

Optimalisering av en 45 bars ammoniakk varmepumpe

Kristian Korff

Master i produktutvikling og produksjon

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Per Espen Kristofersen, Norconsult AS

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2012-55

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Kristian Korff

Våren 2012

Optimalisering av 45 bars ammoniakk varmepumpe*Optimization of a 45 bar ammonia heat pump***Bakgrunn og målsetting**

I 2005-2006 ble det installert en ny varmepumpe på Kongsberg Næringspark (nå Teknologipark). Varmepumpen henter overskuddsvarme fra "crash"-kjøling av herdeovner og maskineringsentre hos Volvo Aero Norge, samt prosesskjøling hos FMC. Varme akkumuleres i et basseng bygget for formålet. Kuldeanlegget er et to-trinns ammoniakkanlegg med fylt platefordamper, 2 LT stempelkompressorer, og frekvensregulert skruekompressor på høytrykksiden (45 bar). Varme leveres til Teknologiparkens fjernvarmeanlegg. Varmeeffekt er ca 1,7-1,8 MW.

Det skal i denne oppgaven fokuseres på akkumuleringstanken og energistrømmer ut og inn i denne. Det er store væskestrømmer inn og ut og dette medfører for dårlig sjiktning i tanken. Det skal gjennomføres målinger på anlegget, som skal danne grunnlaget for de foreslåtte tiltak. Det skal spesielt legges vekt på kald side med akkumuleringsforhold, sjiktning og variasjon i tid for returtemperaturen til basseng. Det skal settes opp et forslag til måleprogram med aktuelle parametre, instrumentering og målevarighet for å kunne kartlegge lavtemperatursiden best mulig. Etter at måleopplegget er godkjent utføres målinger på stedet i samarbeid med Kongsberg Teknologipark og Norconsult.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudie av høytemperatur varmepumpesystemer
2. Utarbeide måleopplegg, vurdere måleunøyaktighet og gjennomføre måling
3. Kartlegge energi- og væskestrømmer inn og ut av akkumuleringstank
4. Gjennomføre analyse og beregninger av foreslåtte tiltak for optimalisering av akkumuleringstank med tanke på energigjenvinning
5. Analyse av prosess og konsekvenser av effektvariasjoner
6. Utarbeide et utkast til "Paper" med hovedresultater fra oppgaven. (10-15 sider på engelsk)
7. Utarbeide forslag til andre forbedringstiltak som ikke ble belyst i oppgaven

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sendte instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM (<http://daim.idi.ntnu.no/>). Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Innlevert oppgave i Word og PDF format, sammen med separat fil for sammendrag, samt alt relevant materiale brukt under utarbeidelsen av oppgaven leveres veileder i digitalt format på en CD.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2012



Prof. Olav Bolland
Instituttleder



Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e)

Per Espen Kristofersen, Norconsult AS, per.espen.kristofersen@norconsult.com,

Mobil: 45 40 48 48

Avgrensninger av oppgaven

Opprinnelig var det tenkt å benytte egne målinger av temperaturen i akkumuleringsbassenget, over perioden 16. mars til 9. april, og sammenstille disse med andre relevante målingsdata fra Kongsberg over den samme perioden. Ved en feil, som skjedde utenfor min kontroll, ble Kongsberg sine målingsdata slettet, slik at sammenstilling med mine egne målinger ikke ble mulig å gjennomføre. Mine egne målinger blir derfor sett på som en verifisering av sjiktningsproblemet i akkumuleringsbassenget, og står helt utenfor beregninger på anlegget. Ettersom målingsdata ble slettet, er punkt 3, 4, og 5 derfor beregnet på grunnlag av måledata fra en annen periode enn den mine egne målinger er foretatt i.

Forord

Denne oppgaven er en 30 studiepoengs avsluttende masteroppgave ved Institutt for Energi- og prosessteknikk ved NTNU. Oppgaven er gitt i samarbeid med NTNU, Norconsult og Kongsberg Teknologipark.

Jeg vil gjerne takke min veileder ved NTNU, Professor Trygve Magne Eikevik for god hjelp og veiledning under hele skrivetiden. Jeg vil også takke min medveileder i Norconsult, seksjonsleder for Industriell prosess og ventilasjon, Per Espen Kristofersen, for tilrettelegging av oppgaven, råd og tips underveis i arbeidet og økonomisk støtte i forbindelse med målingsarbeid ved Kongsberg Teknologipark.

I tillegg vil jeg takke Per Kristian Lange, leder Drift Energi- og komfortanlegg og øvrige arbeidere i Drift Energi- og komfortanlegg ved Kongsberg Teknologipark for informasjon og nyttig hjelp i forbindelse med målingsarbeid ved anlegget.

Trondheim, 11.06.2012



Kristian Korff

Sammendrag

I løpet av 2005-2006 ble det installert en ny kombinert varmepumpe/kjølemaskin i Kongsberg Teknologipark. Den kombinerte varmepumpen/kjølemaskinen er et tottrinns ammoniakkanlegg som har som formål å levere prosesskjøling til Volvo Aero Norge (VAN) og FMC Technologies (FMC), som har produksjons- og testlokaler inne i teknologiparken. I tillegg leverer varmepumpen varme til Kongsberg Teknologiparks interne fjernvarmeanlegg. Dimensjonerende kjøleytelse og varmeeffekt er henholdsvis 1600 kW og 2200 kW. Anlegget er bygget med et akkumuleringsbasseng for å akkumulere kaldt vann med hensikt å utjevne de tidvis store effektuttakene hos VAN. Temperatursjiktning i akkumuleringsbassenget er ønskelig, slik at varmt vann til fordampere kan hentes fra toppen av bassenget, og kaldt vann til prosesskjølingen kan hentes fra bunnen av bassenget. Det har imidlertid vist seg at sjiktningen i bassenget er dårlig.

Formålet med masteroppgaven har blant annet vært å kartlegge energi- og væskestrømmer inn og ut av akkumuleringsstanken, for å undersøke om sjiktningproblemet skyldes stor væskeomrøring på grunn av store væskemengder inn og ut av bassenget. Det har også blitt utarbeidet et måleopplegg og en målerigg for temperaturmålinger i bassenget, og målinger har blitt gjennomført. I tillegg har det blitt gjennomført en analyse av både prosess og konsekvenser av effektvariasjoner i anlegget, og en analyse av og beregninger på foreslåtte tiltak for optimalisering av akkumuleringsbassenget med tanke på energigjenvinning. Hovedfokus er satt på den kalde siden av anlegget og akkumuleringsbassenget.

Både Kongsbergs og egne målinger verifiserer sjiktningproblemet ved at det er observert liten temperaturdifferanse mellom topp og bunn i akkumuleringsbassenget. En sammenligning av temperaturmålinger og målinger av væskestrømmen i bassenget har vist at sjiktning ikke oppnås, selv ved den minste målte væskestrøm på 169 m³/h. Om sjiktning skal forekomme må følgelig væskestrømmen senkes under dette nivået.

Analysen av prosessen over måleperioden viser at det fra et prosesskjølings-perspektiv bør tilstrebes å holde kjølekapasiteten høyere enn effektuttaket til prosesskjølingen til enhver tid, og dermed opprettholde en jevn turtemperatur til prosesskjølingen. Dette for å unngå unødvendig store væskestrømmer som blir resultatet av en høy turtemperatur. Fra et energioptimerings-perspektiv ønskes på sin side så varmt vann som mulig inn på

fordamperen, og så lav temperatur som mulig i fjernvarmekretsen, ettersom dette gir den beste energifaktoren, grunnet lavt trykkforhold.

Det bør derfor gjøres modifikasjoner på akkumuleringsbassenget for å optimalisere temperaturene til fordamperen og prosesskjølingen, enten ved å fysisk skille kaldt og varmt vann, eller gjennom å muliggjøre sjiktning ved omkobling av rør i akkumuleringsbassenget slik at de store væskestrømmene i bassenget vil reduseres. En løsning der energifaktoren forbedres med 10,5 % er foreslått.

Summary

During 2005-2006 a new combined heat pump/refrigeration system was installed in Kongsberg Teknologipark (Technology Park). The system is a two-stage ammonia system whose purpose is to provide process cooling to Volvo Aero Norway (VAN) and FMC Technologies (FMC), which are two companies that have manufacturing and testing facilities in the park. In addition to the process cooling, the heat pump delivers heat to the Kongsberg's district heating network. The design cooling capacity and heat output are 1600 kW and 2200 kW respectively. The plant is built with an accumulation tank to accumulate cold water and to level VAN's sometimes huge cooling demands. Thermal stratification is desirable within the tank, in order to get hot water from the upper layer of the tank for the evaporator and cold water from the bottom layer of the tank for the process cooling. However, it has been shown that the thermal stratification in the tank is rather poor.

The purpose of the thesis has been to map the energy and fluid flows in and out of the accumulation tank, in order to see if the stratification problem is caused by large liquid agitation due to large amounts of fluid going into and out of the pool. It has also been developed a measurement program and a measuring rig for temperature measurements in the tank, and measurements have been carried out. In addition, an analysis of both the process and consequences of variations in the cooling demand is done, and an analysis and calculations on the proposed solutions for optimizing the accumulation tank in terms of energy. The main focus is on the cold side of the plant and the accumulation tank.

Both Kongsberg's and my own measurements verify the stratification problem by showing that the temperature difference between the top and the bottom layers of the tank is small. Comparisons of temperature measurements and measurements of fluid flow in the tank have shown that stratification is not achieved. This is the case even at the smallest measured flow of $169 \text{ m}^3/\text{h}$. If thermal stratification is to be achieved, the fluid flow must be reduced below this level.

The analysis of the process show that from a process cooling perspective the aim should be to keep the cooling capacity at a higher level than the process cooling output at any time, and in this way to maintain a steady flow temperature for the process cooling. This is to avoid unnecessarily large fluid flows that are the result of a high process cooling flow temperature. From an energy optimization's perspective it is desirable to have as hot water

as possible flowing to the evaporator, and as cold water as possible flowing to the condenser in the district heating circuit. This gives the lowest pressure ratio, and also the highest possible energy factor.

Modifications should therefore be made in the accumulation tank to optimize the flow temperatures of the evaporator and process cooling, either by physically separating cold and warm water, or by enabling thermal stratification by reconnection of pipes in the accumulation tank so that the large fluid flows in the pool will decrease. A solution that improves energy factor of 10.5% is proposed.

INNHALDSFORTEGNELSE

1. INNLEDNING	1
2. LITTERATURSTUDIE AV HØYTEMPERATURS VARMEPUMPESYSTEMER	3
2.1. Anvendte arbeidsmedier	3
2.1.1. Ammoniakk – NH ₃ – R717	3
2.1.2. R134a	4
2.1.3. Karbondioksid – CO ₂ – R744	4
2.2. Utviklingen av høytemperaturs ammoniakkanlegg	5
2.3. Alternativer til den konvensjonelle kompresjonsvarmepumpen	5
2.3.1. Absorpsjonsvarmepumpe/kjølemaskin	6
2.3.2. Hybrid varmepumpe/kjølemaskin – kompresjons/absorpsjons system.....	7
3. BESKRIVELSE AV ANLEGGET	9
3.1. Kongsberg teknologipark	9
3.2. Bakgrunn for varmepumpeanlegget og dimensjoneringsforutsetninger	9
3.2.1. Dimensjonerende kjølebehov hos VAN og FMC (Norconsult 2011)	9
3.2.2. Dimensjoneringsunderlag fra Norconsult.....	10
3.3. Anlegget	11
3.3.1. Anleggs- og funksjonsbeskrivelse	12
3.3.2. Hovedkomponenter i anlegget (Kongsberg 2011)	14
3.3.2.1. Lavtrykkskompressorer	14
3.3.2.2. Høytrykkskompressor	15
3.3.2.3. Væskeutskiller	16
3.3.2.4. Fordamper	17
3.3.2.5. Mellomtrykkskondensator	17
3.3.2.6. Høytrykkskondensator	18
3.3.2.7. Mellomtrykksbeholder	18
3.3.3. Styring og regulering av anlegget	19
3.3.4. Varmepumpens driftsformer	19
3.5 Akkumuleringsbassenget og systemet rundt	20
4. KARTLEGGING AV TEMPERATURSJIKTNING – TEMPERATURMÅLINGER I AKKUMULERINGSBASSENG	23
4.1. Måling av temperatur i akkumuleringsbassenget	23
4.1.1. Hyppighet og varighet av målingene	24
4.1.2. Utstyr og oppsett	24
4.1.2.1. Termoelementer	25
4.1.2.2. Måleprogram	26
4.1.3. Unøyaktigheter i målinger	26
4.1.4. Resultater av målingene	27

5. BEREGNINGER PÅ ANLEGGET	31
5.1. Måledata, forutsetninger og antagelser	31
5.1.1. Temperaturer og andre måledata i anlegget.....	31
5.1.2. Forutsetninger og antagelser.....	32
5.2. Bassengtemperaturer og kartlegging av energi- og væskestrømmer inn og ut av akkumuleringstank	33
5.2.1. Fordamperkretsen	35
5.2.1.1. Væskestrøm.....	35
5.2.1.2. Energiavgivning	35
5.2.2. Prosesskjølingskretsen.....	37
5.2.2.1. Effektuttak.....	37
5.2.2.2. Væskestrøm, tur- og returtemperatur	38
5.2.3. Den totale væskestrømmen inn og ut av akkumuleringsbassenget.....	40
5.3. Analyse av prosess og konsekvenser av effektvariasjoner	42
5.3.1. Akkumuleringsbassengets påvirkning av variasjoner i effektuttak	42
5.3.2. Kondensatorytelse HT – Fjernvarme (Q_k)	45
5.3.3. Kompressorarbeid	47
5.3.4. Anleggets effektfaktorer – Energifaktor og COP.....	48
5.3.4.1. Effektfaktorer over perioden.....	48
5.3.4.2. Energifaktorens påvirkning av temperatur i akkumuleringsbasseng	51
6. ANALYSE OG BEREGNINGER AV FORESLÅTTE TILTAK FOR OPTIMALISERING AV AKKUMULERINGSBASSENGET.....	53
6.1. Foreslåtte løsninger	53
6.1.1. Løsning 1: Fast skillevegg.....	53
6.1.2. Løsning 2: Flyttbar vegg	54
6.1.3. Løsning 3: Sammenkobling av kretser med perforerte rør.....	55
6.1.4. Løsning 4: Sammenkoblede kretser, med differansestrømmer inn/ut av bassenget.....	57
6.1.5. Løsning 5: Sammenkoble retur fordamper med tur prosesskjøling	58
6.2. Energiberegninger på foreslåtte tiltak	59
6.2.1. Antagelser og forutsetninger ved beregninger.....	59
6.2.2. Kjølekapasitet og COP 2 som funksjon av turtemperatur	60
6.2.2. Resultater - Kjølekapasitet og COP	62
6.2.3. Sammenligning mellom forbedringstiltakene og gjennomsnitt over måleperioden	64
6.3. Investeringskostnader og gjennomførbarhet for løsningene	64
6.3.1. Installerings- og kostnadmessige fordeler og ulemper ved løsningene.....	65
7. FORSLAG TIL ANDRE FORBEDRINGSTILTAK SOM IKKE BLE BELYST I OPPGAVEN	67
7.1. Utnyttelse av MT-kondensatorytelse	67
7.1.1. Hybrid varmepumpe.....	69
8. KONKLUSJON	71
9. KILDELISTE	73
10. VEDLEGG.....	77

Figurliste

Figur 1. Metningskurve for ammoniakk (Stene 2008).....	4
Figur 2. Prinsippskisse av et absorpsjonssystem (Garland, Grandum et al. 2000).....	7
Figur 3. Prinsippskisse av en hybrid varmepumpe (Hybrid-Energy 2012).....	7
Figur 4. Kongsberg teknologipark (Kongsberg 2011).	9
Figur 5. Log P-h diagram av kjølemaskin/varmepumpe-prosessen. Dimensjonerende verdier er brukt.	12
Figur 6. Prinsippskisse av varmepumpen/kjøleanlegget.....	13
Figur 7. Lavtrykkskompressor MYCOM N8L.....	14
Figur 8. Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for en MYCOM 8L kompressor.....	15
Figur 9. Høytrykkskompressor HOWDEN WRVXS 204/110 2,2.....	16
Figur 10. Væskeutskiller, Ø1400 x 2500.....	16
Figur 11. Platefordamper. Alfa Laval T20-BWFG.....	17
Figur 12. MT-kondensator. Alfa Laval MK15-BWFDR.....	17
Figur 13. Høytrykkskondensator. Vahterhus PSHE 55H-492/2/1.....	18
Figur 14. MT-beholder.	18
Figur 15. Prinsippskisse av kjølekretser, FMC og VAN.	21
Figur 16. Akkumuleringsbassenget sett ovenifra.....	24
Figur 17. Måleopplegg med PC og logger.	25
Figur 18. Prinsippskisse av måleopplegg.....	25
Figur 19. Test av termoelementene i isvann. Termoelementene er nummerert fra 0 til 7.	26
Figur 20. Bassengtemperatur i topp og bunn av akkumuleringsbassenget.....	28
Figur 21. Differansetemperatur mellom topp og bunn av akkumuleringsbassenget.....	29
Figur 22. Prinsippskisse av plassering av målepunktene i anlegget, som benyttes i beregningene for analysen.	32
Figur 23. Vanntemperaturer ved forskjellige dybder i akkumuleringsbassenget og turtemp prosesskjøling.....	34
Figur 24. Målte vanntemperatur over fordamper over perioden.....	36
Figur 25. Beregnet kjølekapasitet (Q_0) til kjøleanlegget/varmepumpen over perioden.....	37
Figur 26. Målt effektuttak i prosesskjølingskretsen over perioden.	38
Figur 27. Målt væskestrøm i prosesskjølingskretsen over perioden.....	39
Figur 28. Målt turtemperatur og beregnet returtemperatur prosesskjøling.....	40
Figur 29. Målt total væskestrøm inn/ut av akkumuleringsbassenget og temperaturer i bassenget.....	41
Figur 30. Forholdet mellom effektuttak prosesskjøling (E_1) og beregnet kjølekapasitet.	43
Figur 31. Turtemperatur fordamper og prosesskjøling, samt returtemperatur fra fordamper prosesskjøling.....	44
Figur 32. Tur (T_6)- og returtemperatur for prosesskjøling i forhold til væskestrømmen til prosesskjølingen.....	45
Figur 33. HT kondensatorytelse, kjølekapasitet, sammen med tur- og returtemperatur for fjernvarmen.....	46
Figur 34. Beregnet kompressorarbeid for LT- og HT-trinnet over perioden.	47
Figur 35. Beregnet energifaktor og COP for kulde og varme over perioden.	49

Figur 36. Beregnet energifaktor i forhold til beregnet kjølekapasitet og målt fjernvarmeproduksjon	50
Figur 37. Beregnet energifaktor og trykkforhold	51
Figur 38. Beregnet energifaktor for anlegget og målt turtemperatur fordampner (T ₄) over perioden.	52
Figur 39. Akkumuleringsbasseng med fast skillevegg. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.	54
Figur 40. Akkumuleringsbasseng med flyttbar vegg. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.	55
Figur 41. Akkumuleringsbasseng med sammenkobling av kretser. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.	56
Figur 42. Sammenkobling av kretser, med differansestrømmer inn/ut fra bassenget	57
Figur 43. Sammenkobling av retur fordampner og tur prosesskjøling.....	58
Figur 44. Kjølekapasitet og COP 2 for kulde, som en funksjon av turtemperatur til fordampner (T _{tur fordampner}).	61
Figur 45. Beregnet kjølekapasitet Q ₀ for de forskjellige løsningene.	63
Figur 46. Beregnet COP 2 (kulde) for LT-trinnet for de forskjellige løsningene.	63
Figur 47. Beregnet kjølekapasitet (blå graf) og målt fjernvarmeproduksjon (E2) (rød graf) over perioden.	67
Figur 48. Beregnet kondensatorytelse for mellomtrykkstrinnet og kondenseringstemperaturen.....	68

Tabelliste

Tabell 1. Oversikt over kjølebehov VAN og FMC (Norconsult 2011).....	10
Tabell 2. Dimensjoneringsunderlag fra Norconsult (Norconsult 2011).	11
Tabell 3. Oversikt over hovedkomponenter i anlegget (Technoterm via Norconsult/Kongsberg, 2011).	19
Tabell 4. Snittemperaturer for de forskjellige termoelementene, testet i isvann.	27
Tabell 5. Alle målinger som benyttes i beregningene.	31
Tabell 6. Antagelser på forbedringstiltakene.	62

Tegn, symboler og forkortelser

P_k	-	Kondensatortrykk	[bar]
P_0	-	Fordampertrykk	[bar]
P_m	-	Mellomtrykk (i mellomtrykkbeholder)	[bar]
T_k	-	Kondenseringstemperatur	[°C]
T_0	-	Fordampningstemperatur	[°C]
ΔT	-	Temperaturdifferanse	[°C]
Q_k	-	Høytrykks kondensatorytelse	[W]
Q_m	-	Mellomtrykks kondensatorytelse	[W]
Q_0	-	Kjølekapasitet	[W]
W_{teo}	-	Teoretisk arbeid (ideelt)	[W]
W_{reelt}	-	Reelt arbeid	[W]
W_{tot}	-	Totalt arbeid	[W]
\dot{m}	-	Massestrøm	[kg/s]
C_p	-	Varmekapasitet for et stoff	[kJ/kg*K]
η_{is}	-	Isentropisk virkningsgrad	[-]
λ	-	Volumetrisk virkningsgrad (leveringsgrad)	[-]
COP	-	"Coefficient of performance"	[-]
π	-	Energifaktor	[-]
V_s	-	Slagvolum (kompressor)	[m ³ /h]
V_{inns}	-	Virkelig innsugd gassvolum (kompressor)	[m ³ /h]
\dot{V}	-	Volumstrøm	[m ³ /h]
LT	-	Lavtrykk	
MT	-	Mellomtrykk	
HT	-	Høytrykk	

1. INNLEDNING

I løpet av 2005-2006 ble det installert en ny kombinert varmepumpe/kjølemaskin på Kongsberg Teknologipark (KTP). Anlegget er et totrinns ammoniakkanlegg. Fordamperen leverer kjølevann til Volvo Aero Norge (VAN) og FMC, som to bedrifter som holder til i teknologiparken. VAN benytter kjølevannet til kjøling av maskiner og herdeovner, mens FMC benytter seg av kjølevannet til nedkjøling av prosesser i forbindelse med testing. Anlegget leverer også varme fra høytrykkskondensator til Kongsbergs interne fjernvarmenett.

