störst under en överfart på vinterhalvåret dels på grund av att utomhustemperaturen vanligtvis går ner lite nattetid, men även på grund av att man måste värma bränslet. Då det under överfarten finns stor tillgång av gratis energi i form av ånga från avgaspannan sker även uppvärmning av bunkertankar under denna tid, för att sedan kunna stänga av värmningen av bunkertankarna under hamnvistelsen. Man använder sig då av max två avgaspannor vintertid.

Värt att notera är att man vid årsskiftet 2014-2015, då man måste gå över till lågsavvligt bränsle inte längre kommer behöva värma detta bränsle, detta leder då till att värmebehovet ombord minskar ytterligare.

Om man då räknar med ett driftsfall på Scandinavica med att man under en överfart har tre huvudmaskiner igång, vilket innebär effekten från minst en av avgaspannorna kommer gå direkt till dumpkondensor. Detta leder till att de kommer finnas tillgång till minst 1300kW från avgaspannorna året runt. Om man då räknar med att fartygets avgaspannor kan utnyttjas till full effekt under minst 12 timmar per dygn, ger detta en energimängd på minst:

$$1300 \cdot 12 = 15600 \text{ kWh}$$

Om man använder en 300 m³ ackumulatortank och räknar med att man använder ett ΔT på 30 °C blir erforderligt energimängd för uppvärmning av ackumulatortanken:

$$(300 \cdot 4,2 \cdot 30) / 3600 = 10\,500 \text{ kWh}$$

Detta innebär att man även vid det lägsta belastningsfallet (när man kör tre maskiner) har en överskottsenergi på cirka:

$$15\,600 - 10\,500 = 5100 \text{ kWh}$$

Detta motsvarar 33% överskottsenergi vid lägsta belastningsfallet.

4.3.3 Barlasttankens förutsättningar som ackumulatortank enligt teorin

Enligt allmän teori kring en ackumulatortank gäller det att dessa tankar bygger mycket på höjden.

Detta för att värmeenergin i tanken skall skikta sig så att vattnet med högst värme hamnar längst upp och det kalla vattnet längst ner. Man tar då ut värmen från ackumulatortanken i övre delen och återför returen till den nedre delen. Då tanken ombord endast har en höjd på 5.3 m gör detta att man inte kan få särskilt stor effekt av dess skiktning. Om man skall få en bra skiktning i tanken borde den nog vara ungefär dubbelt så hög som bred.

Då tanken är placerad på ett fartyg innebär detta också att sjögången gör att skiktningen riskeras att brytas. Ett sätt att undvika detta är genom att tillse att tanken hela tiden är helt full, detta för att undvika skvalp. Man får då använda sig av en expansionstank för att ta upp volymändringen som sker när temperaturen ändras. I detta fall kommer endast tanken användas till kaj, så problem till följd av skvalp ses som begränsade.

4.3.4 Tankens placering i fartyget

Då tanken står i direktkontakt med en färskvattentank gör detta att den kan räknas som olämplig redan från början att använda som ackumulatortank, då en höjning av temperaturen i färskvattentanken kan leda till bakterieproblem Boverket (2015). Detta gör att man i detta arbete kan döma ut möjligheterna att använda denna tank som ackumulatortank ombord på Scandinavica.

Om tanken bara hade vart omgiven av luftspalter och liknande hade möjligheten funnits att använda tanken som en ackumulatortank.

4.3.5 Värmeförluster från barlasttanken

För att få en uppfattning om hur stora värmeförlusterna från ackumulatortanken är, följer nedan en förenklad beräkningsmodell som beskriver två olika beräkningsfall: första beräkningsfallet är en oisolerad tank i 14 mm stål och andra beräkningsfallet är en tank i 14 mm stål med 0.2m isolering i form av mineralull. ackumulatortankens temp sätts till 95 °C och omgivningen till 20 °C för att få största möjliga förlust. K-värdet är 0,033 för mineralull och 46 för stål enligt (Alvarez, H 2006) Ytan på tanken är uppskattad till 273 m² enligt Bilaga 1.

Ekvation 5

$$ACKförlust = A * \frac{t_1 - t_3}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2}}$$

Beräkningsfall ett:

$$273 * (95 - 20) / (0,014 / 46) = 67 \text{ kW}$$

Beräkningsfall två:

$$273 * (95 - 20) / (0.014 / 46 + 0.2 / 0.033) = 3,4 \text{ kW}$$

Då absorptionskylmaskinen kräver en ganska hög temperatur på värmekällan gör detta att man bör isolera tanken för att inte riskera att tappa värmen för fort. Det är heller inte så lämpligt att sprida värmen från tanken till de omkringliggande områdena i fartyget.

Då luft har värmeledningstalet 5 jämfört med vattnets 500 gör detta att vatten leder bort 100 gånger mer värme från tanken. Då den oisolerade tanken med luft i sin omgivning hade värmeförluster på cirka 67 kW oisolerat, ger detta en värmeförlust på följande:

$$0.067 \cdot 100 = 6,7 \text{ MW}$$

Om man räknar på att man bara har skrovvkontakt med en sida blir värmeförlusterna lite förenklat följande:

$$6.7/6 = 1.1 \text{ MW per tanksida}$$

Detta visar att de räcker med att en sida av tanken står i kontakt med skrovet/kallt vatten för att energiförlusterna skall bli ohanterligt stora i ackumulatortanken. Då denna tank står i kontakt via en sida med färskvattentanken får den därför för stora värmeförluster för att kunna användas som ackumulatortank.

4.3.6 Möjlig besparing med ackumulatortank

I kapitel 4.3.1 visas att man genom att använda en temperaturdifferens på 90-55 °C kan ta ut 1225 kW från ackumulatortanken. Detta resulterar i att man kan förse fartyget med all nödvändig värme från en ackumulatortank i den storleken, ner till en utomhustemperatur på ca -25 °C .