Ettersom behov for kjøleenergi er varierende over tid er det bygget et basseng som akkumulerer relativt kaldt vann fra fordamperen for å sikre nok kjøleeffekt til de to bedriftene til en hver tid. Vann til fordamperen blir hentet i toppen av akkumuleringsbassenget, og vann til prosesskjølingen blir hentet fra bunnen av akkumuleringsbassenget, da det var ment at akkumuleringsbassenget skulle ha god temperatursjiktning. Fra et energioptimerings-perspektiv gir dette de beste forholdene for anlegget ved at fordamperen blir forsynt med det varmeste vannet og prosesskjølingen med det kaldeste.

Temperatursjiktningen i akkumuleringsbassenget har imidlertid vist seg å være dårlig, slik at varmepumpeanlegget ikke drives under optimale forhold. De store væskemengdene inn og ut av bassenget er trolig årsaken til dette problemet.

I tillegg til innledning i kapittel 1 tar denne oppgaven for seg:

- Kap. 2. Litteraturstudie av høytemperatur varmepumpesystemer **(punkt 1)**
- Kap. 3. Presentasjon av anlegget
- Kap. 4. Kartlegging av temperatursjiktning i akkumuleringsstanken **(punkt 2)**
- Kap. 5. Beregninger på anlegget (punkt 3 og 5)
 - Kartlegging av energi- og væskestrømmer inn og ut av akkumuleringsbassenget **(punkt 3)**
 - Analyse av prosess og konsekvenser av effektvariasjoner **(punkt 5)**
- Kap. 6. Forskjellige tekniske løsninger på sjiktningproblemet i akkumuleringsbassenget, og teoretisk analyse av disse **(punkt 4)**

- Kap. 7. Utarbeidelse av forslag til andre forbedringstiltak, som ikke har blitt belyst i oppgaven (**punkt 7**)
- Kap. 8. Konklusjon
- Kap. 9. Kilder
- Kap. 10. Vedlegg
 - Med blant annet utkast til "Paper" med hovedresultater fra oppgaven (**punkt 6**)

Beregninger er foretatt i excel med RnLib som tilleggsapplikasjon. Måledata og resultater av beregningene er vist i vedleggene.

2. LITTERATURSTUDIE AV HØYTEMPERATURS VARMEPUMPESYSTEMER

2.1. Anvendte arbeidsmedier

Det finnes en rekke arbeidsmedier som anvendes i varmepumper og kuldesystemer. Ikke alle arbeidsmedier egner seg for bruk i høytemperaturs varmepumpesystemer på grunn av termodynamiske egenskaper. Tre arbeidsmedier som egner seg er ammoniakk (NH_3), R134a og karbondioksid (CO_2). Alle disse arbeidsmedier har til felles at de har termodynamiske egenskaper som tillater høy maksimal utgående vanntemperatur fra kondensator (ca. 90 °C) (Stene 2011). Disse arbeidsmediene vil bli presentert her.

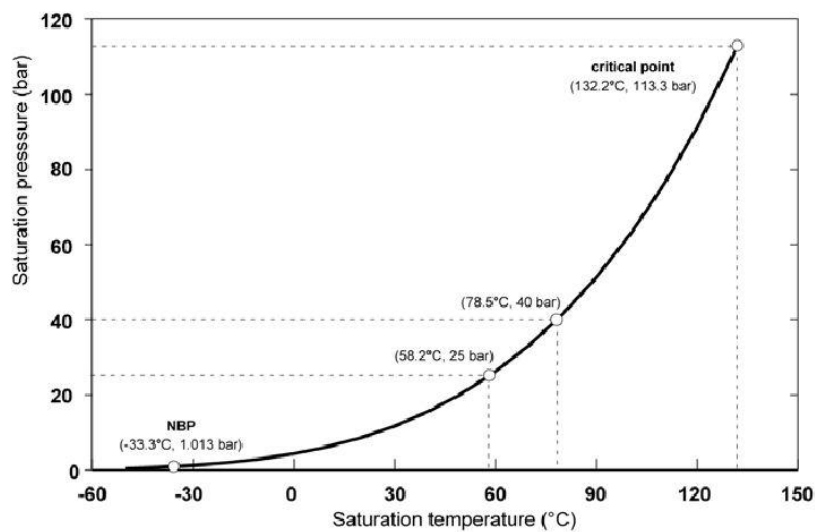
2.1.1. Ammoniakk – NH_3 – R717

Ammoniakk er det mest anvendte arbeidsmediet innen industrielle varmepumper og kuldeanlegg. Dette er hovedsaklig fordi ammoniakk er termodynamisk overlegen i forhold til halokarboner. Lav molvekt fører til at sirkulert mengde av arbeidsmedium blir lav, og at dimensjoner av komponenter i anlegget kan reduseres i forhold til bruk av tyngre arbeidsmedier. Den lave molvekten sammen med den høye termiske konduktiviteten gjør at ammoniakk ofte er det beste alternativet. Ammoniakk har dessuten OPD- og GWP-verdier på 0. (ODP – Ozone Depletion Potential, GWP – Global Warming Potential), noe som gjør arbeidsmediet miljøvennlig (Stene 2008).

Ammoniakk har også noen negative sider. Stoffet er giftig, som er en negativ egenskap, men stoffet lukter også veldig sterkt. Ammoniakk kan luktes ved en konsentrasjon på bare 10 ppm, derfor er lekkasjer lette å oppdage. For å kunne dø av ammoniakk må konsentrasjonen være 150-200 ganger høyere, og eksponeringstiden må være over 30 minutter. Ammoniakk angriper kopper og kopperlegeringer om det er fuktighet til stede. Derfor bygges anlegg med ammoniakk helt uten kopper. Ammoniakk er brennbart og eksplosivt, men kun i et visst blandingsforhold med luft (15-28 volum%) (Stene 2001).

Det har blitt vanlig i Norge å bruke ammoniakk som arbeidsmedium i mellomstore og store varmepumper med varmekapasiteter fra 200 kW til 8 MW. Ved et trykk på 1 atm har ammoniakk et kokepunkt på -33,3 °C (NBP i Figur 1), som er relativt lavt. Det kritiske punktet

ligger på $P_c = 113,5$ bar med en kritisk temperatur på $T_c = 132,5$ °C (Stene 2008). Den kritiske temperaturen til ammoniakk er høy i forhold til andre arbeidsmedier. Fordi prosessstap stiger jo nærmere kondenseringstemperaturen og den kritiske temperaturen er, blir COP relativt høy for arbeidsmedier med høy kritisk temperatur. COP-verdier for ammoniakkanlegg er følgelig høye relativt til andre arbeidsmedier (KLIF 2009). Det lave kokepunktet og den høye kritiske temperaturen gjør også at ammoniakk er et veldig allsidig arbeidsmedium, med et vidt spekter av bruksmuligheter, fra kuldeanlegg til høytrykks varmepumper.



Figur 1. Metningskurve for ammoniakk (Stene 2008).

Figur 1 viser metningskurven til ammoniakk. Det normale kokepunktet (ved 1 atm trykk) og det kritiske punktet er markert, samt metningspunktene ved 25 og 40 bar, som er vanlige ett- og totrinns designpunkt (Stene 2008).

2.1.2. R134a

R134a ($\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$) er et arbeidsmedium som har kritisk trykk og temperatur på henholdsvis 40,6 bar og 101,1 °C. Arbeidsmediet har ikke potensial for ozonnedbryting ($\text{ODP} = 0$), er ikke giftig og er heller ikke brennbart. Men arbeidsmediet har en GWP-verdi på 1300, noe som gjør R134a til et stoff som bidrar til drivhuseffekt. R134a er derfor innlemmet i internasjonale miljøavtaler (Stene 2001).

2.1.3. Karbondioksid – CO_2 – R744

CO_2 er et naturlig og miljøvennlig arbeidsmedium. Stoffet er ikke giftig og ikke brennbart samtidig som $\text{ODP} = 0$ og $\text{GWP} = 1$, noe som er lavt sammenlignet med mange andre

arbeidsmedier. CO₂ har kritisk trykk og temperatur på henholdsvis 73,8 bar og 31,3 °C. Høyt trykk medfører en høy volumetrisk varmeytelse, noe som gjør at dimensjoner på komponenter blir relativt små (Stene 2001).

Ettersom CO₂ har en lav kritisk temperatur, blir CO₂ i varmepumpesammenheng brukt i en såkalt transkritisk prosess, som medfører vanlig fordampning ved fordampningstemperatur under metningslinjen, og varmeavgivelse (ikke kondensering) over kritisk trykk og temperatur, i en gasskjøler. Varme vil da bli avgitt ved glidende temperatur. Lav kritisk temperatur gjør at COP for anlegg som benytter CO₂ er 30-50 % lavere enn vanlige arbeidsmedier (Stene 2001).

Varmeavgivning ved glidende temperatur gjør at CO₂ egner seg til bruk i blant annet tappevannsvarmepumper, varmepumper i fjernvarmeanlegg, vannbårne systemer og industrielle anlegg for oppvarming av prosessvann (Stene 2001).

2.2. Utviklingen av høytemperaturs ammoniakkanlegg

Lenge var standard designtrykk for systemkomponenter rundt 25 bar. Dette trykket begrenser utgående vanntemperatur til rundt 50 °C. I de senere årene har tilgjengeligheten for utstyr som tåler høyere trykk blitt bedre. Dette skyldes i stor grad av utviklingen av komponenter til CO₂-anlegg, som krever høye trykk. Som et resultat av dette er nye trykklasser kommet på markedet. De nye trykklassene er på eksempelvis 40 og 52 bar, med mulige utgående vanntemperaturer på 70 °C og 82 °C (KLIF 2009). Det har imidlertid blitt utviklet ammoniakk-kompressor som opererer med enda høyere trykk enn dette. Eksempelvis produserer HOWDEN nå kompressor som har et maksimalt utløpstrykk på 61 bar (HOWDEN 2012), som tilsvarer 98,7 °C i kondenseringstemperatur.

2.3. Alternativer til den konvensjonelle kompresjonsvarmepumpen

I de siste år har det vært et økende fokus på energigjenvinning og energibesparelse. Dette er på grunn av både økte energi- og oljepriser, men også på grunn av dagens økte fokus på miljø. Det har da blitt forsket på hvordan spillvarme fra industrien kan utnyttes til noe nyttig. Som et resultat av dette har det blitt utviklet andre varmepumpesystemer, som er forskjellige fra de konvensjonelle kompresjonssystemene. Blant annet har det ført til utviklingen av absorpsjonssystemer (Garland, Grandum et al. 2000).

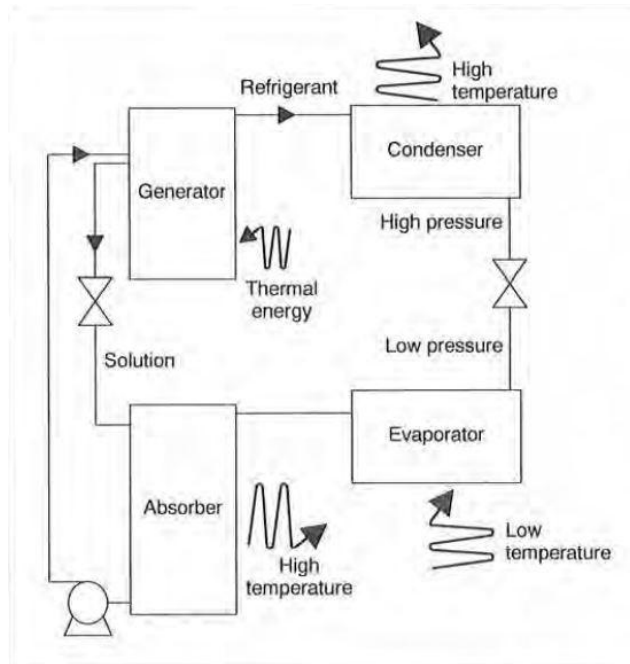
2.3.1. Absorpsjonsvarmepumpe/kjølemaskin

En absorpsjonsvarmepumpe blir drevet av varme. I stedet for å bruke energi i en kompressor, for å "pumpe" varme fra et temperaturområde til et annet, som i kalddampprosessen, bruker altså en absorpsjonsvarmepumpe varme for å produsere varme, og/eller kulde, da ved et annet temperaturområde enn varmen som trengs for å drive systemet.

En absorpsjonsvarmepumpe utnytter seg av evnen til en væske eller et salt til å absorbere et arbeidsmedium i gassform. De to vanligste stoffparene som blir brukt er vann og litiumbromid, og vann og ammoniakk (IEA-HPC 2012). I det første paret er vann arbeidsmediet og litiumbromid absorbenten. I det andre paret er ammoniakk arbeidsmediet og vann absorbenten.

I et system som benytter seg av ammoniakk som arbeidsmedium og vann som absorbent vil prosessen foregå slik (IEA-HPC 2012): Ammoniakkdamp fra fordamperen, med lavt trykk, blir absorbert i vannet (absorbenten). Dette skjer i "absorbereren". Løsningen av ammoniakk og vann blir så pumpet opp til en "generator", til et høyere trykk. I generatoren blir ammoniakken kokt av ved hjelp av en varmekilde (eksempelvis spillvarme), og så kondensert i kondensatoren, hvor det følgelig avgis varme. Deretter blir mediet returnert til fordamperen gjennom en ekspansjonsventil. Vannet som blir igjen i generatoren etter avkokingen av ammoniakken, blir så returnert til "absorbereren" via en ekspansjonsventil. Varmestrømmene i dette systemet er som følger: "Spillvarme, som er systemets drivende kraft, blir tilført i "generatoren". Varme ved et lavere temperaturnivå blir så avgitt i kondensatoren og i absorbereren. Kulde kan hentes ut i fordamperen.

Figur 2 viser en prinsippskisse av et absorpsjonssystem (Garland, Grandum et al. 2000).

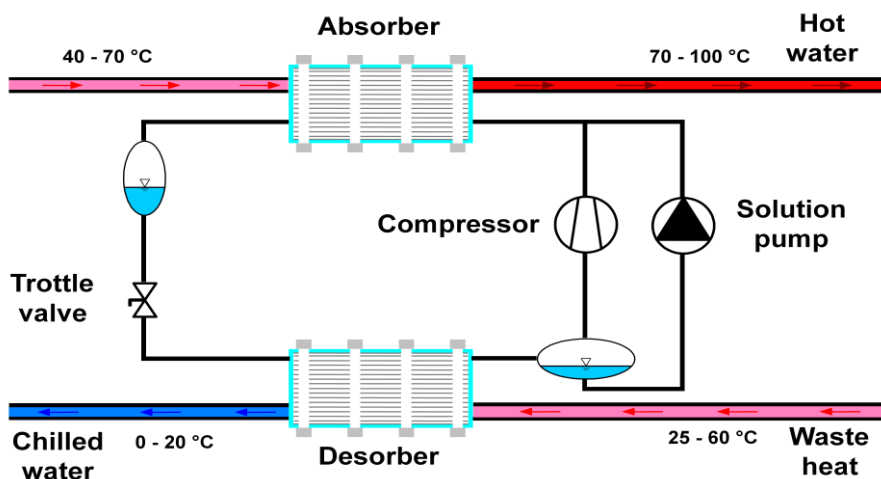


Figur 2. Prinsippkisse av et absorpsjonssystem (Garland, Grandum et al. 2000).

2.3.2. Hybrid varmpumpe/kjølemaskin – kompresjons/absorpsjonssystem

En hybrid varmpumpe/kjølemaskin er en mellomting mellom en konvensjonell varmpumpe/kjølemaskin som benytter seg av mekanisk kompresjon for å fungere, og en type varmpumpe/kjølemaskin som benytter absorpsjon av et stoff i et annet for å fungere.

Figur 3 viser en prinsippkisse av en hybrid varmpumpe (Hybrid-Energy 2012).



Figur 3. Prinsippkisse av en hybrid varmpumpe (Hybrid-Energy 2012).

En hybrid varmepumpe/kjølemaskin blir ideelt sett drevet av en vannstrøm som holder 20-60 °C (Hybrid-Energy 2012). Eksempelvis kan denne vannstrømmen komme fra en vannkjølt kondensator. En hybrid varmepumpe kan levere varmt vann i temperaturområde 60-100 °C, samtidig som den kan levere kjølevann i et temperaturområde på 0-25 °C. Når det gjelder effektfaktorer kan COP for varme ligge rundt 3, mens COP for et system som både utnytter varmedelen og kuldedelen ligge opp mot 5 (Hybrid-Energy 2012).

Det er flere fordeler ved en hybrid varmepumpe/kjølemaskin i forhold til en konvensjonell kalddampvarmepumpe/kjølemaskin. Vannet i et system som benytter seg av en blanding av vann og ammoniakk, gjør at kokepunktet øker i forhold til en konvensjonell maskin som benytter seg kun av ammoniakk. Dette resulterer i at varme kan avgis ved et høyere temperaturnivå enn vanlig, ved bruk av samme trykkklasse på kompressoren og annet av utstyr. Det faktum at det benyttes en blanding av to komponenter gjør at varmeveksling skjer ved en glidende temperatur både ved avgivning og opptak av varme. Dette reduserer tapene i varmevekslerne. En annen fordel er at blandingen av ammoniakk og vann kan justeres etter hvilke temperaturnivåer som er ønskelig. For å justere temperaturene kan også kapasiteten til kompressoren og væskepumpen reguleres i forhold til hverandre (Hybrid-Energy 2012).

3. BESKRIVELSE AV ANLEGGET

3.1. Kongsberg teknologipark



Figur 4. Kongsberg teknologipark (Kongsberg 2011).

40 bedrifter utgjør Kongsberg teknologipark (KTP). Disse 40 bedriftene sysselsetter 5500 personer og har en årlig samlet omsetning på 30 milliarder NOK (Kongsberg 2012). Kongsberg teknologipark eier og drifter både fjernkjøle- og fjernvarmeanlegg, og selger kjøling og varme til bedriftene i parken. To av bedriftene i parken er Volvo Aero Norge (VAN) og FMC technologies (FMC). VAN produserer deler til flyindustrien, mens FMC er et oljeindustrifirma som bruker deres lokaler i teknologiparken til testing av utstyr. I forbindelse med økningen av disse to bedriftenes aktivitet på området, var det i 2005 behov for en betydelig økning i kjølekapasitet.

3.2. Bakgrunn for varmepumpeanlegget og dimensjoneringsforutsetninger

I forbindelse med utvidelse av kjølekapasiteten til VAN og FMC, ble Norconsult i 2005 engasjert av Kongsberg teknologipark til å prosjektere en løsning som dekket det nye kjølebehovet. Kjøleanlegget skal primært betjene prosessbehov hos VAN og FMC. Behovene fra VAN og FMC er forskjellige med tanke på mengde og temperatur.

3.2.1. Dimensjonerende kjølebehov hos VAN og FMC (Norconsult 2011)

VAN har to forskjellige dimensjonerende kjølingsbehov:

- Kjøling av herdeovner, med minimum kjølevannstemperatur på 14 °C. 500-2400 kW.
- Maskinkjøling, med krav til turtemperatur på 9-10 °C. Opp mot 800 kW

I herdeovnene oppstår det to forskjellige kjølebehov; ett som er kontinuerlig nedkjøling av blant annet vakuumpumper, og ett som er hurtig nedkjøling av ovnskamre, som ikke er kontinuerlig, men avhengig av prosess-syklus. Maskinkjølingen avhenger av hvor mange av maskineringssettene som er i drift. Maksimale kjølebehov er 800 kW. Med disse behovene vil den maksimale kjøleeffekten hos VAN være 3200 kW. Kjølebehovet hos FMC oppstår som følge av testing av komponenter med et maksimalt effektbehov på 600 kW.

Tabell 1 viser en oversikt over kjølebehov for VAN og FMC, som Norconsult har estimert i 2005. "Eksisterende" og "øvrig" er kjølebehov som allerede var til stede før byggingen med det nye anlegget var i gang.

Kjølebehov		
Hvor	Natt [kW]	Dag [kW]
Eksisterende	300	450
FMC	100/600	100/600
VAN	700-1000	1600-3200
Øvrig	50	50
Sum	1100-2000	2200-4300

Tabell 1. Oversikt over kjølebehov VAN og FMC (Norconsult 2011).

Norconsult har regnet med en samtidighetsfaktor på 0,8 og endt opp med at det maksimale prosessbehovet for begge bedriftene totalt er på $4300 \text{ kW} * 0,8 = 3,9 \text{ MW}$. Dette behovet er imidlertid kortvarig.

Det er så anslått av Norconsult at 70 % av kjølebehovet oppstår 50 % av tiden (f. eks kl. 0800-2000). Det gjennomsnittelige behovet for denne perioden vil da utgjøre $(3,9 \text{ MW} * 0,7) / 0,5 = 5,5 \text{ MW}$. De har så antatt at de kan bruke den allerede eksisterende kjølekapasiteten (per 2005) på 4,2 MW fullt ut, og det vil da trenge en ytterligere kjølekapasitet på 1,3 MW. De har valgt å legge seg litt over og gått for en varmepumpe/kjølemaskin som skal yte 1,6 MW i kjøleenergi.

3.2.2. Dimensjoneringsunderlag fra Norconsult

Varmepumpen/kjølemaskinen har blitt dimensjonert i henhold til data gitt i Tabell 2 som er oppgitt for drift som varmepumpe (i fyringssesong). Utenfor fyringssesongen benyttes maskinen til å gi så mye kjøling som mulig.

Dimensjonerende verdier (Norconsult 2011)		
Fordamperside	Kjøleytelse	1600 [kW]
	Fordampningstemperatur	8 [°C]
	Inngående vanntemperatur fordampner	24 [°C]
	Utgående vanntemperatur fordampner	12 [°C]
	Sirkulert volumstrøm vann over fordampner	115 [m ³ /h]
	Maksimum trykkfall over fordampner, vannside	0,5 [bar]
HT-kondensatorside	Kondensatorytelse	2200 [kW]
	Kondensasjonstemperatur	73,5 [°C]
	Inngående vanntemperatur kondensator	62 [°C]
	Utgående vanntemperatur kondensator	70,5 [°C]
	Sirkulert volumstrøm vann over kondensator	220 [m ³ /h]
	Maksimum trykkfall over kondensator, vannside	0,5 [bar]

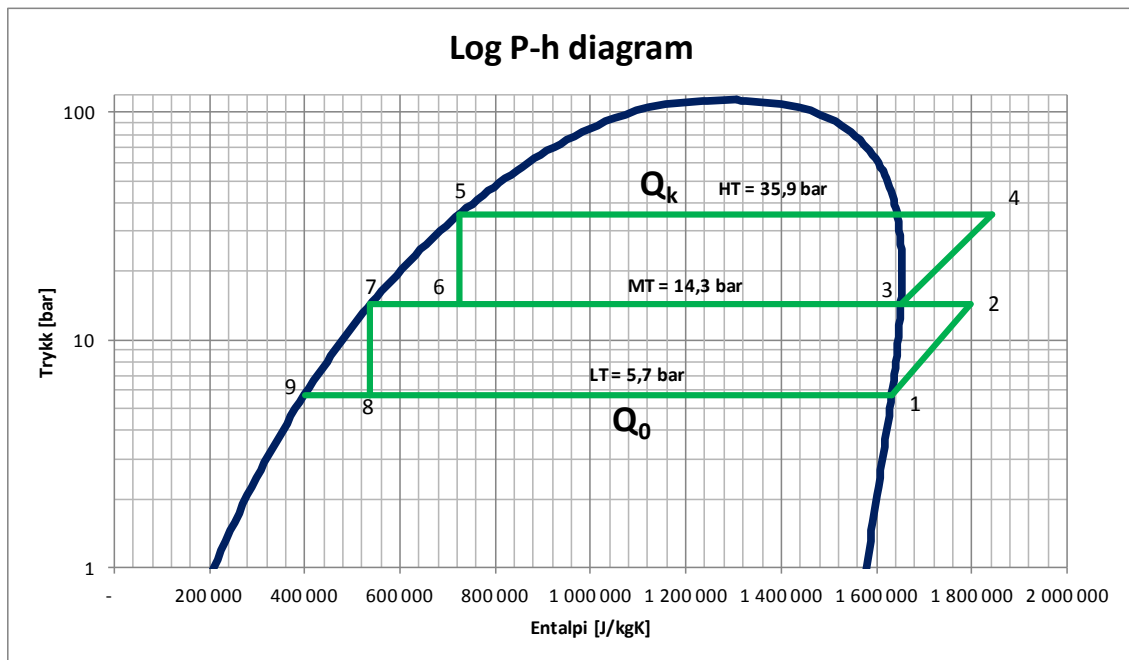
Tabell 2. Dimensjoneringsunderlag fra Norconsult (Norconsult 2011).

Ettersom at det største kjølebehovet oppstår med en minimum kjølevannstemperatur på 14 °C, har varmpumpen/kjølemaskinen blitt dimensjonert til å ha en utgående vanntemperatur på 12 °C. Ettersom maskinkjølingen krever en kjølevannstemperatur på 9-10 °C, har det blitt montert separate kjølevannsvarmevekslere med isvann fra fjernkjølenettet for å tilfredsstille kravet om 9-10 °C kjølevannstemperatur.

3.3. Anlegget

Anlegget er av typen kombinert varmpumpe/kjølemaskin og er et totrinns anlegg med ammoniakk som arbeidsmedium. Anlegget er en del av det totale fjernvarme- og fjernkjølingsanlegget i Kongsberg teknologipark. Anlegget har som formål å forsyne VAN og FMC med nødvendig prosesskjøling, samtidig som det skal forsyne KTP's fjernvarmenett med varme.

Varmepumpen henter overskuddsvarme fra de to bedriftenes prosesskjøling. Dette er kjøling av herdeovner og maskineringsentre hos VAN og prosesskjøling hos FMC. På vinterstid blir kondensatorvarmen levert til KTP's fjernvarmenett med en vanntemperatur på ca. 70,5 °C. På sommertid, når det er redusert behov for varme, går overskuddsvarmen fra MT-beholder til egen overskuddsvarme-kondensator (MT-kondensator). Som sagt tidligere er dimensjonerende fordampertemperatur og høytrykks kondensatortemperatur henholdsvis satt til $T_0 = 8 \text{ °C}$ og $T_k = 73,5 \text{ °C}$. Med disse temperaturene vil log p-h diagram av prosessen se ut som den i Figur 5. Se vedlegg 2 for beregninger i forbindelse med log p-h diagrammet.



Figur 5. Log P-h diagram av kjølemaskin/varmepumpe-prosessen. Dimensjonerende verdier er brukt.

3.3.1. Anleggs- og funksjonsbeskrivelse

En prinsippsskisse av anlegget er vist i Figur 6. Anlegget er bygget som et totrinns anlegg med to LT-stempelkompressorer. Disse suger og komprimerer gass fra en væskeutskiller. Fordamperen er en fylt platefordamper, som benytter selvsirkulasjonsprinsippet for å få væske fra væskeutskilleren. Ettersom anlegget har en fylt fordamper og væskeutskiller, vil det være to forskjellige massestrømmer av ammoniakk inn og ut av væskeutskilleren. Det er en massestrøm som går mellom fordamperen og væskeutskilleren og en massestrøm som går i LT-trinnet. Om fordampningstemperaturen er kjent kan disse regnes ut fra formel (17) i vedlegg 1 og er henholdsvis:

$$\dot{m}_{NH3\text{ FORD}} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_9)} \quad \dot{m}_{LT} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_8)}$$

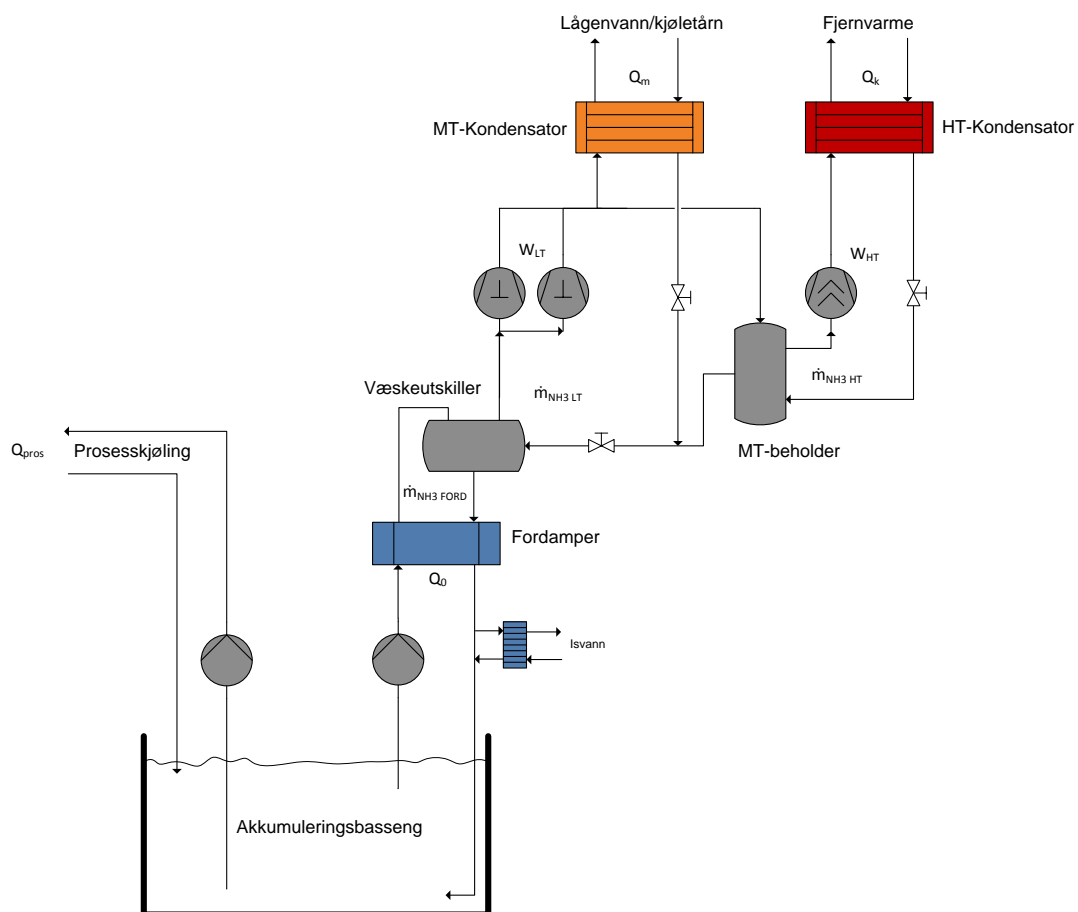
Den komprimerte gassen fra LT-kompressorene, som er overhettet med mellomtrykk P_m , blir så blåst inn under væsknivået i MT-beholderen. Her blir gassen kjølt ned til metningslinjen. På sommertid, når det ikke er behov for varme, blir varme dumpet i en vannkjølt MT-kondensator. Vannet fra MT-kondensatoren blir så kjølt ned enten v.h.a. et kjøletårn eller vann fra Numedalslågen (elv) og dermed ikke utnyttet. Fra MT-beholderen blir så mettet gass ved mellomtrykk sugd inn på HT-skruekompressoren. Den komprimerte gassen blir så kjølt ned av fjernvarmekretsen og kondensert i en HT-kondensator. Når fjernvarme-

produksjonen og kondenseringstemperaturen er kjent kan massestrømmen av ammoniakk i HT-trinnet blir regnet ut på tilsvarende måte som for LT-trinnet:

$$\dot{m}_{HT} = \frac{Q_k}{(h_4 - h_5)}$$

LT-kompressorene er utstyrt med vannkjølte topper for å unngå overheting. De er også utstyrt med en vannkjølt oljekjøler. Varmen som kommer fra oljen i HT-kompressoren blir varmevekslet med fjernvarmenettet og dermed utnyttet, samtidig som oljen blir kjølt ned. Det er også montert en ekstra varmeveksler med isvann, om det trengs ekstra oljekjøling.

Anlegget er oppfylt med ca. 800 kg ammoniakk. Oljene som blir benyttet er Texaco Capella Premium 68 og Mobil Gargoyle SHC 230, for henholdsvis stempelkompressorene og skruekompressoren.



Figur 6. Prinsippkisse av varmepumpen/kjøleanlegget.

3.3.2. Hovedkomponenter i anlegget (Kongsberg 2011)

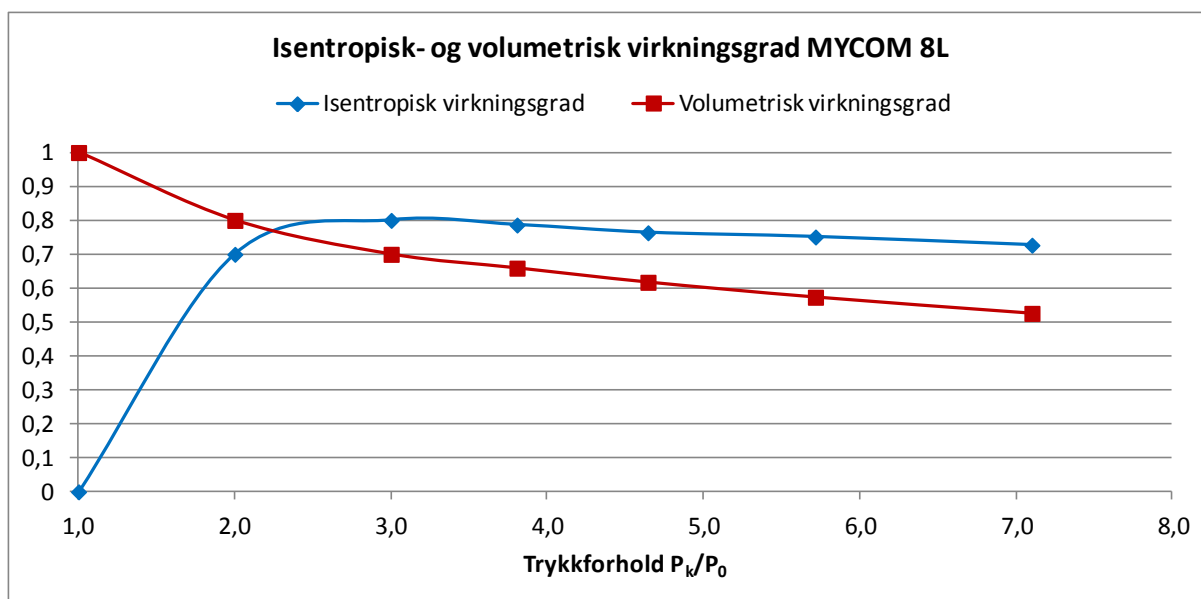
3.3.2.1. Lavtrykkskompressorer

Figur 7 viser LT-kompressorene som er stempelkompressorer av typen MYCOM N8L. Disse har 4 sylindrerpar, totalt 8 sylindere pr kompressor. Kompressorene kapasitet kan reguleres i trinn 25 %, 50 %, 75 % og 100 %, ved å sette sylindrerpar ut/inn av drift. Slagvolumet per kompressor er på 651 m³/h og de har et effektbehov ved dimensjoneringspunkt på 112 kW. Kompressorene har egne oljeutskillere og oljen de benytter er av typen Texaco Capella Premium 68.



Figur 7. Lavtrykkskompressor MYCOM N8L.

Fra produktbeskrivelse fra MYCOM (MYCOM 2002) er det mulig å regne ut isentropisk og volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforholdet i kompressoren. Dette har blitt gjort og resultatet av beregningene er framsatt i Figur 8 (se vedlegg 3 for beregninger).



Figur 8. Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for en MYCOM 8L kompressor, som en funksjon av trykkforhold. De fire punktene lengst til høyre er beregnet ut fra produktbeskrivelse fra MYCOM. De tre punktene til venstre i grafene er ekstrapolert.

For å bestemme isentropisk og volumetrisk virkningsgrad, må da trykkforholdet mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden bestemmes. I beregningene har det blitt brukt trykkforhold ved dimensjonerende forhold. $T_0 = 8 \text{ °C}$ tilsvarer et fordampningstrykk på $P_0 = 5,74 \text{ bar}$. $T_k = 73,5 \text{ °C}$ tilsvarer et kondensatortrykk på høytrykkssiden på $P_k = 35,87 \text{ bar}$. Ved hjelp av formel (13) kan optimalt mellomtrykk regnes ut. Dette gir et mellomtrykk på:

$$P_m = \sqrt{5,74 \text{ bar} \cdot 35,87 \text{ bar}} = 14,34 \text{ bar}$$

Med disse trykkene er trykkforholdene:

$$\frac{P_k}{P_m} = \frac{P_m}{P_0} = \frac{14,34 \text{ bar}}{5,74 \text{ bar}} = 2,50$$

Med et dimensjonerende trykkforhold på 2,5 kan den isentropiske og volumetriske virkningsgraden avleses fra Figur 8 som $\eta_{is} = 0,78$ og $\lambda = 0,73$.

3.3.2.2. Høytrykkskompressor

Figur 9 viser HT-kompressoren som er en twin-skruekompressor av typen HOWDEN WRVXS 204/110 2,2. Den har et innbygget volumforhold på 2,2 og et innsugingsvolum på $815 \text{ m}^3/\text{h}$ ved 50 Hz (ØyangenCompressors 2003). Kompressoren kan både reguleres av en kapasitetsleide i fra 0 – 100 % og ved en frekvensomformer fra 25 – 50 Hz. Effektbehovet

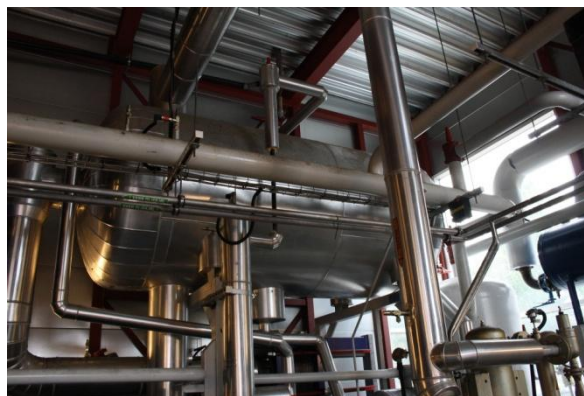
ved dimensjoneringspunktet er på 443 kW. Kompressoren har egen oljeutskiller og oljen den benytter er Mobil Gargoyle SHC 230.



Figur 9. Høytrykkskompressor HOWDEN WRVXS 204/110 2,2.

3.3.2.3. Væskeutskiller

Væskeutskilleren forsyner fordamperen med ammoniakk i væskeform og LT-kompressorene med ammoniakk i gassform. Den har dimensjoner $\text{Ø}1400 \times 2500$ og skal være tilstrekkelig stor nok for å romme all ammoniakken i anlegget. Om reparasjon er nødvendig kan all ammoniakken samles her. Figur 10 viser væskeutskilleren, som er utstyrt med oljepotte med en varmgasscoil som tar gass fra lavtrykkskompressorene for oppvarming. Her kokes ammoniakken bort og olje kan dreneres ut i bunnen. Olje i systemet kan legge seg på fordamperflaten og dermed redusere systemets virkningsgrad. Derfor er det viktig at oljen blir ikke følger med til fordamperen.



Figur 10. Væskeutskiller, $\text{Ø}1400 \times 2500$.

3.3.2.4. Fordamper

Figur 11 viser fordamperen som er en fylt rammeplatevarmeveksler av typen Alfa Laval T20-BWFG. Den er koblet til væskeutskilleren. Selvsirkuleringsprinsippet sørger for at fordamperen blir forsynt med væske fra væskeutskilleren, som så blir fordampet og opptar varme fra kjølevannet. Kjølevannet blir pumpet opp fra akkumuleringsbassenget og kjølt ned i fordamperen, før det renner ned i bassenget igjen. Fordamperens kjølekapasitet er på 1600 kW.



Figur 11. Platefordamper. Alfa Laval T20-BWFG.

3.3.2.5. Mellomtrykkskondensator

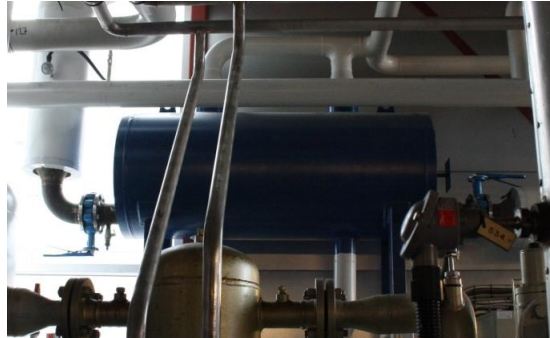
Figur 12 viser MT-kondensatoren som er en vannkjølt rammeplatevarmeveksler av typen Alfa Laval MK15-BWFDR. Varmen herifra blir ikke utnyttet, men sendt til kjøletårn for å bli avkjølt.



Figur 12. MT-kondensator. Alfa Laval MK15-BWFDR

3.3.2.6. Høytrykkskondensator

HT-kondensatoren er en vannkjølt "plate and shell" – kondensator av typen Vahterhus PSHE 55H-492/2/1. Figur 13 viser denne. Den kondenserte væsken fra HT-kondensatoren blir drenert tilbake til væskeutskilleren ved hjelp av en høytrykksflottør. Kondensatorens effekt er på 2144 kW.



Figur 13. Høytrykkskondensator. Vahterhus PSHE 55H-492/2/1.

3.3.2.7. Mellomtrykksbeholder

Figur 14 viser MT-beholderen. Den rommer 3300 liter, 3,3 m³. MT-beholderen har en sikkerhetsventil som slår ut ved 21 bar.



Figur 14. MT-beholder.

Tabell 3 viser en oversikt over hovedkomponentene i anlegget.