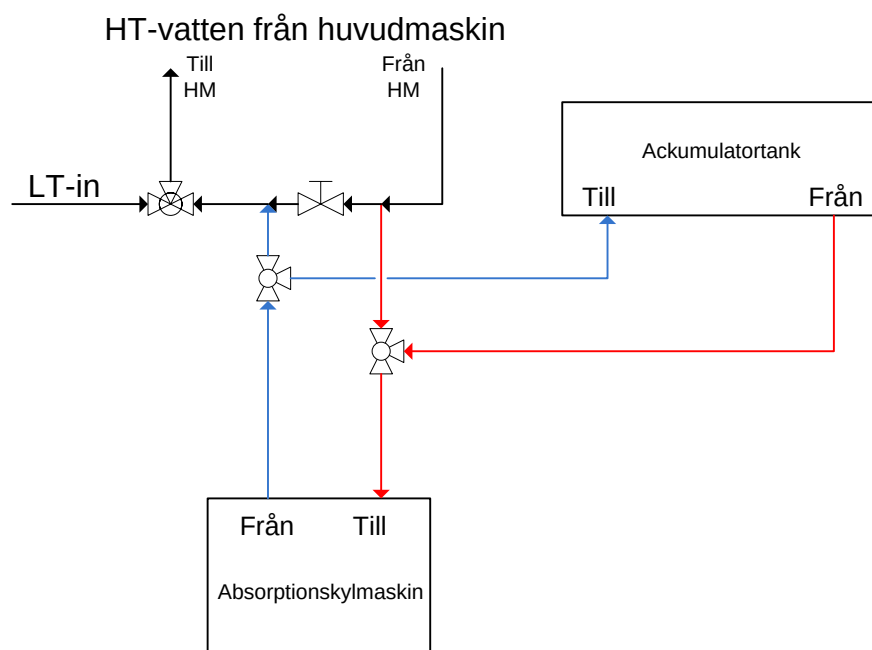
Alltså kan man spara hela kostnaden som räknades fram i Bilaga 1, för värmningen. Detta resulterar i en möjlig besparing på 762 750 kr per år.

4.4 Kan denna lågtemperaturvärme användas i en absorptionskylmaskin ombord?

4.4.1 Inkopplingsmöjligheter för absorptionskylmaskin

Då en absorptionskylmaskin behöver värmeeffekt dygnet runt under sommarsäsongen för att hålla processen igång, krävs utöver restvärme från huvudmaskinerna även en annan värmekälla. Att driva en absorptionskylmaskin med hjälp av en ackumulatortank under de tider huvudmaskinerna inte går, hade varit ett bra alternativ. Man får då koppla rören med exempelvis två stycken 3-vägsventiler så att man snabbt kan skifta över mellan ackumulatortank-drift och HM-drift.

En absorptionskylmaskin som är inkopplad på HM-drift skall då drivas av HT-kretsen som har en temperatur på omkring 85-90 °C utgående från HM. Om en absorptionskylmaskin drivs av HT-kretsen gäller att absorptionskylmaskinen är kopplad i serie med utgående HT-vattnet, detta för att använda de temperaturintervall som behövs, dock max 15 °C. Man leder sedan HT-vattnet vidare för värmeväxling, så att rätt ingående temperatur till HM kan upprätthållas.



Figur 12 – Beskriver ett system där det är möjligt att driva en absorptionskylmaskin med drift på HT-system eller med hjälp av en ackumulatortank.

4.4.2 Tillgänglig värmeeffekt för absorptionskylmaskin

Den tillgängliga värmeeffekten för en absorptionskylmaskin finns från två olika källor, dels huvudmaskinernas HT-krets men även från ackumulatortanken på de tider fartyget ligger stilla under dagen.

Från huvudmaskinerna finns en tillgänglig effekt från HT-kretsen på 1575 kW per maskin. Då Scandinavica går med mellan 2-4 maskiner under en överfart finns 3150-6300 kW som tillgänglig värmekälla för en absorptionskylmaskin.

När man använder ackumulatortanken som värmekälla för absorptionskylmaskinen finns enligt figur 11 i 4.3.1 en tillgänglig värmeeffekt på 525 kW under förutsättning att man laddar ur ackumulatortanken jämnt under de 10 timmar man är till kaj.

I tabellen nedan visas tillförd värmeeffekt, åstadkommen kyleffekt i absorptionskylmaskinen och vad de innebär för massflöde till absorptionskylmaskinen. Varje effekt är angiven vid ett ΔT på 5 °C värt att notera är att om man ökar ΔT till 10 °C innebär det att man kan halvera massflödet. Man kan använda en värmekälla ner till ca 70 °C för att driva en absorptionskylmaskin, enligt Magnus Örn GMAB.

Värmeeffekt kW tillförd	Åstadkommen Kyleffekt kW	ΔT	Flöde m ³ /h
400	267	5	19,1
600	400	5	28,7
800	533	5	38,3

1000	667	5	47,9
1200	800	5	57,4

Tabell 1 – Visar hur stort flöde man behöver från värmekällan vid ett ΔT på 5 °C.

4.4.3 Tillgänglig kyleffekt från absorptionskylmaskin

Då en absorptionskylmaskin har ett COP-värme faktor på omkring 0.6-0.7 gör detta att man har tillgång till följande kyleffekt:

$$3150/0,65 = 2100 \text{ kW}$$

När absorptionskylmaskinen drivs av ackumulatortanken har man en tillgänglig värmeeffekt på 525 kW under de 10 timmar man ligger till kaj. Denna effekt används då som värmeeffekt och följande kyleffekt är då möjlig att ta ut från absorptionskylmaskinen:

$$525/0,65 = 340 \text{ kW}$$

4.4.4 Driftlägen och dimensionering på absorptionskylmaskin

Efter studiebesöken gjordes en uppskattning på erforderlig kyleffekt för att tillgodose komfortkylbehovet ombord, underlag till denna uppskattning finns i Bilaga 1. Resultatet av denna uppskattningen, är att komfortkylbehovet ligger på max 750 kW i de förhållandena som fartygen trafikerar idag.

Som nämnts tidigare i teorin om absorptionskylmaskin behöver absorptionskylmaskinen köras kontinuerlig, med så få start/stopp som möjligt.

Då absorptionskylmaskinerna har en reglerbar effekt mellan 10-100%, bör systemet i så fall ha en funktion som gör att om kylbehovet överskrider den tillgängliga kyleffekt som uppskattats, så skall en kompressorkylmaskin gå in och ta en del av den komfortkyleffekt som erfordras. Detta för att säkerställa att drivkällan på absorptionskylmaskinen under hela hamnvistelsen skall hållas på minst 10% för att hålla absorptionskylmaskin-processen igång. Om man lyckas med att få ett system som fungerar på detta sätt, kommer det vara möjligt att endast behöva göra ett start och stopp per år, alltså start på våren och stopp på hösten. På vintertid används endast frikyla för att tillgodose de begränsade kylbehov som finns ombord.