Hovedkomponenter i anlegget			
Komponent	Type	Kapasitet / Effekt	Andre spesifikasjoner
LT - Kompressorer (stempel) x 2	MYCOM - 8L		Slagvolum: 651 m ³ /h Kraftbehov: 112 kW
HT - Kompressor (skrue)	Howden		Innsugingsvolum: 815 m ³ /h Kraftbehov: 375 kW
Fordamper (rammeplatevarmeveksler)	Alfa Laval - T20 BWFG	1600 kW	Fordampningstemperatur: +8 °C Vannmengde: 25,28 kg/s Vanntemperatur inn/ut: +24 °C / +12 °C
Væskeutskiller			Diameter: 1,2 m Sarglengde: 2,5 m
MT-beholder (vertikal)			Diameter: 1,0 m Sarglengde: 2,0 m
MT-kondensator (rammeplatevarmeveksler)	Alfa Laval MK15 BWFDR	1538 kW	Kondensasjonstemperatur: +40 °C Vanntemperatur inn/ut: +28 °C / 35 °C
HT-kondensator (plate and shell)	Vahterhus PSHE 5HH-492/2/1	2144 kW	Kondensasjonstemperatur: 73,5 °C Vanntemperatur inn/ut: +62 °C / 70,5 °C

Tabell 3. Oversikt over hovedkomponenter i anlegget (Technoterm via Norconsult/Kongsberg, 2011).

3.3.3. Styring og regulering av anlegget

Det benyttes et PLS-basert program for styring av anlegget. Programmet heter "Techno-Tronic" og er utviklet av Technoterm. PLS står for "programmerbar logisk styring". Med dette programmet kan en rekke settpunkter settes, som trykk og temperaturer, åpning på ventiler osv, som systemet styres etter.

3.3.4. Varmepumpens driftsformer

Norconsult har skilt to forskjellige driftsformer for den kombinerte varmpumpen/kjølemaskinen; drift som varmpumpe og drift som kjølemaskin. I fyringssesongen er driftsform definert som varmpumpe. Da avgir HT-kondensatoren varme til fjernvarmenettet. Om sommeren, utenom fyringssesongen er driftsform definert som

kjølemaskin. Maskinen skal da kunne både avgi varme til MT-kondensatoren, og HT-kondensatoren om det er varmebehov i fjernvarmenettet. Det varme vannet fra MT-kondensatoren blir kjølt ned i kjøletårn, eventuelt også av vann fra Numedalslågen. Dette er altså varme som ikke blir utnyttet.

3.5 Akkumuleringsbassenget og systemet rundt

Kulden som blir produsert i fordamperen blir magasinert i et 500 m³ stort akkumuleringsbasseng, som er bygget inn under rommet der varmepumpen er stasjonert. Denne løsningen er valgt for å sikre kjøling til VAN og FMC til alle døgnets tider, da bedriftene har et kjølingsbehov som er sterkt varierende over døgnet. Akkumuleringsbassenget har dimensjonene 8 m * 16 m * 5 m (Norconsult 2011). Figur 15 viser akkumuleringsbassenget og de forskjellige kjølekursene.

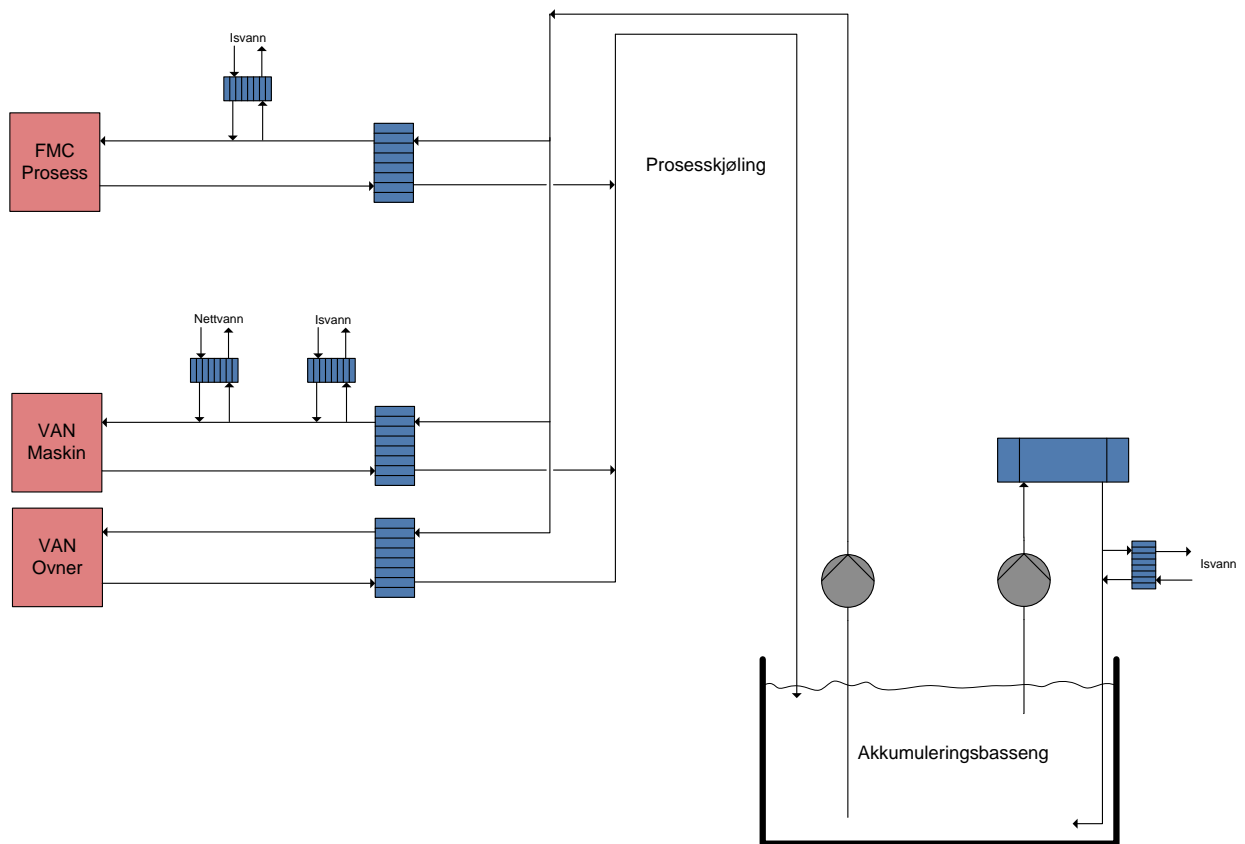
Vann blir pumpet opp fra akkumuleringsbassenget og blir kjølt over fordamperen, samtidig som varme blir overført til ammoniakken i varmepumpen. Det kalde vannet som kommer ut fra fordamperen kan enten veksles med isvannskursen eller bli sirkulert tilbake i bunnen av bassenget, hvor det kalde vannet kan pumpes videre til prosesskjølingen. Prosesskjølekretsen går til varmevekslere for de tre forskjellige kjølekursene (FMC, VAN-maskin og VAN-ovn).

Rørføringene er lagt opp slik: Røret som forsyner fordamperen med vann har innløp høyt i bassenget, mens returrøret har utløp i bunnen av bassenget. Dette for å holde det kalde vannet i bunnen av bassenget og det varme vannet i toppen. Rørføringen til prosesskjølingen har følgelig innløp i bunnen av bassenget og returen fra prosesskjølingen har innløp gjennom et perforert rør i toppen av bassenget. Røret er perforert for å fordele vannet på en måte som hindrer stor omrøring.

Det som imidlertid har skjedd er at sjiktning i bassenget ikke er oppnådd som ønsket, og temperaturen i bassenget er relativt konstant med tanke på dybden. Dette medfører at fordamperen blir forsynt med unødvendig kaldt vann og prosesskjølevannet er unødvendig høyt. Dette gjør at varmepumpen får et unødvendig høyt temperaturløft, som er energikrevende og medfører ekstra arbeid for kompressorene.

Akkumuleringsbassenget er utstyrt med 4 temperaturfølere, oppsatt på en stav med én meters mellomrom. Dette er gjort for å overvåke sjiktningen i bassenget.

Det er også verdt å nevne at VAN har installert et eget lite utjevningsbasseng, eksklusivt for kjøling av herdeovnene. Dette har skjedd i etterkant av prosjekteringen til Norconsult. Dette fører til en noe jevnere returtemperaturer til det store akkumuleringsbassenget enn det ellers ville vært. De største direkte maksimale returtemperaturene fra ovnene vil altså bli utjevnet i det lille bassenget.



Figur 15. Prinsippkisse av kjølekretser, FMC og VAN.

4. KARTLEGGING AV TEMPERATURSJIKTNING – TEMPERATURMÅLINGER I AKKUMULERINGSBASSENG

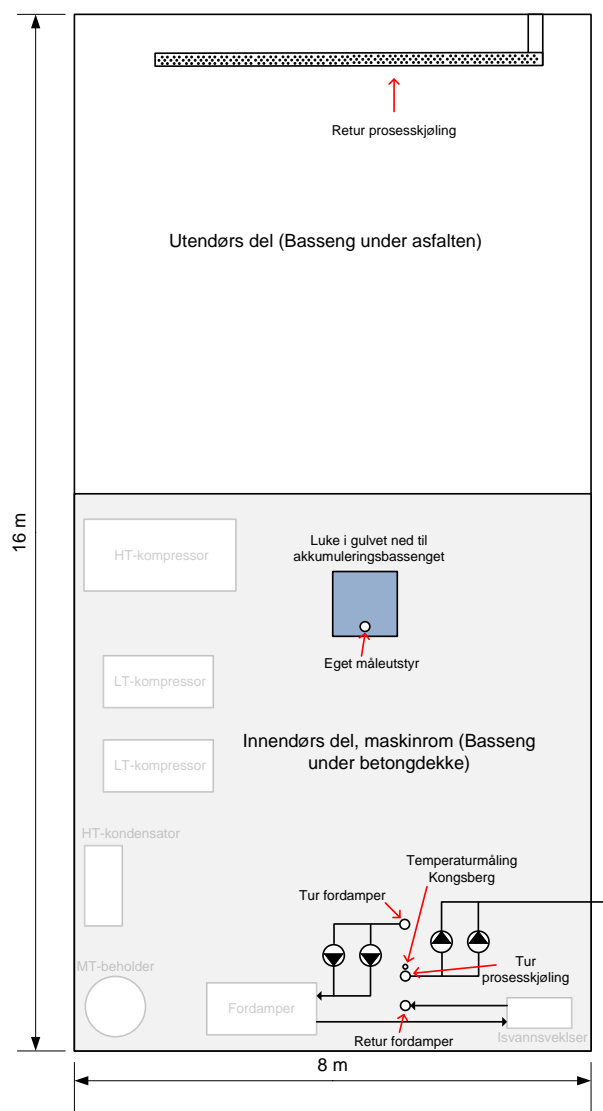
De store væskestrømmene inn og ut av akkumuleringstanken fører til at sjiktningen i tanken ikke er optimal. Væskestrømmene til og fra fordamperen (internstrømning) er relativt konstant $134 \text{ m}^3/\text{h}$, mens væskestrømmene til prosesskjølingen avhenger av effektuttaket ved VAN og FMC og temperaturen på vannet i akkumuleringstanken.

4.1. Måling av temperatur i akkumuleringsbassenget

Selv om Kongsberg har målinger på temperaturen i akkumuleringsbassenget, er det hensiktsmessig å gjøre enda en måling av temperaturen ved hjelp av andre målere. Dette for å verifisere sjiktningproblematikken, og for å få et mer nøyaktig bilde på hvordan temperaturbildet er i bassenget.

Figur 16 viser en skisse av akkumuleringsbassenget sett ovenifra, med omtrentlige plasseringer av inn- og utløpet til fordamperen og prosesskjølingen. Både tur og retur fordamper, samt tur prosesskjøling tas fra samme område i bassenget. Kongsberg har en målestav med 4 forskjellige temperaturmålinger nedover i akkumuleringsbassenget, som også er plassert i dette området. Her er det naturlig å anta at omrøringen av vann er stor, derfor kan det ikke sies sikkert at Kongsbergs temperaturmålinger er representative for temperatursjiktningen for hele bassenget. Dette er også en grunn for å gjøre nye målinger.

Når det gjelder returen til prosesskjølingen har denne utløp i den andre enden av akkumuleringsbassenget.



Figur 16. Akkumuleringsbasseng sett ovenifra. Figuren viser hvor inn- og utløp er plassert relativt til hverandre og akkumuleringsbassenget. Anleggets hovedkomponenter er vist i transparent farge. OBS: Plassering og størrelser er omtrentlig.

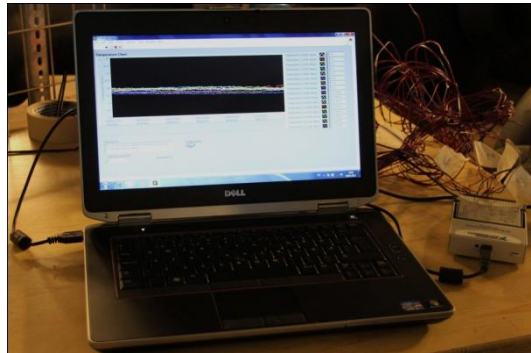
4.1.1. Hyppighet og varighet av målingene

Målingene har blitt utført i perioden mellom 16. mars og 9. april. Det er loggført målinger hvert minutt i dette tidsrommet. Påskeuken i 2012 varte fra 2. til 8. april og aktiviteten på området har i dette tidsrommet ikke vært som normalt.

4.1.2. Utstyr og oppsett

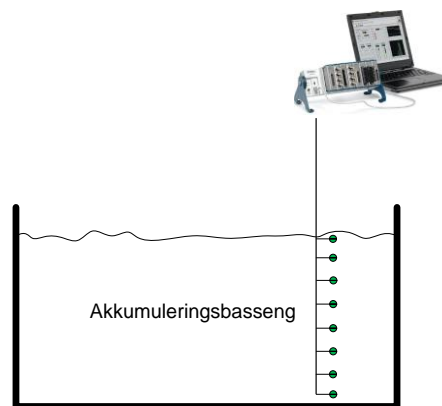
Måleutstyret består av en målestav med termoelementer for hver halve meter nedover i bassenget. Selve staven er et rør i rustfritt stål som er festet til betongdekket i en luke over bassenget (se Figur 16). Termoelementene er så koblet til en logger produsert av national

instruments. Loggeren er koblet til en datamaskin som har software av typen labview. Måleoppsettet er vist i Figur 17 og Figur 18.



Figur 17. Måleopplegg med PC og logger.

Det er interessant å finne ut av om det i det hele tatt finnes temperatursjiktning i akkumuleringsbassenget. Måleoppsettet blir derfor plassert lengst mulig fra inn- og utløp, for å prøve å unngå de største vannomrøringene. Grunnet begrenset tilkommelighet til akkumuleringsbassenget, er det valgt å plassere måleutstyret i en gulvluke, lengst mulig unna innløp og utløp (se Figur 16).



Figur 18. Prinsippskisse av måleopplegg.

4.1.2.1. Termoelementer

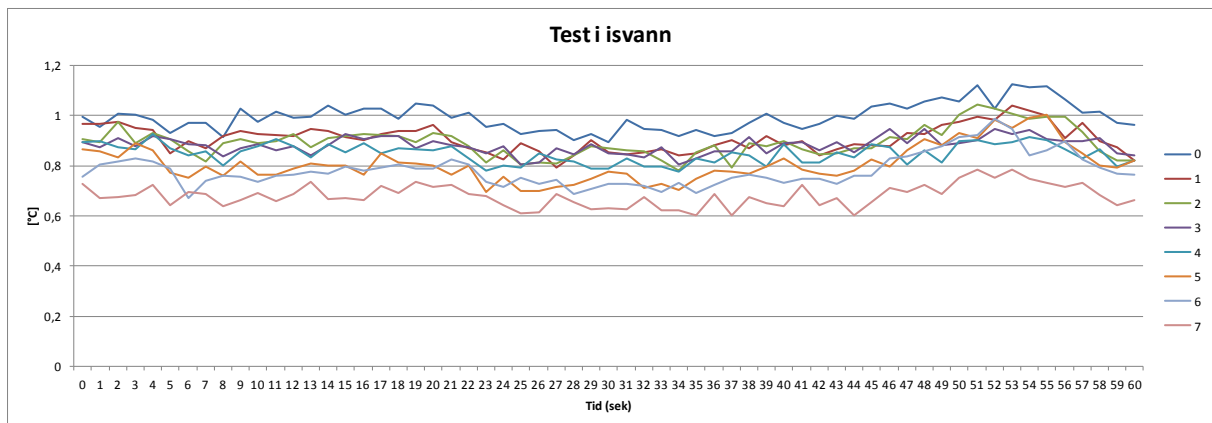
Hvis to metalltråder av ulikt metall kobles sammen i begge ender, og en av endene blir varmet opp, oppstår det en strøm i kretsen. Hvis kretsen brytes på midten, vil det oppstå en spenning som er en funksjon av temperaturen i det oppvarmede punktet og typen metall i trådene. Det er da mulig å finne temperaturen ved hjelp av kunnskap om spenningen og metalltypene (Pyrocontrol 2004).

Typen termoelement som brukes for målingene er av type T. Denne typen har god motstandevne for korrosjon og kan anvendes i temperaturområdet fra -200 °C til +350 °C (Pyrocontrol 2004). Termoelementet er laget på lab ved å sveise de to metalltrådene sammen i enden. En tynn film av lim er lagt utenpå termoelementene for å unngå korrosjon. Termoelementene er nummerert fra 0 til 7 med termoelement 7 i bunnen av bassenget og termoelement 0 i toppen.

4.1.2.2. Måleprogram

Måleprogrammet er utført i Labview, som er software som brukes til å lage måleprogrammer. Programmet som har blitt brukt kan logge temperaturene nedover i bassenget i så lang tid som ønskelig, og hvor ofte som ønskelig.

4.1.3. Unøyaktigheter i målinger



Figur 19. Test av termoelementene i isvann. Termoelementene er nummerert fra 0 til 7.

Termoelementene er testet i isvann for å kontrollere og teste målingsnøyaktigheten. Det er antatt at isvannet holder nøyaktig 0 °C. Samtlige termoelementer viste under testen, som gikk med målinger hvert sekund i ett minutt, mellom 0,8 °C til 1,1 °C. Figur 19 viser temperaturen fra de forskjellige termoelementene over testen. Tabell 4 viser snittemperaturen til de forskjellige termoelementene over det samme tidsrommet. Unøyaktigheter i målinger kan skyldes unøyaktigheter i måleinstrumentene.

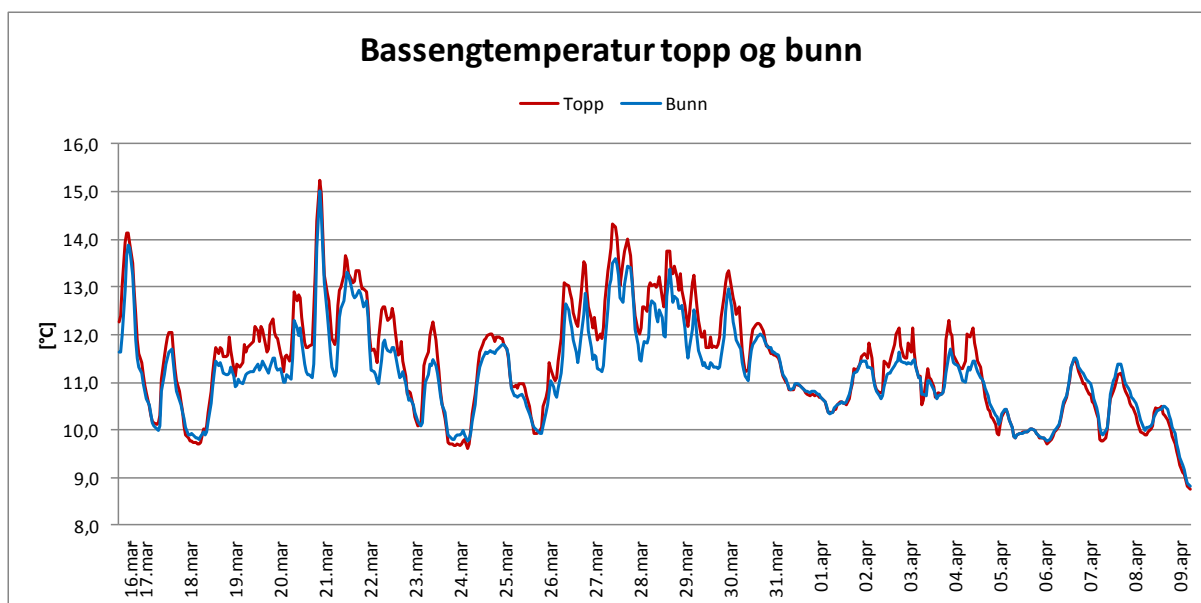
Snittemperatur i isvann	
Termoelementnummer	Snittemperatur [°C]
0	0,9939
1	0,9076
2	0,8933
3	0,8812
4	0,8483
5	0,8076
6	0,7818
7	0,6805

Tabell 4. Snittemperaturer for de forskjellige termoelementene, testet i isvann.

Det er valgt å justere målingene av temperaturer i akkumuleringsbassenget ved å trekke fra snittemperaturene i isvannstesten for de forskjellige termoelementene. Dette gjøres for å sikre så korrekte målinger som mulig.

4.1.4. Resultater av målingene

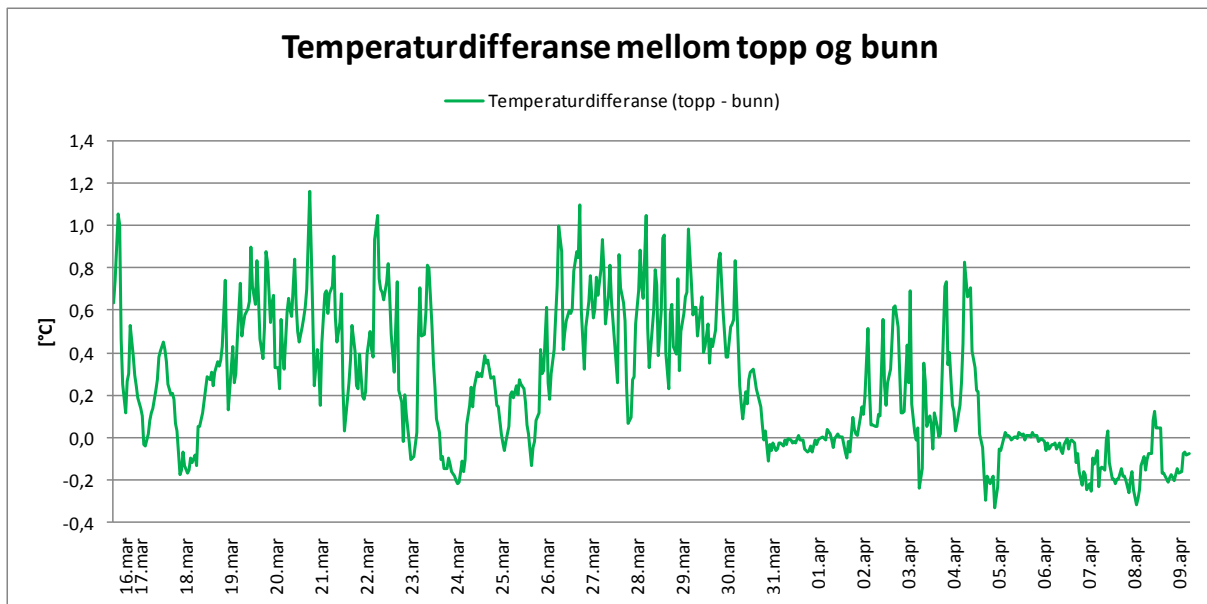
Resultatene av justerte målinger er framstilt grafisk i Figur 20. Det er tatt timesnitt av målingene for å gjøre grafen mer leselig. Se også vedlegg 4 for tabellverdier. Den røde grafen representerer temperaturen i toppen av bassenget, termoelement 0, mens den blå representerer temperaturen i bunnen av bassenget, termoelement 7. Den maksimale og minimale temperaturen i toppen av bassenget er henholdsvis 15,2 °C og 8,8 °C, med et snitt over perioden på 11,4 °C. I bunnen er temperaturene 15,0 °C, 8,8 °C og 11,2 °C i henholdsvis maksimal-, minimal- og snittemperatur.



Figur 20. Bassengtemperatur i topp og bunn av akkumuleringsbassenget, etter justering av unøyaktighet, i perioden 16. mars til 9. april 2012. Grafene er basert på timesnitt av målingene.

Det kan sees av grafene at topp og bunn følger hverandre tett, og at temperaturen i toppen av bassenget ligger litt over temperaturen i bunnen av bassenget over hele tidsperioden, med unntak av enkelte perioder. Det er imidlertid ikke veldig stor temperaturdifferanse mellom topp og bunn. Disse målingene kan derfor sees på som en verifisering av akkumuleringsbassengets dårlige sjiktning. Maksimal temperaturdifferanse er 1,2 °C, og minimal temperaturdifferanse er på -0,3 °C, som vil si at temperaturen på dette tidspunktet er høyest i bunnen av bassenget. Figur 21 viser en grafisk oversikt over temperaturdifferansen mellom topp og bunn.

Det bør nevnes at de resterende termoelementene (fra 1-6), som ligger i mellom topp og bunn, ikke tatt med i diagrammet. Grunnen til dette er at verdiene ligger i mellom topp- og bunnverdiene, og figuren ville dermed blitt rotete og uoversiktlig. Ettersom verdiene ligger i mellom topp og bunn er de heller ikke like relevante. Det er topp- og bunntemperaturene som er mest relevant å vite noe om, ettersom det er herfra vannet til fordampere og prosesskjølingen blir hentet fra.



Figur 21. Differansetemperatur mellom topp og bunn av akkumuleringsbassenget, etter justering av unøyaktighet, i perioden 16. mars til 9. april 2012. Grafen er basert på timesnitt av målingene.

Av Figur 21 kan det sees at temperaturdifferansen i helgene og i påskeperioden ligger rundt 0. Dette er på grunn av lav aktivitet i perioder med fridager. Det kan også observeres fra Figur 20 at temperaturen i akkumuleringsbassenget er lav i disse periodene.

5. BEREGNINGER PÅ ANLEGGET

5.1. Måledata, forutsetninger og antagelser

Opprinnelig var det tenkt å gjøre en analyse av anlegget med målingsdata fra samme tidsperiode som egne temperaturmålinger i akkumuleringsbassenget er foretatt i. Men ved en feil ble alle nødvendige temperaturer og andre data slettet fra Kongsbergs interne datalogg fra denne perioden, og en analyse fra denne perioden ble da ikke mulig å gjennomføre, ettersom beregninger på anlegget krever kjennskap til en rekke temperaturer og andre data.

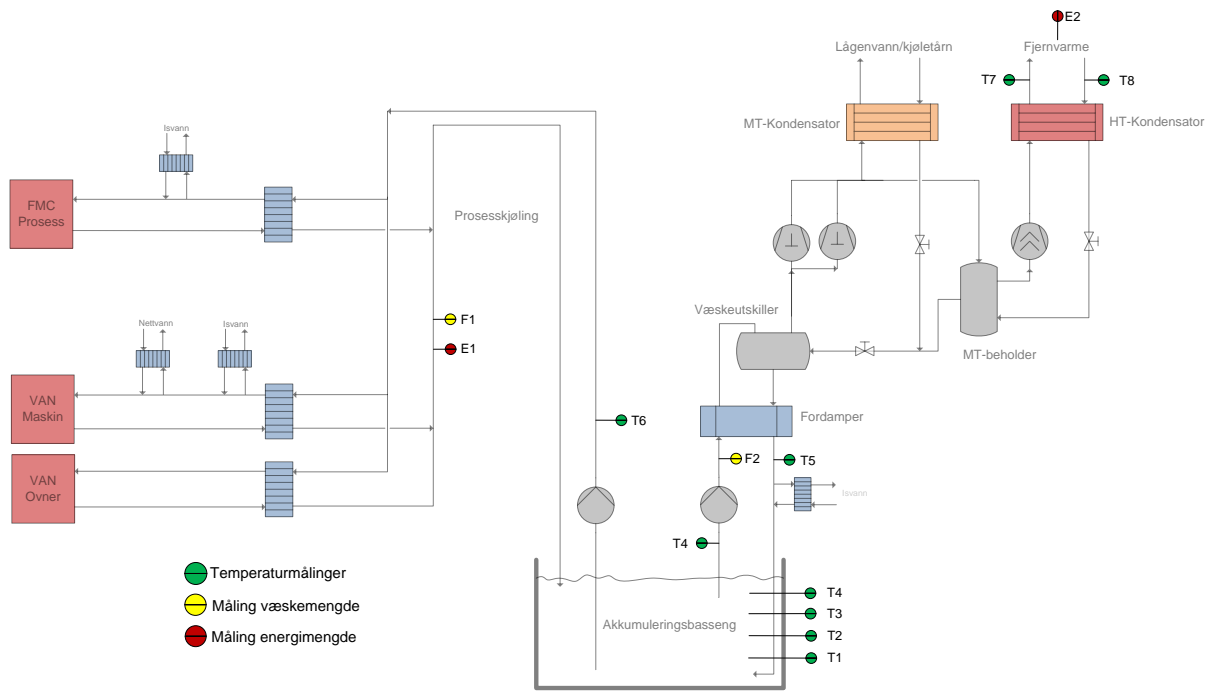
Det er istedenfor valgt å gjøre en analyse av anlegget i en tidsperiode på to uker, fra 16. april til 29. april. I denne perioden er nødvendige temperaturdata, energidata og data for væskemengde tilgjengelig.

5.1.1. Temperaturer og andre måledata i anlegget

Tabell 5 viser de forskjellige målepunktene i anlegget som er relevante for oppgaven, og som det er hentet data fra og deres tilhørende nummerering. Temperaturmålingene er kalt T1-8, væskemengde (vannmengde) prosesskjøling er kalt F1 og energimålinger er kalt E1-2. Målepunktene plassering i anlegget er vist i Figur 22.

Målinger som benyttes	
Nummer	Forklaring
T1	Temperatur basseng bunn
T2	Temperatur basseng
T3	Temperatur basseng
T4	Temperatur basseng topp = tur fordamper
T5	Temperatur retur fordamper
T6	Temperatur tur prosesskjøling
T7	Temperatur tur fjernvarme
T8	Temperatur retur fjernvarme
F1	Væskemengde prosesskjøling VAN
E1	Effektuttak prosesskjøling VAN
E2	Fjernvarme

Tabell 5. Alle målinger som benyttes i beregningene.



Figur 22. Prinsippskisse av plassering av målepunktene i anlegget, som benyttes i beregningene for analysen.

5.1.2. Forutsetninger og antagelser

I tillegg til å bruke måleverdiene som er innhentet fra loggen til Kongsberg, er det blitt gjort noen antagelser og forutsetninger. Disse er:

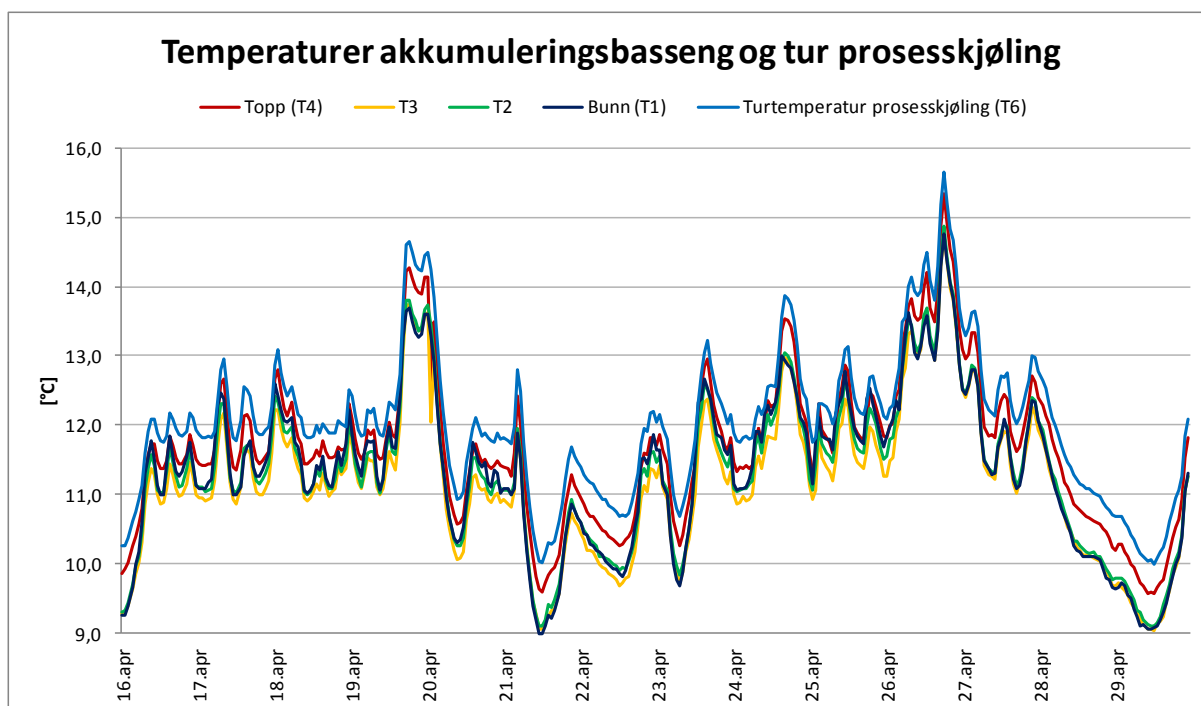
- Analysen tar utgangspunkt i tidsrommet fra 16. april til 29. april.
- Væskemengde over fordamperen er satt til $\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} \text{ fordamper} = 37,29 \text{ liter/s} \approx 134 \text{ m}^3/\text{h}$, som er et snitt av målinger over en periode med veldig små variasjoner (Kongsberg 2012).
- FMC har ikke hatt behov for kjøling i den aktuelle perioden (Kongsberg 2012). Alt av effektuttak skyldes aktivitet hos VAN. Temperaturdata fra FMC er derfor ikke nødvendig.
- Fordampningstemperatur er satt etter følgende ligning, basert på Norconsults antagelse: $(T_0 - T_{\text{vann utgående}})_{\text{dim}} = (T_0 - T_{\text{vann utgående}})_{\text{reell}} \Rightarrow T_0 = T_{\text{vann utgående}} - 4 \text{ }^\circ\text{C}$
- På samme måte som fordampningstemperaturen, er HT-kondensasjonstemperatur satt til: $(T_k - T_{\text{vann utgående}})_{\text{dim}} = (T_k - T_{\text{vann utgående}})_{\text{reell}} \Rightarrow T_k = T_{\text{vann utgående}} + 3 \text{ }^\circ\text{C}$
- Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for lavtrykkskompressorene er satt til henholdsvis $\eta_{\text{is}} = 0,78$ og $\lambda = 0,73$ (se kapittel 3.3.2.1. for beregninger)
- Med kjennskap om at den isentropiske virkningsgraden for en skruekompressor generelt er litt lavere enn stempelkompressorens ved denne kompressorstørrelsen,

er den isentropiske virkningsgraden valgt til $\eta_{is} = 0,68$. For den volumetriske virkningsgraden er tilfellet omvendt, her har skruekompressoren høyere virkningsgrad enn stempelkompressoren. Den velges da til $\lambda = 0,83$.

- Ettersom målinger for effektuttak prosesskjøling og fjernvarme er timesbasert, har det blitt tatt gjennomsnitt av temperaturdata for hver time i den aktuelle perioden, for sammenstilling med effektuttaksmålingene.
- Spesifikk varmekapasitet vann: $C_{p\text{ vann}} = 4,2 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$.
- Turtemperatur til fordampere er satt lik temperaturen i toppen av bassenget (T4), ettersom det ikke finnes data på denne temperaturen.
- Beregningsmodellen er laget i excel, med RnLib som tilleggsapplikasjon. Se vedlegg 5 og vedlegg 6 for beregninger.
- Formler som er brukt i beregningene er hentet fra vedlegg 1.
- Kapittel 5.2. omhandler kun en kartlegging av energi- og væskestrømmene inn og ut av akkumuleringsbassenget, mens kapittel 5.3. tar for seg ytterligere beregninger og en analyse av prosessen og konsekvenser av effektforandringer.

5.2. Bassengtemperaturer og kartlegging av energi- og væskestrømmer inn og ut av akkumuleringsstank

Som nevnt fører de store væskestrømmene inn og ut av akkumuleringsbassenget til at det blir stor omrøring i bassenget, og dermed dårlig temperatursjiktning. Målinger som er gjort av Kongsberg på temperaturer i akkumuleringsbassenget over perioden er framstilt i Figur 23, hvor T1 er bunnen av bassenget med en dybde på ca. 4 meter, T4 er i toppen av bassenget med en dybde på ca. 0 meter, og T2 og T3 i mellom disse, ved henholdsvis ca. 1,33 meter og ca. 2,66 meter.



Figur 23. Vanntemperaturer ved forskjellige dybder i akkumuleringsbassenget i tillegg til turtemperatur prosesskjøling. T1 er mørk blå graf, T2 er grønn graf, T3 er gul graf og T4 er rød graf med bassengdybder på henholdsvis ca. 4 m, 2,66 m, 1,33 m og 0 m. Turtemperatur prosesskjøling (T6) er lys blå graf.

Av figuren kan det sees at temperatursjiktingen i akkumuleringsbassenget ikke er veldig markant, noe som også kunne sees av egne målinger som ble presentert i kapittel 4. Mellom topp og bunn i bassenget er temperaturforskjellen maksimalt på 0,7 °C. Dette er relativt lavt, i alle fall med tanke på at bassenget og anlegget er dimensjonert for å ha 24 °C inn på fordamper og 12 °C ut til prosesskjøling, noe som tilsvarer en temperaturdifferanse mellom topp og bunn på 12 °C. Over perioden er temperaturdifferansen mellom topp og bunn relativt konstant, bortsett fra små perioder hvor temperaturdifferansen negativ, det vil si at det er høyere temperatur i bunnen av bassenget enn i toppen. Dette er ikke ønskelig, ettersom dette fører til ugunstige forhold for fordamperen i kjølemaskinen/varmepumpen. Store væskestrømmer inn og ut kan være årsaken til dette problemet, og vil bli diskutert senere i kapitlet.

Turtemperatur prosesskjøling (T6) er den lyseblå grafen i Figur 23. Grafen til denne temperaturen ligger over grafene for bassengtemperaturen. Dette er tilfellet over hele perioden. Årsaken til dette er ikke kjent, men situasjonen er ikke ønskelig, og langt i fra optimal. Temperaturen til prosesskjølingen bør ligge rundt temperaturen i bunnen av

bassenget (T1), ettersom denne er lavest, og prosesskjølingen behøver så kaldt vann som mulig.

Temperaturen ved ca. 1,33 m dybde (T3) er i store deler av perioden lavere enn T1 i bunnen av bassenget. Det kan derfor kanskje lønne seg å bruke vann fra dette sjiktet til prosesskjølingen.

5.2.1. Fordamperkretsen

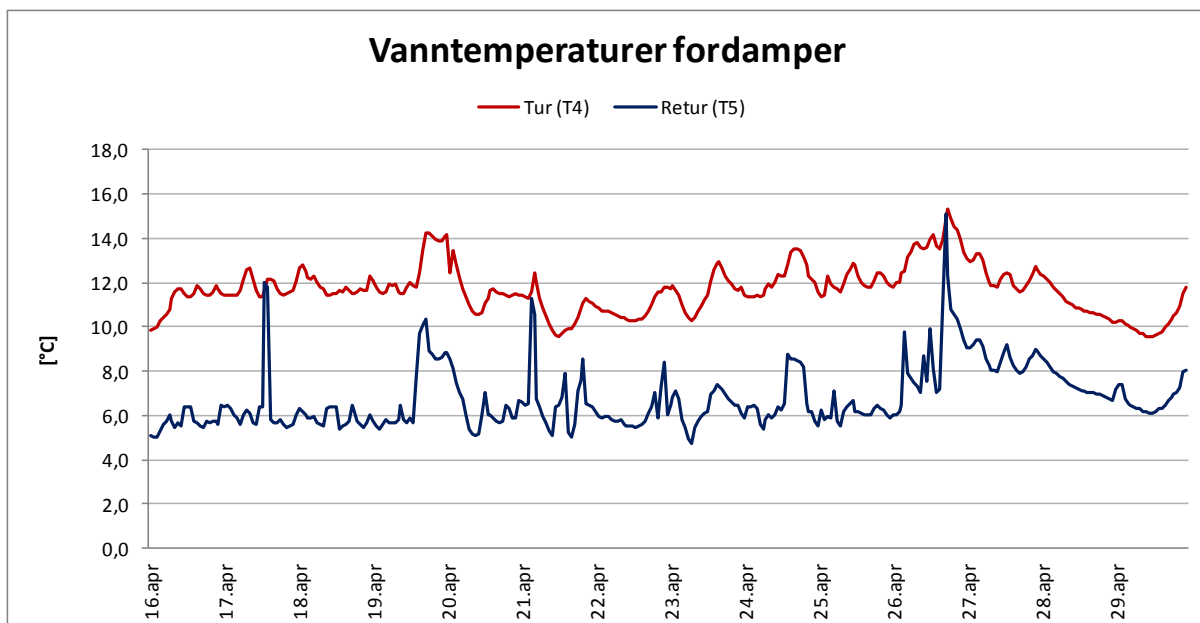
5.2.1.1. Væskestrøm

Fordamperkretsen har en stabil konstant væskemengde på $\dot{V}_{\text{H}_2\text{O for d}} = 134 \text{ m}^3/\text{h}$. Dette for å sikre stabile forhold i fordamperen (Kongsberg 2011). Denne væskestrømmen vil alene føre til at hele bassengets volum har gått gjennom fordamperen på $500 \text{ m}^3 / 134 \text{ m}^3/\text{h} = 3,73$ timer.

5.2.1.2. Energiavgivning

Med en vannmengde på $\dot{V}_{\text{H}_2\text{O for d}} = 134 \text{ m}^3/\text{h}$, varmekapasitet for vann på $C_{p \text{ vann}} = 4,2 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ og en gitt temperaturdifferanse, kan avgitt varme fra vannet til ammoniakken i fordamperen, og følgelig også kjølekapasiteten beregnes ved hjelp av formel (19) i vedlegg 1. Ettersom vannmengden er konstant, vil kjølekapasiteten kun variere ved varierende temperaturdifferanse mellom innløp og utløp av fordamper.