En lämplig dimension på absorptionskylmaskinen är cirka 700 kW, detta för nå upp till det maximala behovet på 750 kW.

De absorptionskylmaskiner som studerats från Götaverken Miljö AB (GMAB) har möjlighet att kyla köldbäraren till temperaturer på mellan 3-5 °C. Då temperaturen med kompressorkylmaskinerna idag håller köldbäraren på mellan 4-8 °C gör att absorptionskylmaskinen svarar bra på kraven som ställs.

Man kan till absorptionskylmaskinerna använda en värmekälla på mellan 70-110 °C vilket gör att de är möjligt att köra även med ackumulatortanken som värmekälla.

4.4.5 Installationskostnad för absorptionskylmaskin

Installationskostnaderna för en absorptionskylmaskin består bland annat i rördragning, inköp av absorptionskylmaskinen, montering och kabeldragning för kraft och övervakningssystem. I nedanstående beräkningar är rördragningen samt inköpskostnaden för

absorptionskylmaskinen bekräftade via en varvsspecifikation från svenskt varv samt via kontakt med Göta Verken Miljö AB. Resterande kostnader grundar sig på en uppskattning från författaren.

Rördragningen

Enligt tabellen i kap 4.4.2 kommer det innebära ett maximalt flöde på omkring $50 \text{ m}^3/\text{h}$ då energibehovet är 1000 kW till absorptionskylmaskinen. Enligt en beräkning av rördimensionen som gjorts kommer det att behövas en rörledning på 76mm alltså går man upp till 80mm standarden, för att inte överstiga den rekommenderade strömningshastigheten på 3 m/s. Då rördragning totalt kommer uppgå i en längd av ca 280m gör detta att man bör gå upp åtminstone en dimensionsnivå till 100 mm rör. Enligt en varvspecifikation från ett svenskt varv jag har haft tillgång till, kostar 100 mm rör ca 2600 kr/m.

Detta ger en materialkostnad på:

$$280\text{m} \cdot 2600 = 728\,000$$

Det kommer utöver detta behöva svetsas två flänsar med ca 6m emellan, pris per fläns är 1000 kr så det tillkommer ca 50-60 000 kr på detta. Om man räknar på en kostnad på omkring 800 kr löpmetern för isolering av röret tillkommer ytterligare 225 000 kr. Vidare krävs det lite rörklammer och upphängningsanordningar på ca 100 000 kr till. Rördragningen kommer då totalt kosta ca 1 113 000 kr.

Inköp absorptionskylmaskin

En absorptionskylmaskin på ca 750 kW som motsvarar maxbehovet kommer i dagsläget kosta 1 200 000 kr enligt Magnus Örn på Götaverken Miljö AB.

Montering och inkoppling

Vi kan räkna med en kostnad för detta på ca 300 000 kr.

Detta ger en uppskattad totalkostnad på 2 613 000 kr.

4.4.6 Möjlig driftbesparing med absorptionskylmaskin

Under en 2-dygnsperiod används el från landström (0.50 kr kWh) under 9 timmar och resterande 39 timmar kommer energin från egenproducerad el. (1.5 kr kWh) Alltså kommer 19 % av elen från landströmmen och 81 % från egenproducerad el.

Detta ger följande kostnad:

$$(456\,000 \cdot 0.19 \cdot 0.5) + (456\,000 \cdot 0.81 \cdot 1.5) = 597\,000 \text{ kr per år.}$$

4.4.7 Möjlig besparing med absorptionskyla

Då totalkostnaden för installation av en absorptionskylmaskin uppskattats till 2 600 000 kr och en möjlig driftbesparing är uppskattad till ca 600 000 kr per år, gör detta att avbetalningstiden blir ca 4 år.

5. Diskussion

5.1 Resultatets potential i framtiden

Då miljökraven på sjöfarten hela tiden höjs innebär det en stor förändring i de bränslen man kan använda till sjöss i framtiden. Som står beskrivet i inledningen är ett byte från exempelvis HFO till bränslen med lägre svavelinnehåll exempelvis LNG, metanol eller MDO en troligen nödvändig åtgärd i framtiden (om man inte använder scrubber). I samband med detta kommer bränslekostnaderna troligen höjas, vilket leder till att besparingarna som föreslås i detta arbete kommer öka ytterligare i framtiden.

Då miljömärkning av fartyg och höjda krav från såväl lastägare som passagerare på hur energieffektivt fartygen är, finns även här en fördel med att energieffektivisera fartygen enligt förslagen i detta arbete. IMO har även inlett arbete med EEDI (Energy Efficiency Design Index) som är ett mått på hur energieffektiva fartygen är.

5.2 Användning av energi från kylvattnet

5.2.1 Kylvatten som uppvärmningskälla

Då en av förutsättningarna för en god värmeöverföring är ett högt ΔT , gör detta att kylvattentemperaturen på ca 85-90 °C ofta är för låg för att använda i värmesammanhang. Inom vissa uppvärmningsprocesser ombord exempelvis värmning av ingående olja till separatorn på ca 90 °C har inte kylvattnet tillräckligt hög temperatur för att kunna användas. I dessa system kommer man behöva använda ånga för att få ett högre ΔT .

Då HFO som också kräver värmning från ångan, håller på fasas ut gör detta att andelen värmekonsumenter som kräver högtemperaturvärme minskar efter de att man gått över till lågsavvligt bränsle.

En process där energin från kylvattnet hade varit full tillräcklig är bland annat för uppvärmning av inredningen, i detta system ligger ofta utgående temperatur på omkring 50-90 °C beroende på årstid och utomhustemperatur. Idag används dock ånga för att värma dessa delar fartyget, mest på grund av det stora överflöd på denna energi, men även på grund av dess höga temperatur vilket leder till liten yta krävs i värmeväxlaren. En annan anledning till att inte använda kylvattnet är den stora kostnaden för installation, men även kostnaden för driften av cirkulationspumpar i ett sådant system.

Om man i framtiden strävar efter att gå på två maskiner under en överfart för att spara bränsle, gör detta att man troligen blir tvungen att använda energi från kylvattnet för att värma fartyget. Detta för att avlasta avgaspannan från erforderligt effektuttag från värmningen av inredningen under överfarten och på så vis spara en större mängd ånga för att använda i till uppladdningen av en ackumulatortank ombord.

5.3 Möjligheterna för en barlasttank som ackumulatortank på Scandinavica

5.3.1 Begränsad skiktning

Då tanken är endast 5.3 m hög gör detta att möjligheterna för skiktning i tanken är väldigt små. Detta förenklas inte heller av risken att sjögång kommer bryta skiktningen under uppladdningstillfället. Två åtgärder man kan ta till för att undvika att skiktningen bryts av sjögången är de som beskrivs i teorikapitlet angående ett rörligt lock i ackumulatortanken men möjligheten finns även att se till att hålla ackumulatortanken helt full av vätska och ha en expansionstank som kompenserar för temperaturutvidgningen. Att använda sig av en expansionstank är nog det mest rimliga kostnadsmässigt speciellt om det är en ombyggnad av befintligt fartyg.

Om man hade haft tillgång till en tank med samma volym som hade byggt avsevärt högre, hade detta troligen lett till att risken att skiktningen bryts hade minskat.

5.3.2 Att använda ackumulatortank ombord

Trots ovanstående borde det fungera bra att använda en ackumulatortank ombord på passagerarfartyg, problemet ligger mer i att hitta en bättre avpassad tank än en låg barlasttank utan isolering. På de fartyg som redan har en tank med god höjd och som ej står i direktkontakt med skrovet, tror jag möjligheterna är stora att använda denna som en ackumulatortank. En förutsättning för en sådan tank bör vara att den isoleras då temperaturintervallet är ganska litet, när ackumulatortanken skall gå som värmekälla för en absorptionskylmaskin. Om idén är att bara använda den som en ackumulatortank för att förse båten med värme, kan isolering ses som mindre viktig del då den i värmningssyfte kan arbeta inom ett större temperaturintervall.

5.4 Möjligheterna för en absorptionskylmaskin ombord

5.4.1 absorptionskylmaskinernas anpassning till sjöförhållandena

I dagsläget är det inte många absorptionskylmaskiner som är anpassade för att användas i marin miljö, detta på grund av att absorptionsprocessen blir mycket svårreglerad vid sjögång och skakningar.

Det är därför viktigt att man väljer rätt typ av absorptionskylmaskin för ändamålet, i de område som Scandinavica trafikerar nu hade de antagligen fungerat med en absorptionskylmaskin för landbaserat bruk, men då man snabbt vill kunna ändra trafikområde på fartygen är det lika bra att installera en absorptionskylmaskin som är anpassad för marin miljö.

5.4.2 Kraven på värmekällan

Då en absorptionskylmaskin-process har en lång starttid kräver detta som sagt att processen kan hållas igång dygnet runt och att temperaturen på värmekällan hålls konstant eller ändras relativt långsam.

Att använda en absorptionskylmaskin i kombination med en ackumulatortank, förutsätter att ackumulatortanken inte har för stora värmeförluster, då ingående temperatur till ackumulatortanken inte får understiga 70 °C. Under förutsättning att ackumulatortanken har låga värmeförluster, skulle denna kombination av ackumulatortank och absorptionskylmaskin fungera bra.

5.5 Möjligheterna för dessa system på liknande fartyg

Så länge det finns en bra tank ombord att använda som ackumulatortank, ser jag inga hinder till att ett system med en ackumulatortank kan användas ombord på de flesta fartygen. Dock innebär det en större besparing att köra ett sådant system på ett passagerarfartyg som har ett större värme/kylbehov än exempelvis på en tankbåt. För att en ackumulatortank skall vara lönsamt förutsätts att fartyget har långa hamnuppehåll och här måste förses med energi som ses som kostsam.

5.6 Metoddiskussion

5.6.1 Metodval

Arbetet har bedrivits som en fallstudie, vilket har varit det enda rimliga metodvalet för det valda ämnet.

5.6.2 Reliabilitet och validitet

Tre osäkerhetsfaktorer som funnits under arbetet är:

- Arbetet med att fastställa temperaturvariationerna som blir över ett år.
- Fastställa hur stor kyl- och värmebehov som finns vid de olika utomhustemperaturerna.
- Fastställa hur luftfuktigheten utomhus påverkar kyl- och värmebehovet, då avfuktning av inomhusluften konsumerar både kyla och värme.
- De saknas viss analys i de termodynamiska verkningsgraderna på en absorptionskylmaskin och hur temperaturnivåerna och regleringsproblematik till följd av sjögång påverkar detta.

Mycket arbete har lagts på de två första punkterna och validiteten och reliabilitet på detta område anses som god.

På den tredje punkten gällande luftfuktigheten, har det inte tagits i lika stor hänsyn som de andra två punkterna. Här har det istället använts tester och erfarenheter från maskinbefälen för att konstatera vad luftfuktigheten har för inverkan på energibehovet för kyla och värme. Detta gör att om luftfuktigheten är högre eller lägre än normalt under längre perioder så finns det här en osäkerhet kring exakt hur energibehovet förändras.

6. Slutsatser

6.1 Kan restvärme från kylvattnet användas för att spara energi ombord?

Att använda kylvatten som värmekälla ombord har visat sig ge möjligheter till stora besparingar, då kylvattnet erbjuder en stor energimängd. Kylvattnet kan användas till flertalet värmeprocesser där man ej behöver en högtemperaturkälla exempelvis till drift av en absorptionskylmaskin, värmning av tappvarmvatten och till värmning av inredningen.

Så länge ångan från avgaspannorna inte är någon bristvara ombord, är det ej lönsamt att använda kylvattnet som energikälla. Om tillgången på ånga reduceras till följd av exempelvis laddning av en ackumulatortank, gör detta att man då bör omvärdera möjligheterna att använda energin från kylvattnet till värmning av tappvarmvatten och för värmning av inredningen.

6.2 Är det möjligt att använda en ackumulatortank ombord på fartyg och hur lönsamt är det?

Undersökningen har visat att det ej är möjligt att använda den valda barlasttanken som en ackumulatortank ombord, då den står i direktkontakt med färskvattentanken. Om ackumulatortanken värmer upp färskvattentanken kommer detta innebära problem med bakterietillväxt i färskvattentanken.

Att använda en isolerad tank ombord som ackumulatortank har visat sig riktigt lönsamt, då den både kan användas för att värma fartyget vid hamnuppehåll, men även för att driva en absorptionskylmaskin.

Helst skall denna tank vara ganska hög för att erbjuda möjligheten med skiktning.

Den totala besparing med att använda en ackumulatortank kan i dagens läge uppskattas till 762 750 kronor, enligt Bilaga 1 till detta arbete.