Den dimensjonerende tur- og returtemperaturer på henholdsvis $24 \text{ }^\circ\text{C}$ og $12 \text{ }^\circ\text{C}$ gir en temperaturdifferanse på $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Om denne temperaturdifferansen kunne blitt oppnådd, kunne væskemengden over fordamperen blitt redusert. Den reelle temperaturdifferansen er imidlertid ikke lik den dimensjonerende temperaturdifferansen. Figur 24 viser den målte tur og returtemperaturen over fordamperen i den aktuelle perioden.



Figur 24. Målte vanntemperatur over fordampner over perioden. Rød graf viser turtemperatur (T4) og blå graf viser returtemperaturen (T5).

Den røde grafen er turtemperatur til fordampneren (T4), som er satt lik temperaturen i toppen av akkumuleringsbassenget, ettersom det er her vannet tas fra. Den blå grafen er returtemperaturen (T5).

Turtemperaturen, og da også vanntemperaturen i toppen av bassenget ligger i store deler av perioden mellom 10 og 13 °C, med en minimumstemperatur den 21. april på 9,6 °C. Maksimumsverdien over perioden er den 26. april på 15,3 °C, og et snitt over perioden på 11,7 °C.

Returtemperaturen fra fordampneren ligger jevnt over mellom 5 og 8 °C, med noen unntak. Temperaturtoppene 17. april, 21. april og 26.april har så høye verdier at de når størrelsen til turtemperaturen. I disse periodene er temperaturdifferansen over fordampneren 0. Dette viser at det er stopp i kjølemaskinen/varmepumpen på disse tidspunktene.

Med temperaturdifferansen som utgjør differansen mellom tur- og returtemperaturen i Figur 24, kan kjølekapasiteten til fordampneren i kjølemaskinen kalkuleres ved hjelp av formel (19) i vedlegg 1. Figur 25 viser resultatet av kalkulasjonene av kjølekapasiteten over perioden. Se vedlegg 5 for utregninger.



Figur 25. Beregnet kjølekapasitet (Q_0) til kjøleanlegget/varmepumpen over perioden.

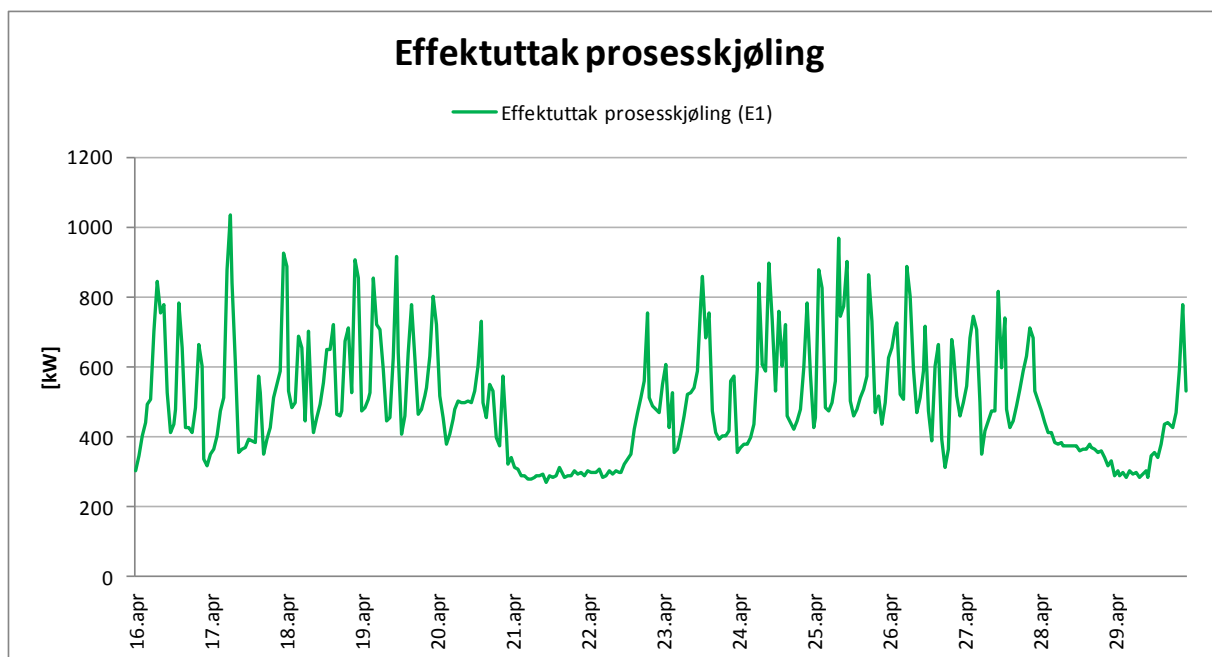
Ettersom væskemengden over fordampere er konstant, er kjølekapasiteten kun avhengig av temperaturdifferansen over fordampere. Av Figur 25 kan det sees at kjølekapasiteten svinger mellom 0 kW ved flere anledninger og opp til 1040 kW den 26. april midt på dagen. 0 kW kjølekapasitet betyr at anlegget er stoppet. Dette kan også sees i Figur 24 av at temperaturdifferansen er null ved de aktuelle tidspunktene. Kjølekapasiteten nærmer seg maksimumsverdien ved flere tidspunkter, 27. og 18. april, samt 25. april. Gjennomsnittlig kjølekapasitet over perioden er 766 kW, som utgjør 47,8 % av dimensjonert kjølekapasitet på 1600 kW.

5.2.2. Prosesskjølingskretsen

5.2.2.1. Effektuttak

Figur 26 viser måleverdiene til effektuttaket i kW i prosesskjølingskretsen. Dette effektuttaket skyldes kun VANs aktivitet over perioden. FMC har i denne perioden ikke benyttet seg av kjøleenergi fra anlegget (Kongsberg 2012). Av figuren kan det sees at kjøleuttaket varierer mellom ca. 250 kW som et minimum og 1033 kW som maksimum den 17. april. Denne maksimumsverdien er 64,5 % av kjølekapasiteten som anlegget er dimensjonert for å levere. Over perioden er gjennomsnittlig effektuttak 500 kW, 31,3 % av dimensjonert kjølekapasitet. Til sammenlikning er gjennomsnittet til kjølekapasiteten 766

kW. I helgene 21. april til 22. april og 28. april til 29. april har effektuttakene sine laveste verdier. Dette kommer av lav eller ingen produksjon hos VAN i helgene.

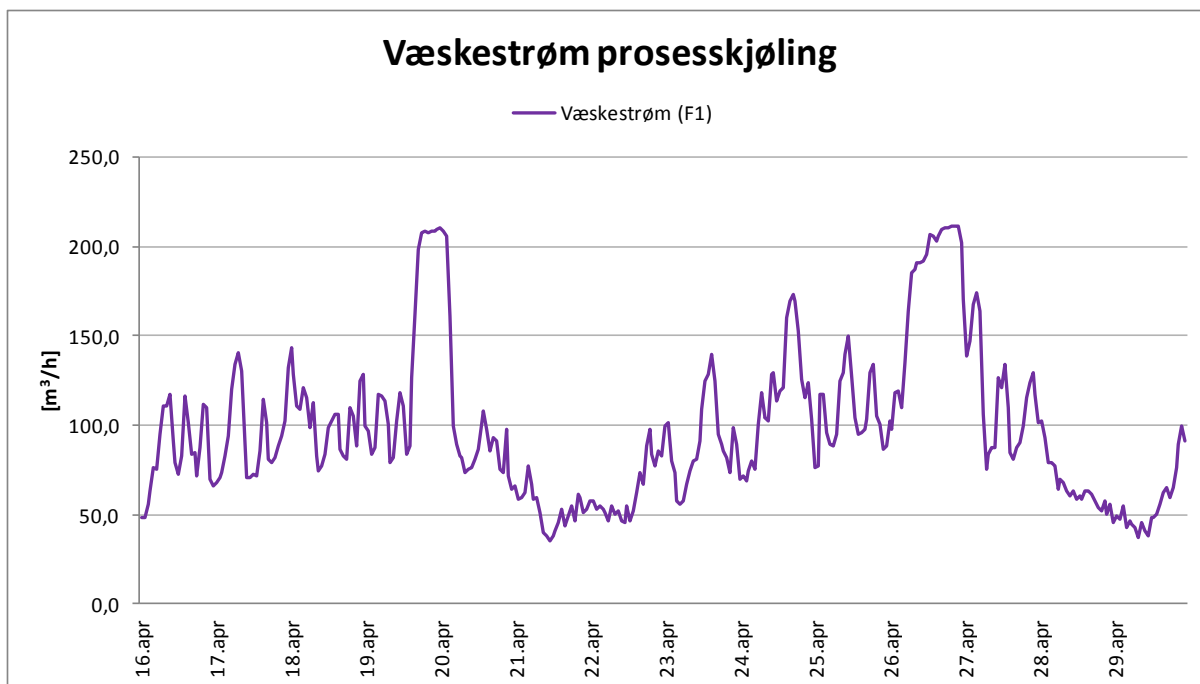


Figur 26. Målt effektuttak i prosesskjølingskretsen over perioden.

Hver av toppene i diagrammet symboliserer herdesykluser i herdeovnene til VAN. Effektuttaket forandres da raskt over en kort periode. I bunnpunktene, utenom de to helgene, kan det sees fra figuren at effektuttaket ligger på rundt 300-500 kW. Det kan antas at det her kun er maskiner som kjøles.

5.2.2.2. Væskestrøm, tur- og returtemperatur

Figur 27 viser den målte væskestrømmen (F1) til prosesskjølingskretsen over perioden. Av diagrammet kan det sees at væskestrømmen til prosesskjølingen svinger stort, fra et minimum på rundt 35m³/h og opp til et maksimum på 212 m³/h. Store deler av perioden svinger væskestrømmen mellom 50 m³/h og 150 m³/h.



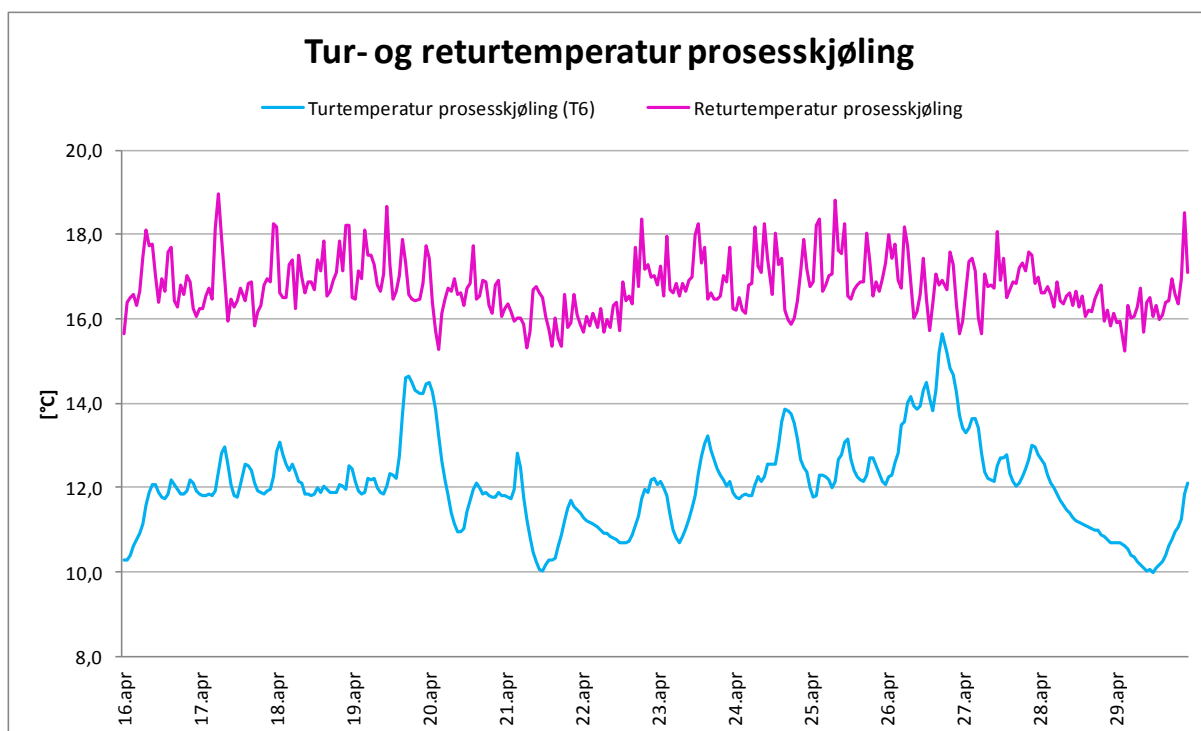
Figur 27. Målt væskestrøm i prosesskjølingskretsen over perioden.

Væskestrømmen til prosesskjølingen har to markerte topper, en den 19. april og en den 26. april. Her er væskestrømmen over 200 m³/h. Grunnen til dette blir forklart nærmere i kapittel 5.3.1.

Ettersom det ikke finnes målinger på returtemperaturen til prosesskjølingen, må denne beregnes. Når vannmengden ($\dot{m}_{\text{prosess}} = F1$), effektuttaket ($Q_{\text{prosess}} = E1$) og turtemperaturen ($T_{\text{tur}} = T6$) til prosesskjølingen er kjent, som er tilfellet her, kan dette gjøres ved hjelp av omforming av formel (19) i vedlegg 1 slik:

$$T_{\text{retur}} = \frac{Q_{\text{prosess}}}{\dot{m}_{\text{prosess}} \cdot c_{p_{\text{vann}}}} + T_{\text{tur}}$$

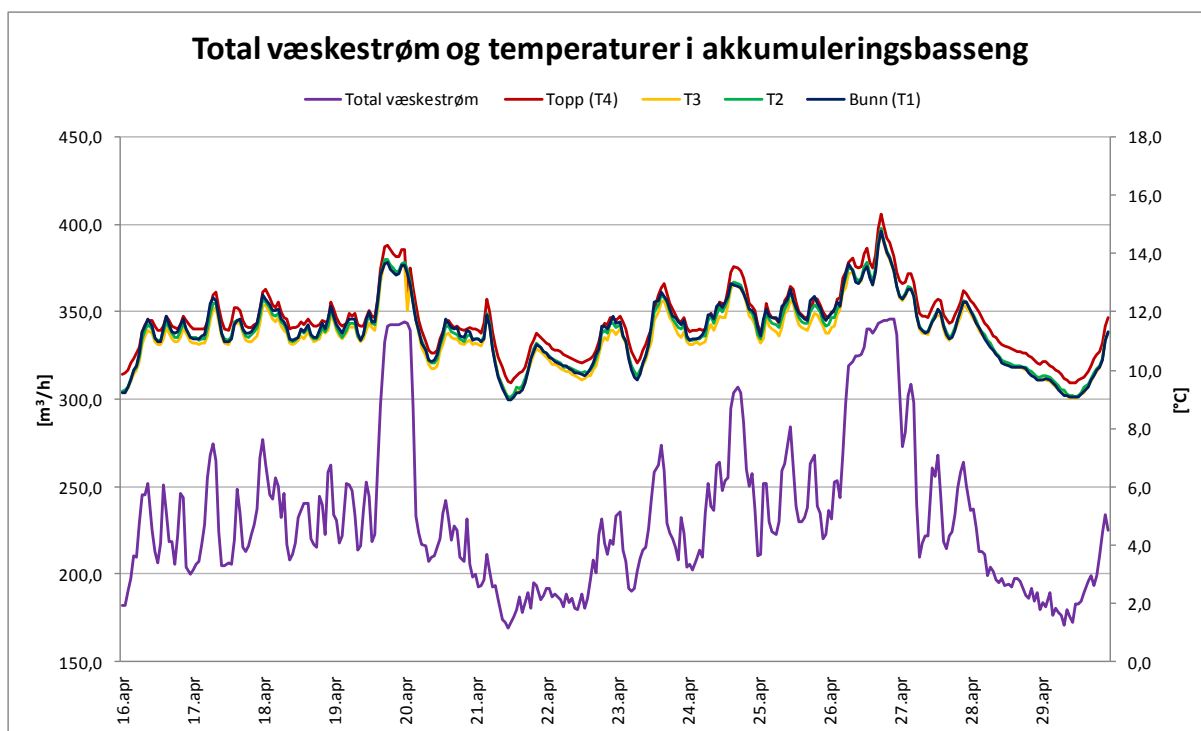
Se vedlegg 6 for beregninger av returtemperaturen. Figur 28 viser den beregnede returtemperaturen (rosa graf) over perioden, sammen med den målte turtemperaturen (blå graf – T6). Returtemperaturen svinger jevnt mellom 15,5 °C og 19 °C, og følger til dels turtemperaturen, men svinger jevnere enn denne. Dette kan skyldes at VAN sitt eget lille akkumuleringsbasseng demper de store toppene til turtemperaturen.



Figur 28. Målt turtemperatur og beregnet returtemperatur prosesskjøling. Grafene for tur- og returtemperaturen er henholdsvis blå og rosa.

5.2.3. Den totale væskestrømmen inn og ut av akkumuleringsbassenget

Akkumuleringsbassengets totale væskestrøm inn og ut, er bestående av den faste fordampningsstrømmen på $134 \text{ m}^3/\text{h}$ og væskestrømmen til prosesskjølingen som varierer over perioden (se Figur 27). Det er denne totale væskestrømmen som sier noe om raten på omrøring i bassenget. Figur 29 viser denne totale væskestrømmen inn og ut av akkumuleringsbassenget, i tillegg til bassengtemperaturene over perioden. Dette for å se om de store væsketoppene påvirker temperaturen og sjiktningen i bassenget.



Figur 29. Målt total væskestrøm inn/ut av akkumuleringsbasseng i den aktuelle perioden, i tillegg til målte temperaturer i akkumuleringsbasseng.

Av Figur 29 kan det sees at den totale væskestrømmen store deler av perioden ligger mellom 200 m³/h og 300 m³/h. Det er to markante maksimaltopper, den 19. april og den 26. april. Her er væskestrømmen helt oppe i 346 m³/h. Ved slike store væskestrømmer, vil vannet i akkumuleringsbasseng bli skiftet ut i løpet av underkant av en og en halv time, noe som vil påvirke sjiktningen i bassenget. Men som det kan sees fra temperaturgrafene i figuren endres ikke sjiktningen nevneverdig mye, uansett strømningsmengde. Minimumsverdien finnes den 21. april, hvor væskestrømmen er på 169 m³/h. Med denne størrelsen på væskestrømmen vil hele bassengets volum være utskiftet i løpet av i underkant av tre timer. Selv om dette er minimumsverdien på væskestrømmen vil altså bassengvolumet bli skiftet ut relativt fort.

Av temperaturgrafene kan det sees, som sagt før, at temperaturredifferansen mellom topp og bunn i akkumuleringsbasseng, er relativt liten, både for små og for større totale væskestrømmer. Det kan da konkluderes med at selv den minste totale væskestrøm på 169 m³/h gjør at temperatursjiktningen i bassenget blir dårlig. I og med at sjiktningen er dårlig selv ved liten væskestrøm, spiller det liten rolle for sjiktningen om væskestrømmen er stor

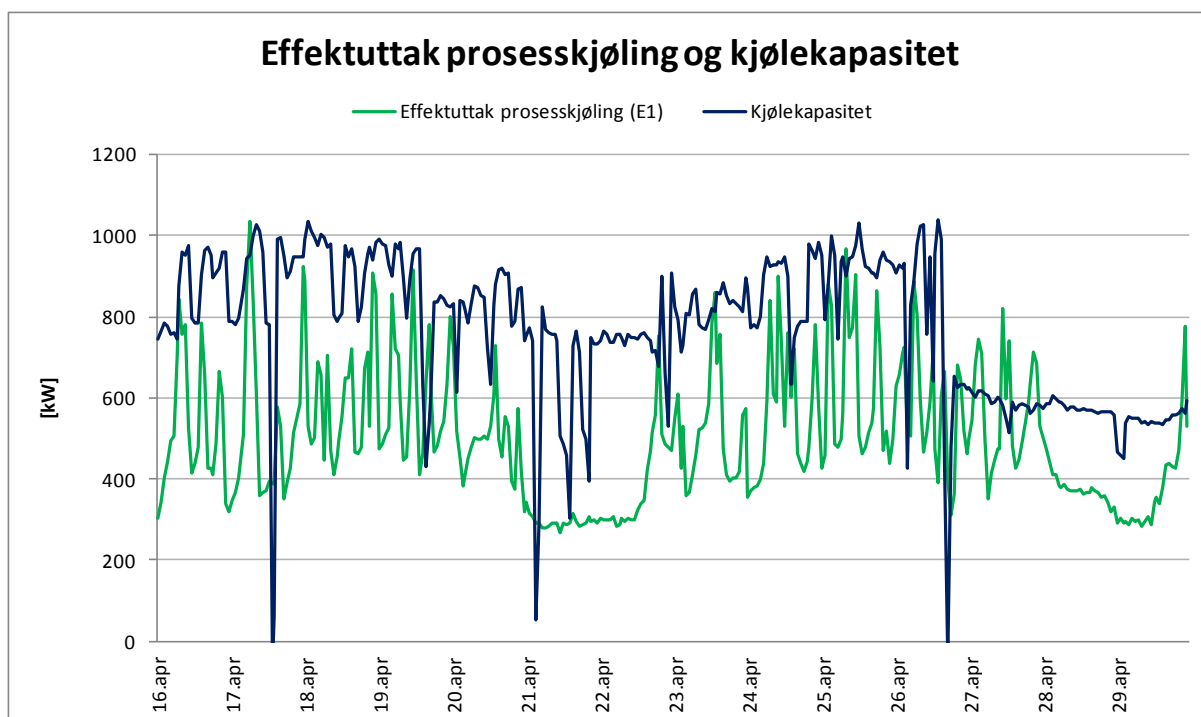
eller liten Dette kan også sees av Figur 29. Om god eller bedre sjiktning skal forekomme må altså den totale væskestrømmen uansett reduseres til under $169 \text{ m}^3/\text{h}$.