6.3 Finns det möjlighet att använda en absorptionskylmaskin ombord och hur stora kan besparingarna på detta bli?

Att använda en absorptionskylmaskin ombord har visat sig ge möjlighet till en besparing på cirka 597 000 kr. En förutsättning är att absorptionskylmaskinen kan drivas dygnet runt under sommarperioden med HT-kretsen under överfart och med hjälp av en ackumulatortank under hamnvistelse.

Investeringskostnaden hamnar på ca 2,6 miljoner för en absorptionskylmaskin på 700 kW samt installation av denna. Med en besparing på 600 000 kr per år gör detta att avbetalningstiden blir ca 4 år. Om man utgår från att bränslepriset går upp i samband med byte av bränsle ökas den beräknade besparingen och avbetalningstiden blir kortare.

Referenser

Alvarez, H. (2006) *Energiteknik*. 3.uppl., Lund:Studentlitteratur.

Axeteg, C. & Sällman, H. (2009) *Möjligheterna att använda absorptionskylsystem för komfortkyla ombord på fartyg*. Kandidatarbete inom sjöingenjörsprogrammet, Chalmers Tekniska Högskola. Göteborg: Högskolan.

Boverket (2015) *Legionella och dricksvatten*

<http://www.boverket.se/sv/byggande/halsa-och-inomhusmiljo/vatten--avlopp/legionella-och-dricksvatten/>

[2015-01-21]

Ekoff, P. & Lund, J. (2006) *Absorptionskyla i Linköpings energisystem*. Examenarbete för civilingenjörsutbildningen i maskinteknik, Linköpings Tekniska Högskola.

Ekroth, I. & Granryd, E. (2006) *Tillämpad termodynamik*. Lund:Studentlitteratur.

Fredriksen, S. Werner, S. (1993) *Fjärrvärme*. Lund: Studentlitteratur.

GEA Refrigeration Technologies (2014) Gresco absorption refrigeration system for marine application

http://www.gearefrigeration.com/en-us/News-and-Media/news/Pages/CSGresco_Gresco-absorption-refrigeration-system-marine.aspx

[2014-11-29]

Gjersvold, F. & Lindberg, B. (2009) *Fjärrvärmedriven kyla i Luleå*. Examensarbete på masternivå. LTU-EX 09/140—SE. Luleå Tekniska Universitet. Luleå: Högskolan.

Oltegen, D. (2003) *Modellering och optimering av spillvärmesystem på Shell Raffinaderi AB för ökad fjärrvärmeleverans*. Examensarbete 2-03. Chalmers Tekniska Högskola. Göteborg: Högskolan.

Pedersen, S., Gustavsen, J., Kassa, S. & Olsen, O. (2006) *Teknisk formelsamling med tabeller* 6. uppl., Oslo:Universitetsförlaget.

Peiwen Li, Jon Van Leww, Wafaa Karaki, Cholik Chan, Jake Stephens, Qiuwang Wang. (2011) *Generalized charts of energy storage effectiveness for thermocline heat storage tank design and calibration*. ELSEVIER.

SMHI (2014) *Normal medeltemperatur*

<http://www.smhi.se/klimatdata/meteorologi/temperatur>

[2014-03-19]

Svenskfjärrvärme (2013) *Fjärrvärme förhindrar halka*.

<http://www.svenskfjarrvarme.se/Nyheter/Nyhetsarkiv/2013/Fjarrvarme-forhindrar-halka/>

[2013-11-13]

Willstrand, O. (1997) *Värdet av värmelagring i Göteborgs fjärrvärmesystem*. Examensarbete T97-223. Chalmers Tekniska Högskola. Göteborg: Högskolan.

Bilaga 1 - Information om fartyget Stena Scandinavica

Allmänt: (information från ombordanställda)

- På Stenas Kiellinje strävar man efter minimal elförbrukning då man ligger till kaj. Detta för att minska kostnaderna då man i Göteborg är inkopplad på landström och i Kiel kör man med generatordrift på dyrare bränsle med lågt svavelinnehåll.
- Till sjöss går all värme på avgaspannan och man passar då på att värma alla bunkertankar för att skapa en temperaturmarginal till börvärdet. Detta för att sedan kunna stänga av värmningen på tankarna till kaj, då värmen inte är ”gratis” längre.
- När fartyget ligger till kaj används den oljeeldade pannan för att förse fartygets diverse processer med den värme den behöver för t ex separatorer och värmning på maskinerna.
- Värmen till inredningen förses med hjälp av elpatroner då fartygen ligger till kaj i Göteborg och med en ångvärmare då de ligger till kaj i Kiel.

1.1 Möjlig värmeeffekt

Scandinavica:

På Scandinavica fanns ingen bra dokumentation på just panneffekten så detta räknades istället fram, de framräknade värdena har kontrollerats med data från Stena Germanica för att kontrollera att dessa är rimliga.

Följande data fanns dock om pannan:

Massflöde ånga: 3500kg/h

Matarvattentemperatur: 80°C → i-mava (entalpi)=335kJ/kg

Ångtemperatur och tryck: 350°C vid 7 bars tryck → i-ånga (entalpi) = 3205 kJ/kg

Ekvation 4 nedan ger panneffekten med avseende på mängden producerad ånga.

Ekvation 4

$$\dot{m} \cdot \Delta i = P$$

$$\dot{m} / 3600 \cdot i_A = \text{panneffekten } P$$

$$\text{Alltså: } 3500 / 3600 \cdot (3205 - 335) = 2790 \text{ kW}$$

Då det finns två oljeeldade pannor ombord, kan dessa då producera 5580 kW tillsammans.

Det finns 4 st avgaspannor ombord med en effekt på ca 1300 kW vardera enligt Jan Sanborn som är maskinchef på Stena Scandinavica.

På Scandinavica hade det dessutom installerats 2*270 kW elpannor för att uteslutande med hjälp av landström kunna förse fartyget med den värme de behöver ombord.

Ombord fanns också elpatroner seriekopplade med ångvärmare för att kunna förse fartygets inredning med den värme som behövs vid landström.

Elpatronerna hade en effekt på $6 \cdot 133 \text{ kW} = 800 \text{ kW}$ totalt, samma effekt som ombord på Germanica.

Summering:

Oljeeldad panna: 2*2790 kW

Avgaspannor: 4*1300 kW

Elpannor: 2*270 kW

Elpatroner: $6 \cdot 133 \text{ kW} = 800 \text{ kW}$ totalt, endast 2*133 kW användes på Scandinavica då de andra var ur funktion vid besöket.

1.2 Möjlig kyleffekt

Allmänt:

- Frikyla genom ett sjövattnssystem kan användas på vinterhalvåret då behovet av kyla är litet och sjövattemperaturen är låg.

Scandinavica:

Ombord finns 2 st York kompressorkylmaskiner (kompressorkylmaskin).

Med följande info:

Kylkapacitet: 1750 kW per kompressorkylmaskin, 2330kW vid drift med båda.

Kyleffekten kan styras mellan: 10%-100%

Effekt elmotor, kompressor: 460kW

Köldfaktorn COP: $1750/460=3,8$

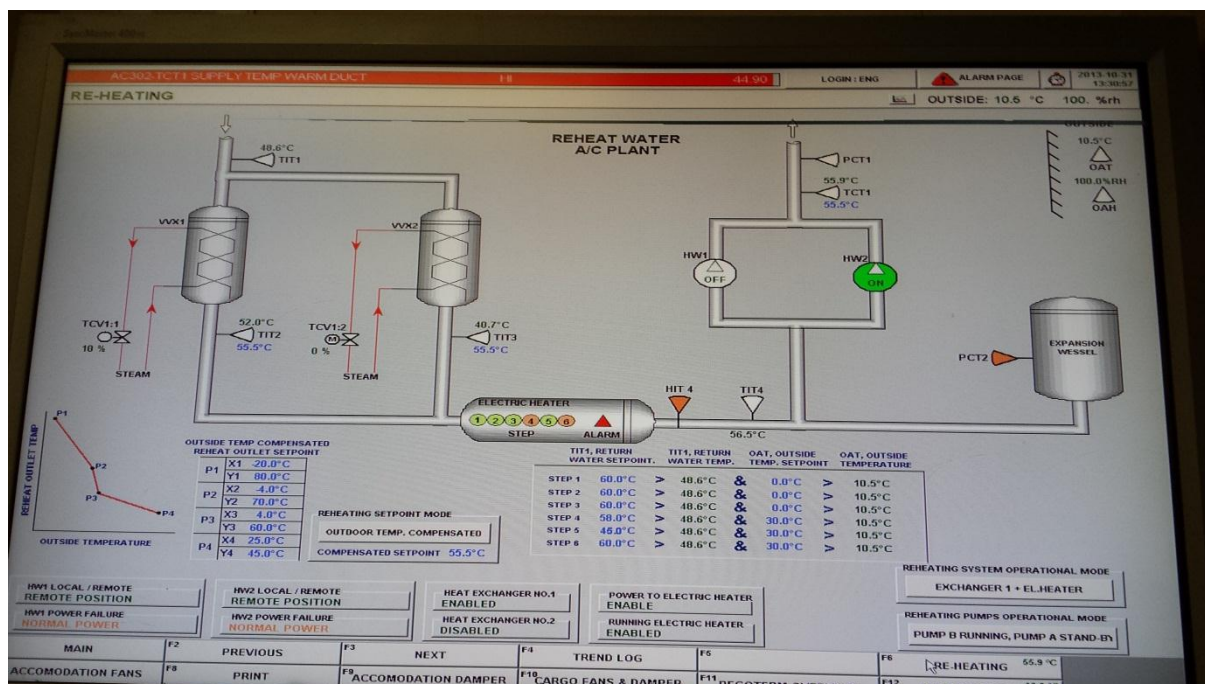
Sjövattemp: max 32°C

Köldbärare: vatten

Köldbärartemperatur: +6°C utgående från kompressorkylmaskin och +12°C ingående temp.

1.3 Värmebehov

På dagtid då fartygen ligger till kaj i Göteborg värms de värmebärande vattnet med elpatronerna som redan nämnts ovan och vid behov så tas energi från ångsystemet. I Kiel däremot värmer man de värmebärande vattnet enbart med hjälp av ångsystemet. Systemet har en arbetstemperatur mellan 50 till 80 °C beroende på utomhustemperaturen.



Figur 13 - Skärmdump från Stena Scandinavica över deras REHEAT WATER-system som förser fartygets inredning med värme.

Bilden ovan visar vilken temperatur som används i Scandinavicas värmesystem beroende på utomhustemperaturen. Temperaturintervallet ut till värmebatterierna ligger på mellan 45-80 °C vid en utomhustemperatur i intervallet 25 till -20 °C. Detta enligt informationen från styrsystemet som syns på skärmdumpen.

Tabell 1

Inställningspunkt	X	Y
P1	X1 = -20 °C	Y1 = 80 °C
P2	X2 = -4 °C	Y2 = 70 °C
P3	X3 = 4 °C	Y3 = 60 °C
P4	X4 = 20°C	Y4 = 45 °C

Tabell 2 visar det exakta styrvärdena (Y) på utgående värmebärare som används vid de olika utomhustemperaturerna (X). Mellan inställningspunkterna blir temperaturen på utgående värmebärare linjär mot utomhus temperaturen.

En beräkning på energibehovet för uppvärmningen under en vinterdag med -5 °C i utomhustemperatur:

Både värmepatronerna på 266 KW (från sammanställningen av värmetillgångar på Scandinavica) samt ångvärmaren är i drift för att tillgodose energibehovet vid detta belastningsfall. Temperaturen ut till konsumenterna ligger på 71.4 °C och returtemperaturen ligger på 59 °C. Temperaturintervallet över värmepatronerna ligger i detta fallet på 66.5 °C in och 71.4 °C dvs ett $\Delta T = 4.9$ °C

$$P = m \cdot C \cdot \Delta T$$

Detta ger:

$$P/(C \cdot \Delta T) = m$$

$266/(4.19 \cdot 4.9) = 12.95$ kg/s i flöde på REHEAT-systemet.

$$12.95 \cdot 4.19 \cdot (71.4 - 59) = 673 \text{ KW i energibehov vid } -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Då temperaturskillnaden mellan utomhusluften och inomhusluften i detta fall blir $22 \text{ }^{\circ}\text{C} - (-5 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 27^{\circ} \Delta T$

Man kan enligt formeln:

$$Q = A \cdot \alpha \cdot T_2 - T_1 \text{ där:}$$

Q = är lika med värmeledningen per sekund

A = Areal på värmeöverförande ytan

α = värmeledningsförmågan

$T_2 - T_1$ = Skillnaden i utomhus och inomhustemperatur

Antag att värmebehovet är linjärt i förhållande till utomhustemperaturen.