5.3. Analyse av prosess og konsekvenser av effektvariasjoner

Det er foretatt en analyse av kjølemaskinens/varmepumpens prosess over perioden mellom 16. april og 29. april. Med de data som har foreligget har det blitt beregnet kjølekapasitet (Q_0), kompressorarbeid for LT-kompressorene og HT-kompressoren (W_{LT} og W_{HT}), og det er beregnet effektfaktorer og energifaktor til anlegget. Når disse beregningene er foretatt er forskjellige parametere stilt opp mot hverandre for å se hva som påvirkes av hva og hvordan anlegget best mulig bør drives (reguleres).

5.3.1. Akkumuleringsbassengets påvirkning av variasjoner i effektuttak

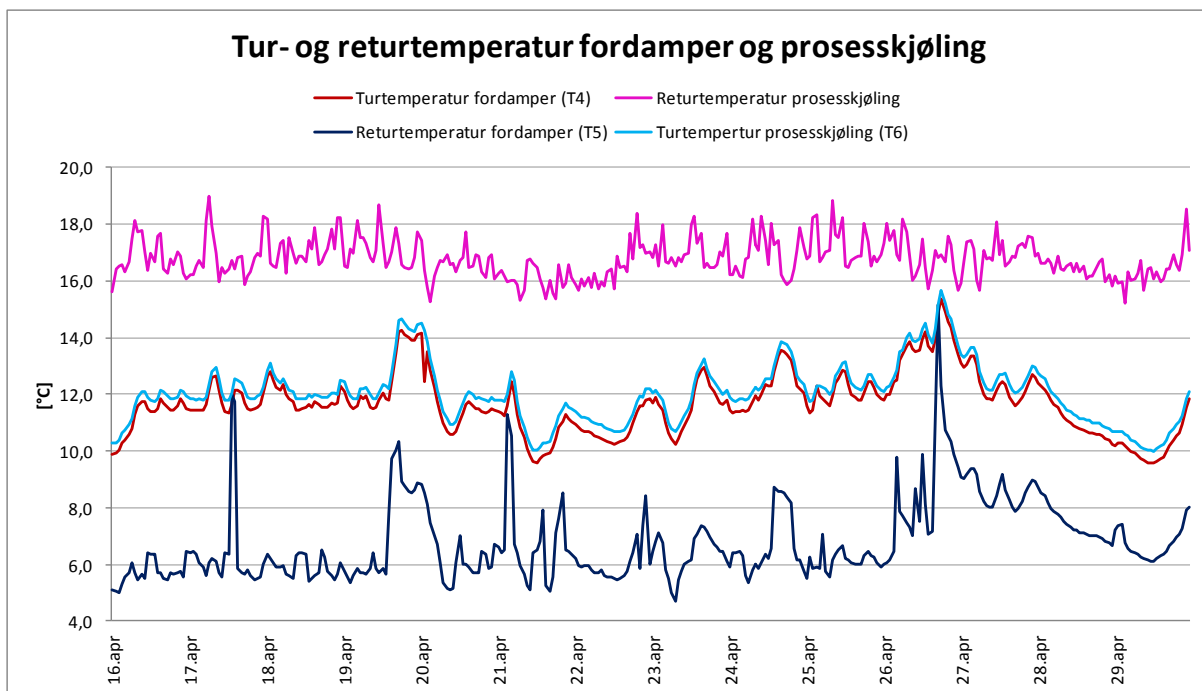
Temperaturen i akkumuleringsbassenget er sterkt avhengig av forholdet mellom effektuttaket til prosesskjølingen på den ene siden og den tilførte kjøleenergien (kjølekapasiteten til kjølemaskinen/varmepumpen) på den andre siden. Figur 30 viser forholdet mellom den beregnede kjølekapasiteten (Q_0 – mørk blå graf) og det målte effektuttaket til prosesskjølingen (E1 – grønn graf), mens Figur 31 viser bassengtemperaturen i toppen av bassenget (T4 – rød graf) og turtemperaturen til prosesskjølingen (T6 – lys blå graf), sammen med returtemperaturene til både prosesskjølingen (rosa graf) og kjølekapasiteten (mørk blå graf).



Figur 30. Forholdet mellom effektuttak prosesskjøling (E1) og beregnet kjølekapasitet.

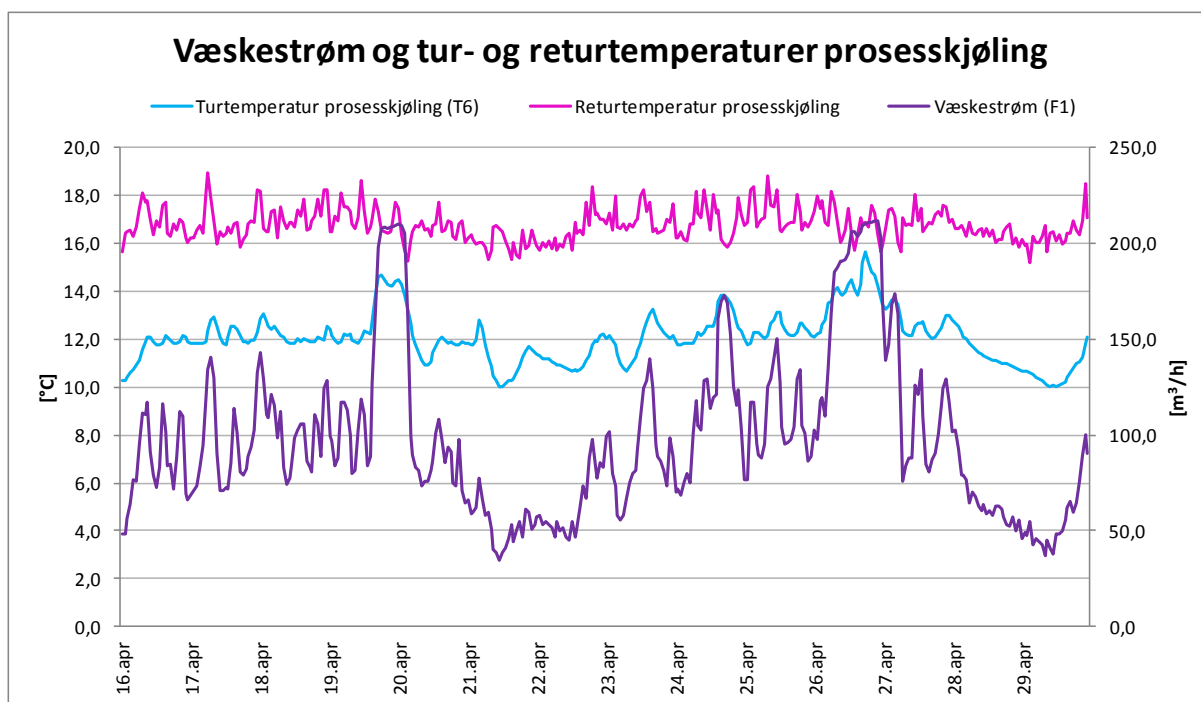
Av grafene kan det sees at kjølekapasiteten ligger noe over effektuttaket til prosesskjølingen i store deler av tidsperioden. Dette er nødvendig for å holde temperaturen i bassenget, og dermed turtemperaturen til prosesskjølingen, tilstrekkelig lav. I de perioder hvor kjølekapasiteten er markant større enn effektuttaket til prosesskjølingen, synker temperaturen i bassenget. Som sagt er anlegget designet for å levere vann til prosesskjølingen som holder 12 °C. I store deler av perioden blir dette oppfylt, men flere ganger går temperaturen over 13 °C og ved et par anledninger opp til 15-16 °C.

Grunnen til at bassengtemperaturene stiger i visse perioder kan sees av grafene for effektuttak og kjølekapasitet. I de periodene de gjelder er effektuttaket til prosesskjølingen større enn kjølekapasiteten til kjølemaskinen/varmepumpen. Eksempelvis den 19. april fra kl. 15 til kl. 16 synker kjølekapasiteten til 429 kW, mens effektuttaket øker og når 638 kW. Resultatet av dette er at løpet av ca. to timer stiger turtemperaturen til prosesskjølingen fra 12,7 °C til 14,7 °C.



Figur 31. Målt turtemperatur til både fordampere (T4 – rød graf) og prosesskjøling (t6 – lys blå graf), samt målt returtemperatur fra fordampere (T5 – mørk blå graf) og beregnet returtemperatur fra prosesskjøling (rosa graf).

Disse effektforandringene gjør igjen, som et resultat av den økte turtemperaturen, at VAN må øke væskestrømmen til prosesskjølingen for å få kjølt ned prosessene sine. Av Figur 32, som viser den målte væskestrømmen til prosesskjølingen (F1), sammen med tur (T6)- og returtemperaturen til prosesskjølingen, kan dette sees ved at væskestrømmen den 19. april stiger drastisk opp fra 88 m³/h til 208 m³/h. Dette skyldes at turtemperaturen til prosesskjølingen øker, mens returtemperaturen holder seg relativt stabil. Dette gjør at temperaturdifferansen mellom tur- og returtemperatur her er på sitt laveste, med en delta t på kun 2 °C.



Figur 32. Tur (T6)- og returtemperatur for prosesskjøling i forhold til væskestrømmen til prosesskjølingen (F1) over perioden.

Den samme tendensen som er observert den 19. april, kan også sees igjen i de andre periodene hvor effektuttaket til prosesskjølingen er større enn kjølekapasiteten.

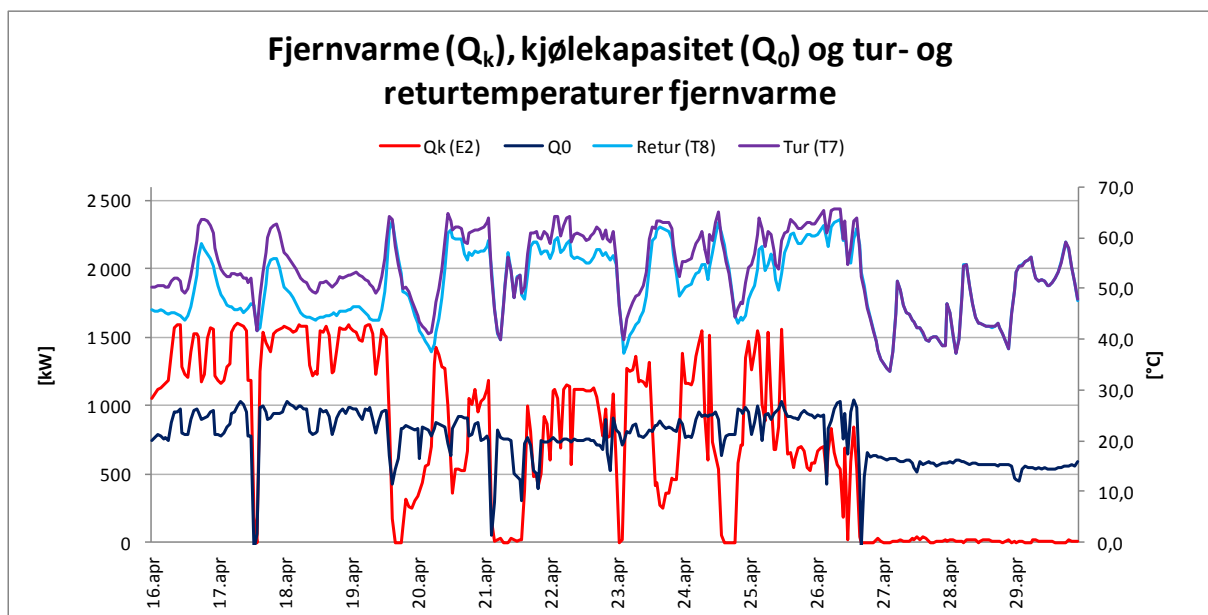
Fra et prosesskjølings perspektiv bør det derfor tilstrebes å holde kjølekapasiteten høyere enn effektuttaket til prosesskjølingen til en hver tid, for å holde turtemperaturen til prosesskjølingen så jevn som mulig og dermed unngå unødvendig store væskemengder inn og ut av akkumuleringsbassenget.

5.3.2. Kondensatorytelse HT – Fjernvarme (Q_k)

Figur 33 viser den målte kondensatorytelsen i høytrykkstrinnet, som også er fjernvarmen (E2 – rød graf), beregnet kjølekapasitet (Q_0 – mørk blå graf), samt målt tur- og returtemperatur til fjernvarmen (lilla og lys blå graf).

HT-trinnet skrues av og på etter varmebehovet (Kongsberg 2012), og derfor svinger fjernvarmeproduksjonen mellom 0 kW, når HT-trinnet er slått av og 1600 kW som et maksimum, når varmebehovet er størst. Som følge av svingningene i produksjon, svinger også tur og returtemperaturene, med litt forsinkelse, fra rundt 40 °C, når produksjonen er 0, til rundt 65 °C turtemperatur når fjernvarmeproduksjonen er på sitt maksimale. Det kan også

nevnes at ved sin maksimale fjernvarmeproduksjon over perioden på 1600 kW, oppnås 72,7 % av dimensjonerende kapasitet på 2200 kW HT-kondensatorytelse.



Figur 33. Målt fjernvarmeproduksjon – HT kondensatorytelse Q_k (E2) og beregnet kjølekapasitet (Q_0) over perioden, sammen med tur- og returtemperatur for fjernvarmen (T7 og T8).

Et spesialtilfelle oppstår den 26. april og varer ut til enden av tidsperioden. Da skrues HT-trinnet av fullstendig for vedlikehold av deler i anlegget. Som følge av dette, synker fjernvarmetemperaturen og tur- og returtemperaturen blir følgelig like store, ettersom det ikke er noen HT-kondensatorytelse. Svingningene i temperaturene etter stoppen i HT-trinnet, skyldes sannsynligvis at fjernvarmekretsen er koplet på flere varmepumper på området.

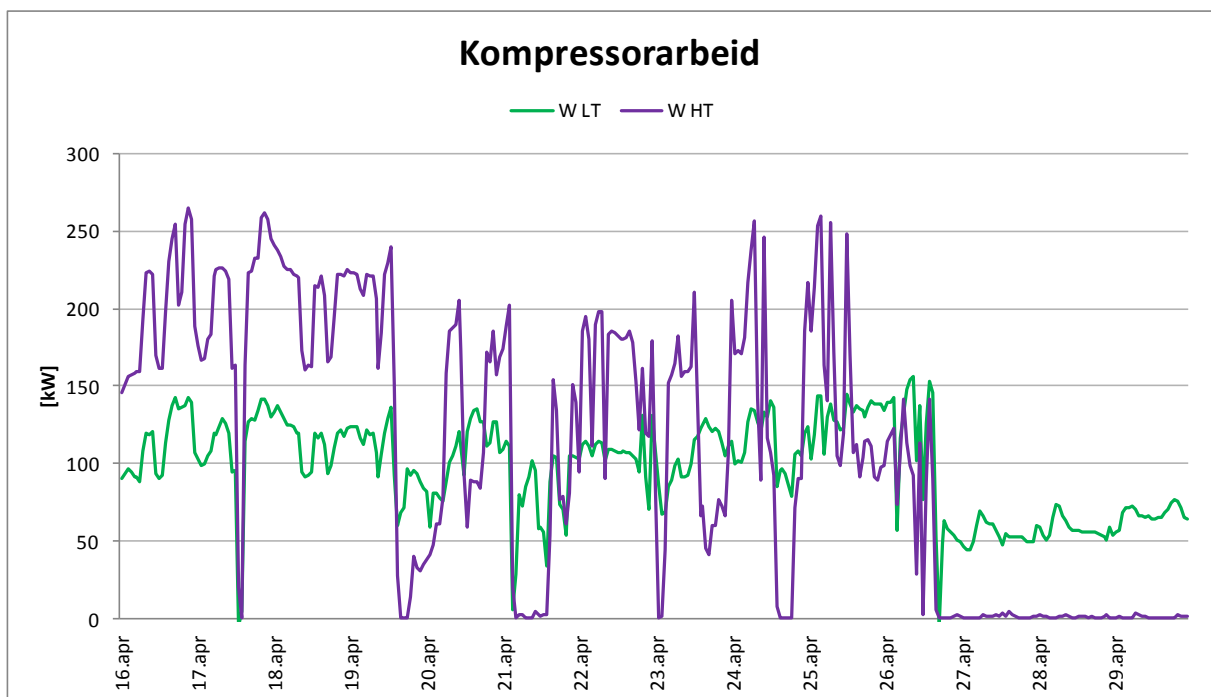
For å kartlegge når hele kjølemaskinen/varmepumpen har vært ute av drift, det vil si at både LT-trinnet og HT-trinnet har blitt stoppet, viser Figur 33 også kjølekapasiteten for perioden. Ved å se hvor både kjølekapasiteten og fjernvarmeproduksjonen går ned til 0, kan det kartlegges når anlegget har vært stoppet. Figuren viser at kjølemaskinen/varmepumpen har driftstopp ved disse tidene:

- 17. april mellom kl 13 og kl 15 (ukjent grunn)
- 21. april mellom kl 03 og kl 04 (ukjent grunn)
- 26. april mellom kl 17 og kl 18 (start på vedlikehold av HT-trinnet)

5.3.3. Kompressorarbeid

Figur 34 viser beregnet kompressorarbeid for både MYCOM-kompressorene i LT-trinnet og Howden-kompressoren i HT-trinnet, med henholdsvis grønn og lilla graf. Formel (15) og formel (16) i vedlegg 1 er brukt til beregningene. Formel (17) og formel (14) blir for øvrig brukt i beregningene til å finne massestrømmen av ammoniakk i henholdsvis LT- og HT-trinnet.

Grafene til LT- og HT-kompressorarbeidet følger trendene til henholdsvis kjølekapasiteten og fjernvarmeproduksjonen, av den grunn at kompressorarbeid er avhengig av den massestrømmen av ammoniakk som må til for å levere enten kulde i fordampere eller varme i kondensatoren.



Figur 34. Beregnet kompressorarbeid for LT- og HT-trinnet over perioden.

Forholdet mellom HT- og LT-kompressorarbeidet følger også trenden til fjernvarmeproduksjonen og kjølekapasiteten, men ikke med lik størrelse. Forholdet mellom kompressorarbeidene er større enn forholdet mellom varmemengdene. Dette er på grunn av at det reelle kompressorarbeidet også er avhengig av den isentropiske virkningsgraden, som sagt er 0,78 for LT-kompressorene og 0,68 for HT-kompressorene. Ettersom virkningsgraden er lavere for HT-kompressoren enn LT-kompressorene, vil det spesifikke arbeidet til HT-kretsen være høyere relativt til LT-kretsen.

5.3.4. Anleggets effektfaktorer – Energifaktor og COP

Anleggets energifaktor er et mål på hvor effektivt anlegget er i form av hvor mye energi som blir utnyttet, både ved kjøleenergi og fjernvarmeenergi, i forhold til hvor stort arbeid som må til for å drive anlegget. I beregningene er det ikke tatt hensyn til pumpearbeid, heller ikke varmegjenvinning i oljekjølingsvarmeveksleren. Grunnen til dette er at det ikke finnes data på disse størrelsene. Beregningene på energifaktor kan derfor ikke sees på som helt korrekte, men de vil gi et relativt riktig bilde på hvordan det er i virkeligheten.

Kjølemaskinens/varmepumpens energifaktor er sterkt avhengig av temperaturløftet av ammoniakken som gjøres i kompressorene. Jo større temperaturløftet er, jo mer arbeid må tilføres prosessen. Følgelig er det fra et energifaktors perspektiv ønskelig at vann-temperaturen inn på fordamper er så høy som mulig og at vanntemperaturen inn på HT-kondensatoren er så lav som mulig, ettersom dette gir lavest temperaturløft.