$675 \text{ kW} / 27 = 25 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$ i höjning av lufttemperaturen.

Detta ger följande **tabell 3**:

Utomhus temperatur	Inomhus temperatur	ΔT	kW/ $^{\circ}$	Effektbehov kW
15	22	7	25	175 kW
10	22	12	25	300 kW
5	22	17	25	425 kW
0	22	22	25	550 kW
-5	22	27	25	675 kW
-10	22	32	25	800 kW
-15	22	37	25	925 kW

Energibehovet varierar lite (± 60 kW) beroende på bland annat vind, vilka dörrar/portar som hålls öppna till inredningen, antalet personer ombord samt vilka aktiviteter som sker i kök osv.

Detta tas inte med i beräkningen.

Nedan följer temperaturvärdena för normal medeltemperatur enligt **(SMHI 2014)**

Då temperaturområdet för Göteborg på kartan överensstämmer med Malmö kan man antaga att detta är ett medelvärde som gäller för både Kiel och Göteborg.

Tabell 4

Månad	Normal medeltemperatur
Januari	-2
Februari	-2
Mars	1

April	5
Maj	10
Juni	15
Juli	16
Augusti	16
September	13
Oktober	8
November	5
December	0

Effektbehov blir då:

Tabell 5

Månad	Effektbehov medelvärde (kW)
Januari	600
Februari	600
Mars	525
April	425
Maj	300
Juni	175
Juli	150
Augusti	150
September	250
Oktober	350
November	425
December	550

Energibehovet blir följande:

Tabell 6

Månad	Energibehov (kWh)
Januari	180000
Februari	180000
Mars	157500
April	127500
Maj	90000
Juni	52500
Juli	45000
Augusti	45000
September	75000
Oktober	105000
November	127500
December	165000
Totalt	1350000

Den totala energin som behövs för att värma fartyget blir då ca 1 350 000 kWh.

För att få fram kostnaden för uppvärmningen får man dela totala energibehovet i 2:

$$1\,350\,000 / 2 = 675\,000$$

Detta för att få fram energiförbrukningen i respektive hamn.

I Göteborg blir då besparingen:

$$675\,000 * 0,5 = 337\,500 \text{ kr}$$

Och i Kiel blir besparingen:

$$675\,000 * 0,63 = 425\,250 \text{ kr}$$

Den totala besparingen blir då 762 750 kr

1.4 Kylbehov

Nedanstående tabell är en bedömning av det kylbehov som finns på sommarhalvåret, då den höga havstemperaturen gör att man ej kan använda frikyla ombord. I samband med en ombyggnad av REHEAT och PRE-HEAT-systemen ombord på Scandinavica gjordes vissa beräkningar på hur mycket energi som gick åt per år. Beräkningarna grundar sig i att effektbehovet ökar succesivt under våren och att den högsta effekten som erfordras behöver användas under ca 15 dagar per år, för att sedan succesivt minska. Då havstemperaturen går upp under sommaren resulterar detta i att frikylan inte kan börja användas förrän mitten av oktober, vilket gör att en kylmaskin måste användas fram till dess. En annan anledning till de höga kylbehovet på hösten är att det är mycket fukt som måste kondenseras från inloppsluften. (källa till följande information är Jan Sanborn head chief på Scandinavica, som nyligen gjort en beräkning på effektbehoven ombord.)

I uträkningarna nedan används:

Ekvation 2

I **tabell 7** nedan räknas dagen som 08-22 alltså 14 timmar och natten som 22-08 vilket ger 10 timmar.

Period	Effektbehov Dag/Natt (kW)
Maj	Frikyla 15 d + 15 d * 400/200
Juni	30 d * 600/300
Juli	15 d * 750/375 + 15 d * 650/325
Augusti	30 d * 500/250

September	30 d * 400/200
Oktober	15 d * 300/150 + Frikyla 15 d
November	Frikyla hela månaden

Då kylmaskinen inte går på 100% gör detta att COP-värdet blir betydligt lägre än de 3.8 som står på märkplåten. I beräkningarna av energibehovet nedan har därför ett COP-värde på 3 används istället.

Resultatet av beräkningen leder till ett energibehov på 456 000 kWh per år för komfortkylan ombord.

1.5 Möjliga Barlasttankar som ackumulatortank

Den tank som är lämplig att använda på Scandinavica är tank 14 VB C, som är en centertank i aktern av fartyget. Tanken omges på förkant och sidor med maskinrum, ovanför finns ett switchboardrum, akter om en färskvattentank och under till finns en dubbelbotten-tank som är ett tomtutrymme som i sin tur står i kontakt med skrovet. Tanken har en volym på ca 300 m³ och är 5,3m hög.

Tankens värmeöverföringsyta

Då tanken som är 5.3m hög och har en volym på 300 m³ i stort sett är lika stor i bredd och längd ger detta en yta på:

$$300/5.3=56,6$$

$$\text{Roten ur } 56,6 = 7,52\text{m}$$

$$\text{Topp och botten yta är då, } 7,52*7,52*2=113,2 \text{ m}^2$$

$$\text{Sidornas yta är då, } 7,52*5,3*4= 159,4$$

$$\text{Totala ytan blir då ca } 273 \text{ m}^2$$

Bilaga 2 - Uträkning av kostnaden för värmeproduktion i oljeeldad panna

Förutsättningar:

Pannverkningsgrad: 84% (data från pannmanual)

Bränslet WRD:

Värmevärdet: 42.36 MJ/kg

Bränslepris: 938.7 US Dollar /MTV (Metric Ton volume)

Dollarkurs: 1 dollar = 6.63702 (dollarkurs.se 2013)

Värmeeffekt från 1kg bränsle:

$1 \cdot 42.36 \cdot 0.84 = 35.5824 \text{ MW} \rightarrow 35\,582,4 \text{ kW}$

$35582,4 / 3600 = 9,9 \text{ kWh}$

Bränslepris kr/kg:

$939 \cdot 6,63702 = 6230 \text{ kr/ton}$

$6230 / 1000 = 6,23 \text{ kr/kg}$

Bränslepris kg/Panneffekt per kg bränsle= pris per kWh

$6.23 / 9,9 = 0.63 \text{ kr} \rightarrow 63 \text{ öre per kWh}$

Bilaga 3 – Specifikation absorptionskylmaskin

ProChill - (LT 24 To LT 115 T)

ProChill™

Specifications - Low temperature hot water fired Single effect chillers - MKS

Model Number		UNIT	LT10C	LT12C	LT14C	LT16C	LT18C	LT21C
Cooling Capacity		kW	352	422	492	563	633	739
Chilled Water Circuit	Flow Rate	m ³ /hr	54.9	65.8	76.8	87.8	98.7	115.2
	No. of passes (Evaporator)	#	2					
	Friction Loss	kPa	18.6	19.6	31.4	31.4	63.7	66.7
	Connection Diameter	mmMB	150					
	Flow Rate	m ³ /hr	100	120	140	160	180	210
Cooling Water Circuit	Outlet temperature	°C	36.6	36.6	36.6	36.6	36.6	36.6
	No. of passes (Absorber)	#	2					
	No. of passes (Condenser)	#	1					
	Friction Loss	kPa	34.3	38.2	56.9	61.8	35.3	38.2
	Connection Diameter	mmNB	150			200		
Hot Water Circuit	Flow Rate	m ³ /hr	76	91	107	121	137	159
	No. of passes (Generator)	#	4		3			
	Friction Loss	kPa	43.1	43.1	30.4	30.4	56.9	59.8
Overall Dimensions	Connection Diameter	mmNB	150					
	Length (L)	mm	4100		4700		5800	
	Width (W)	mm	1500					
	Height (H)	mm	2520					
Operating Weight		x 10 ³ kg	6.0	6.3	7.1	7.3	8.2	8.6
Maximum Shipping Weight		x 10 ³ kg	5.3	5.5	6.1	6.2	7.1	7.3
Clearance for Tube Removal		mm	3200		3800		4800	
Electrical data	Absorbent Pump	kW(A)	1.5 (5.0)					
	Refrigerant Pump	kW(A)	0.3(1.4)					
	Purge Pump	kW(A)	0.75(1.8)					
	Total power consumption	kVA	6.9					
	Power Supply		415 V (±10%), 50 Hz (±5%), 3 Phase+N					

- Model Nos: LT XX C Low Temperature Hot water fired Single effect Chillers
- Chilled water inlet /outlet temperature = 12.2/6.7°C
- Cooling water inlet temperature = 29.4°C
- Hot water inlet / outlet temperature = 90.6 / 85°C
- Minimum Chilled water outlet temperature is
- Minimum Cooling water inlet temperature is
- Ambient condition shall be between 5 to 45°C

- Maximum Allowable pressure in chilled / cooling / hot water system = 7.8 bar (g)
- Control panel Electric Input = 1kW
- All Water Nozzle connections to suit ASME B16.5 Class 150
- Technical specification is based on JIS B8G22 : 2002

- 1) Model Nos: LTXX C Low Temperature Hot water fired Single effect Chillers
- 2) Chilled water inlet /outlet temperature = 12.2/6.7 °C
- 3) Cooling water inlet temperature = 29.4°C
- 4) Hot water inlet / outlet temperature = 90.6 / 85°C
- 5) Minimum Chilled water outlet temperature is
- 6) Minimum Cooling water inlet temperature is
- 7) Ambient condition shall be between 5 to 45°C

- 8) Maximum Allowable pressure in chilled / cooling / hot water system = 7.8 bar (g)
- 9) Control panel Electric Input = 1kVA
- 10) All Water Nozzle connections to suit ASME B16.5 Class 150
- 11) Technical specification is based on JIS B8G22 : 2002

ProChill - (LT 24 T to LT 115 T)
Specifications - Low temperature hot water
fired Single effect chillers - MKS

ProChill™

Bilaga 4 – Ekvationer

Ekvation 1 - Energin som kan lagras i en Ackumulatortank

$$E = m * c_p * \Delta T$$

där

E = Den energi som kan lagras i en ackumulatortank (kW)

m = massan (kg)

c_p = Specifik värmekapacitet vid konstant tryck Kj/(kg*K)

ΔT = temperaturdifferensen som är användbar i systemet. (° K)

(Peiwen et al. 2011)

Ekvation 2 – COP-el

$$COP - el = \frac{Kyleffekt}{Eltillförd}$$

där

COP-el = Förhållandet mellan producerad kyleffekt och eleffekt som är tillförd.

Kyleffekt = producerad kyleffekt (kW)

Eltillförd = elförbrukningen på kylmaskinen (kW)

Ekvation 3 – COP-värme

$$COP - värme = \frac{Kyleffekt}{Värme tillförd}$$

COP-värme = Förhållandet mellan producerad kyleffekt och tillförd värme

Kyleffekt = producerad kyleffekt (kW)

Värme tillförd = Den drivvärme som tillförts kylprocessen (kW)

Ekvation 4 - Panneffekten

$$P = \dot{m} * \Delta i$$

där

P= Panneffekten (kW)

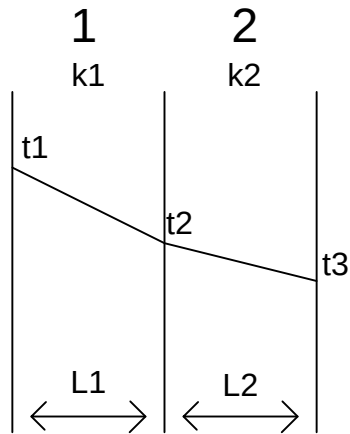
$\dot{m}$ = ångflödet per sekund (kg/s)

Δi = skillnaden i entalpi på ingående matarvatten och utgående ånga. (kJ/kg)

(Alvarez, H 2006)

Ekvation 5 – Energiförluster från en ackumulatortank

$$ACKförlust = A * \frac{t_1 - t_3}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2}}$$



Figur 1 - beskriver index i ekvation 5.

Där

ACKförlust = är värmeförlusten från ackumulatortanken

A = Arean på tanken (m^2)

L_1 och L_2 = tjockleken på respektive skikt (m)

k_1 och k_2 = värmeledningstalet på respektive skikt ($W/m \cdot K$)

t_1 , t_2 och t_3 = temperaturen på mellan respektive skikt ($^{\circ} K$)

(Alvarez, H 2006)

Ekvation 6 – Överförd effekt i en värmeväxlare

$$P = A * k * LOGmedel$$

Där

P = överförd effekt via en värmeväxlare (kW)

A = arean på värmeväxlaren (m^2)

LOGmedel = Logaritmiska medeltemperaturen

(Alvarez, H 2006)