5.3.4.1. Effektfaktorer over perioden

Figur 35 viser energifaktor (gul graf), COP 1 og COP 2 for kulde (blå og lilla graf), og COP 3 for varme (grønn graf) over perioden. Formel (4) og formel (6) i vedlegg 1 er brukt som utgangspunkt og formlene for de forskjellige effektfaktorene blir da som følger:

$$COP\ 1_{kulde} = \frac{Q_0}{W_{tot}}$$

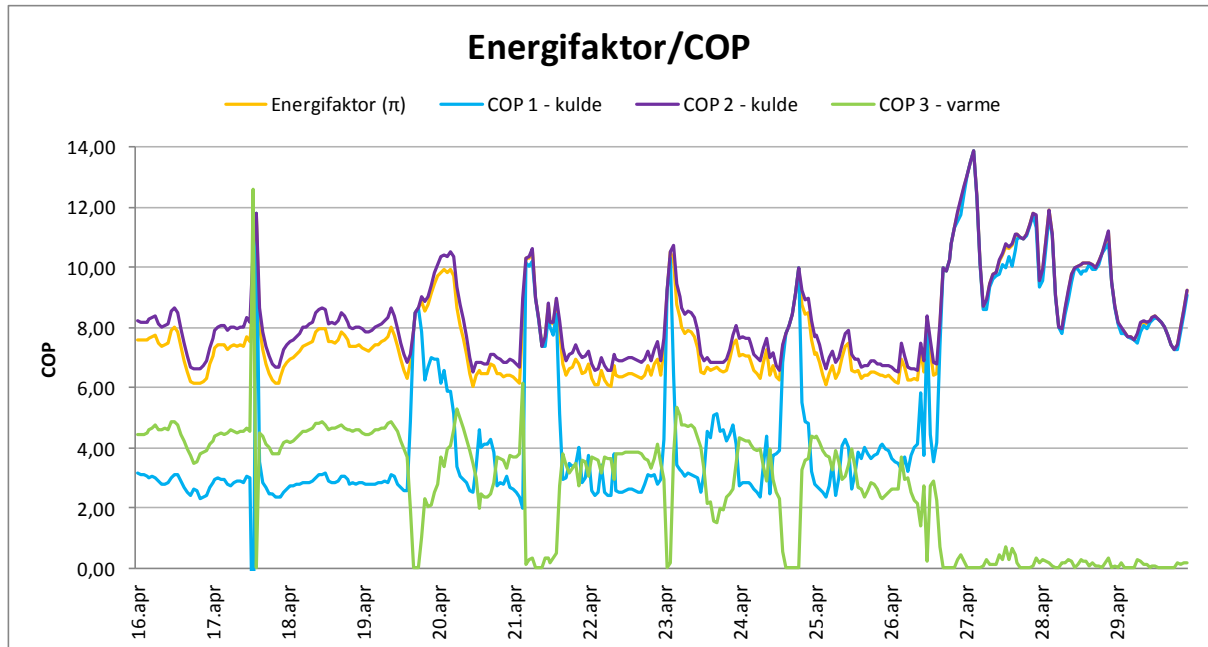
$$COP\ 2_{kulde} = \frac{Q_0}{W_{LT}}$$

$$COP\ 3_{varme} = \frac{Q_k}{W_{tot}}$$

$$\pi = \frac{Q_0 + Q_k}{W_{tot}}$$

- COP 1_{kulde} er forholdet mellom fordamperens kjølekapasitet og det totale kompressorarbeidet, effektfaktoren til LT-kretsen når både LT- og HT-kretsen er i drift.
- COP 2_{kulde} er forholdet mellom kjølekapasiteten og LT-kompressorarbeid, som er effektfaktoren til LT-kretsen.
- COP 3_{varme} er forholdet mellom HT-kondensatorytelsen og det totale kompressorarbeidet, effektfaktoren til HT-kretsen.

- π er forholdet mellom summen av fjernvarmeproduksjonen og kjølekapasiteten, og det totale kompressorarbeidet, energifaktoren til anlegget når både LT- og HT-kretsen er i drift.



Figur 35. Beregnet energifaktor og COP for kulde og varme over perioden.

Energifaktoren (π) er den av de fire effektfaktorene som er mest vesentlig for anlegget, da denne er den felles "totale effektfaktoren" for anlegget. Energifaktoren svinger mellom 6,05 som et minimum og 13,87 som maksimum, og holder seg i store deler av tidsperioden mellom 6 og 8,5 med noen topper over 10. Snittverdien er 7,86. Ettersom energifaktoren svinger relativt mye, tyder dette på ustabile forhold for varmepumpen/kjølemaskinen. Men til tross for ustabile forhold er energifaktoren over perioden relativt høy.

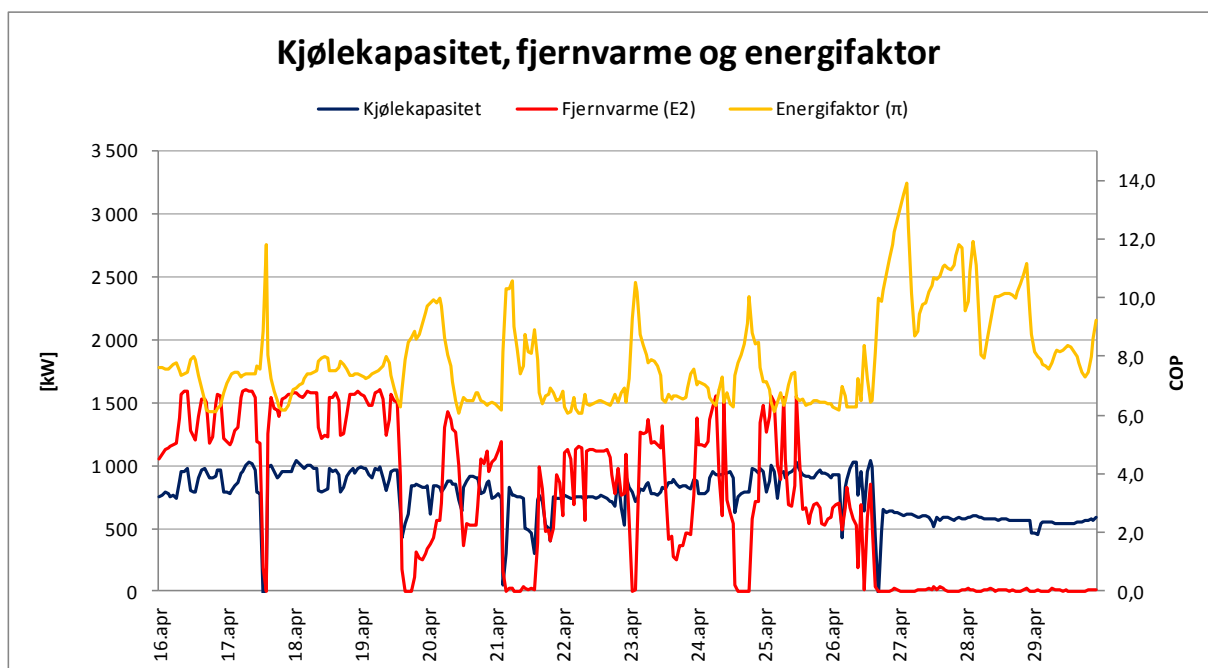
Energifaktoren er summen av varme- og kuldeleveranse ($Q_0 + Q_k$) dividert med det totale kompressorarbeidet, men energifaktoren kan også skrives som summen av COP 1 og COP 3 slik:

$$\pi = \frac{Q_0 + Q_k}{W_{tot}} = \frac{Q_0}{W_{tot}} + \frac{Q_k}{W_{tot}} = COP\ 1 + COP\ 3$$

Av figuren kan det sees at COP 1 stiger når COP 3 synker og omvendt, men summen av disse er alltid lik energifaktoren.

COP 1 følger kjølekapasiteten, men er også avhengig av HT-trinnet, ettersom kjølekapasiteten deles på det totale kompressorarbeidet, så svingninger i grafen er også påvirket av fjernvarmeproduksjonen og arbeidet som brukes i HT-trinnet. Det samme gjelder for COP 3, som er avhengig av fjernvarmeproduksjonen, men også kjølekapasiteten av samme grunn som ved COP 1.

Når det gjelder COP 2 er dette effektfaktoren eksklusivt for LT-trinnet. Den følger energifaktoren tett, men ligger litt høyere. Grunnen at den ligger høyere enn energifaktoren er, som nevnt før, at LT-kompressorene har høyere isentropisk virkningsgrad enn HT-kompressoren, noe som gjør at HT-trinnet "trekker ned" på energifaktoren. COP 2 er i realiteten lik energifaktoren når HT-trinnet er avslått. Dette kan sees av Figur 35, spesielt i tiden fra 26. april kl 17 og ut perioden, hvor HT-trinnet er helt avskrudd for reparasjoner, ved at grafen til energifaktoren og grafen til COP 2 ovenpå hverandre.

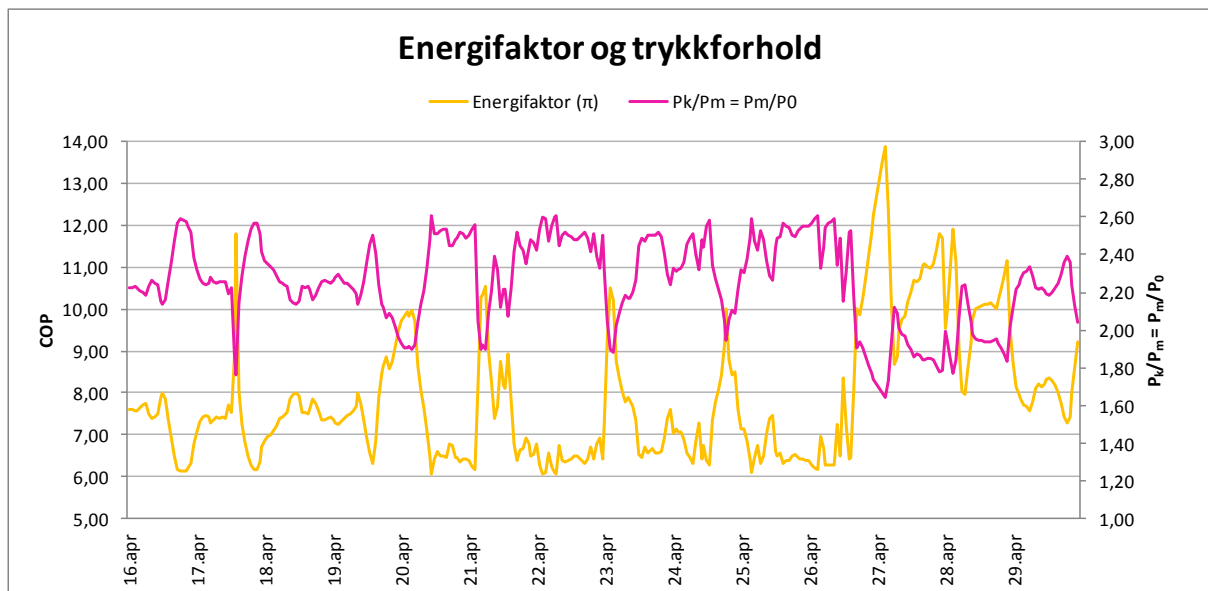


Figur 36. Beregnet energifaktor i forhold til beregnet kjølekapasitet og målt fjernvarmeproduksjon (E2) over perioden.

Det er interessant å se på hva som skjer med relevante parametre når effektfaktorene enten stiger eller synker, for å analysere hvilke parametre som innvirker på dem, og hvordan energifaktoren kan bli høyest mulig. Av den grunn viser Figur 36 energifaktoren sammen med den beregnede kjølekapasiteten og fjernvarmeproduksjonen over perioden. Av figuren kan det sees at energifaktorens markante topper i stor grad skyldes avslått HT-krets og dermed ingen fjernvarmeproduksjon. Når HT-kretsen blir slått av er dette på grunn av et

reduisert varmebehov. Det som skjer da er at fjernvarmetemperaturen synker. Da vil også P_k synke, slik at også P_m synker, ettersom P_m er avhengig både av P_0 og P_k . Dette resulterer i et redusert trykkforhold, som betyr at LT-kompressorene ikke behøver å ha et like stort trykkløft (og temperaturløft) som før, og vil dermed trenge et mindre arbeid. Dette kan også sees av Figur 37 hvor energifaktoren (gul graf) vises sammen med trykkforholdet (rosa graf). I figuren kan det sees at før synkende trykkforhold, øker energifaktoren, og omvendt.

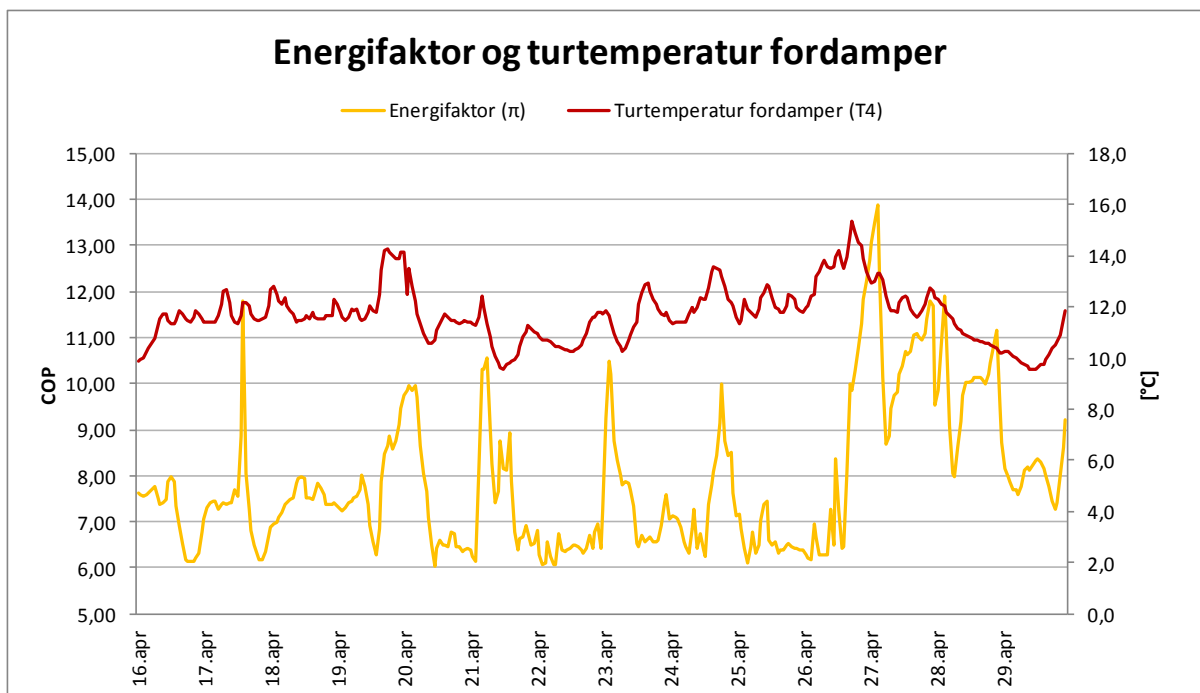
Når dette er sagt er det ikke bare fjernvarmeproduksjonen som bestemmer trykkforholdet, og dermed energifaktoren, men også fordampers turtemperatur og dermed temperaturen i akkumuleringsbassenget har sin påvirkning, som diskuteres i neste delkapittel.



Figur 37. Beregnet energifaktor og trykkforholdet mellom HT-kondenseringstrykket og mellomtrykket, som er lik forholdet mellom mellomtrykket og fordampningstrykket ($P_k/P_m = P_m/P_0$).

5.3.4.2. Energifaktorens påvirkning av temperatur i akkumuleringsbasseng

Høy temperatur i akkumuleringsbassenget positivt med tanke på energifaktoren, ved at høyere temperatur gir en høyere fordampningstemperatur og dermed lavere temperaturløft. Men ettersom sjiktningen i bassenget ikke er god nok til at både kaldt og varmt vann er tilgjengelig til en hver tid, må temperaturen i bassenget også tilfredsstille kravet til en relativt lav turtemperatur til prosesskjølingen.



Figur 38. Beregnet energifaktor for anlegget og målt turtemperatur fordampner (T4) over perioden.

Figur 38 viser den beregnede energifaktoren (gul graf) sammen med den målte turtemperaturen til fordampneren (rød graf – T4). De mest markante toppene i grafen for energifaktor skyldes som nevnt i stor grad avslått HT-krets. Men turtemperaturen til fordampneren er også med på å bestemme trykkforholdet, og dermed også energifaktoren.

Det kan konkluderes med at det fra et energioptimerings perspektiv er ønskelig med høyest mulig temperatur inn på fordampneren, og så lav temperatur som mulig i fjernvarmekretsen, ettersom dette gir lavest temperaturløft for kompressorene. Lavt temperaturløft gir lavt kompresjonsforhold og høyest mulig energifaktor.

6. ANALYSE OG BEREGNINGER AV FORESLÅTTE TILTAK FOR OPTIMALISERING AV AKKUMULERINGSBASSENGET

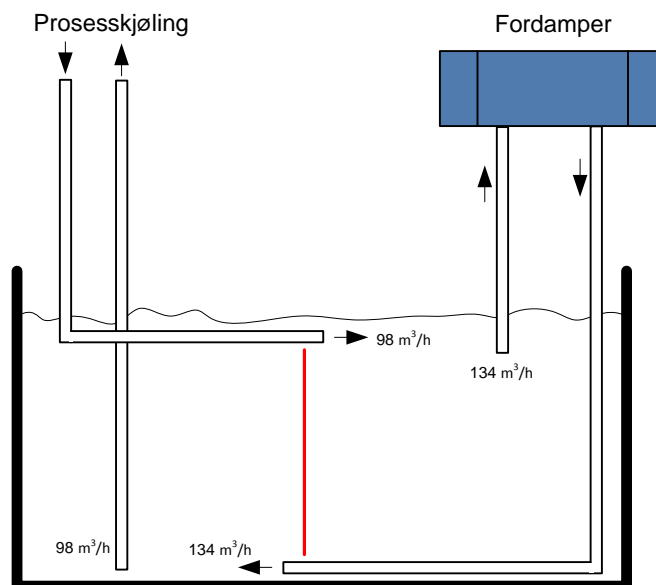
For å forbedre de dårlige sjiktningsforholdene i akkumuleringstanken, og dermed også forbedre energigjenvinningen i bassenget, har det blitt foreslått fem forskjellige mulige løsninger på problemet. Alle løsningene har til felles at de enten har som funksjon å redusere omrøringen av vann i tanken, eller å skille det kalde og det varme vannet fra hverandre og dermed å oppnå større temperaturforskjell mellom kaldt og varmt vann. Dette for å gjøre anlegget så optimalt som mulig når det gjelder vanntemperaturer. Optimalt bør fordampere forsynes med varmest mulig vann, og prosesskjølingen bør forsynes med kaldest mulig vann. Slik systemet er i dag, går det gjennomsnittlig $134 \text{ m}^3/\text{h}$ vann til/fra fordampere og $98 \text{ m}^3/\text{h}$ til/fra prosesskjølekretsen, basert på målinger fra målingsperioden i kapittel 5. Dette gir en gjennomsnittlig total væskestrøm på $232 \text{ m}^3/\text{h}$ inn av bassenget, og en væskestrøm på $232 \text{ m}^3/\text{h}$ ut av bassenget og følgelig en væskeutskiftning i bassenget på $232 \text{ m}^3/\text{h}$. Når akkumuleringsbassenget rommer 500 m^3 , fører de store vannstrømmene til at hele volumet i bassenget blir erstattet i løpet av overkant av 2 timer.

For å prøve å enten redusere de store vannmengdene inn og ut av akkumuleringstanken, eller adskille det kalde og det varme vannet og på denne måten oppnå en økning i anleggets virkningsgrad, følger her noen forslag til løsning på problemet.

6.1. Foreslåtte løsninger

6.1.1. Løsning 1: Fast skillevegg

Et forslag er å montere opp en fast skillevegg med en åpning i topp og bunn. Denne veggen vil ikke bidra til bedre sjiktningsforhold i bassenget, men den vil føre til at det kalde vannet vil holdes adskilt fra det varme vannet til en viss grad. Om rørføringene samtidig legges litt om slik at det kalde vannet fra fordampere strømmer i retning innløpet til prosesskjølingen, og det varme vannet fra retur prosesskjøling strømmer mot innløpet til fordampere, vil dette øke energifaktoren til anlegget. Figur 39 viser dette forslaget grafisk.



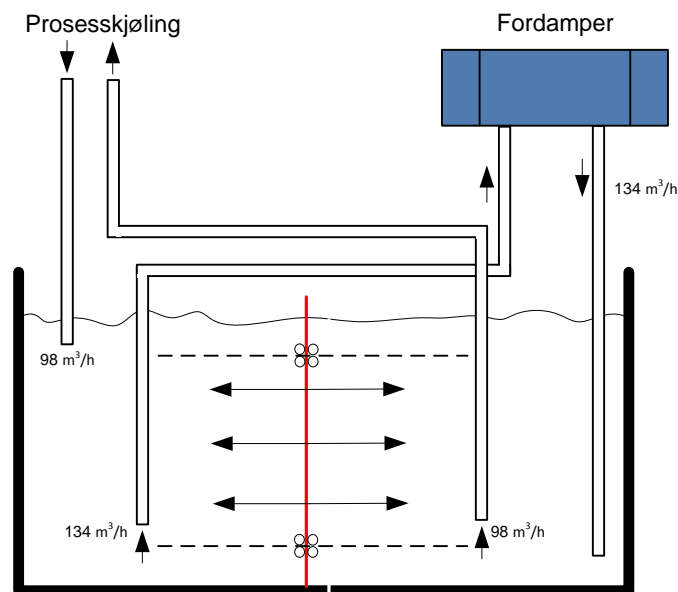
Figur 39. Akkumuleringsbasseng med fast skillevegg. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.

En fast skillevegg vil kreve åpninger mellom de to rommene i bassenget. Dette fordi vannmengdene i prosesskjølingskretsen og fordamperkretsen ikke alltid vil være like. Med gjennomsnittlig væskestrømmer på $134 \text{ m}^3/\text{h}$ over fordamper og $98 \text{ m}^3/\text{h}$ over prosesskjølingskretsen, vil væskebalansen mellom de to kamrene være ubalansert, og en strøm på $36 \text{ m}^3/\text{h}$ vil gå fra venstre kammer og over til høyre. Det vil si at det kalde vannet vil blande seg med det varme, men ikke så mye den motsatte veien.

Væskeutskiftningen i bassenget vil forststatt være den samme som den originalt er, $232 \text{ m}^3/\text{h}$.

6.1.2. Løsning 2: Flyttbar vegg

Ved å montere en flyttbar vegg, uten åpninger, er det mulig å kunne adskille det varme og det kalde vannet fullstendig. Veggene kan forflyttes sidelengs på et skinneoppheng. Differansen mellom de hydrostatiske trykkene på hver side av veggene vil bestemme veggens plassering. Med denne løsningen må rørføringene legges om slik at kaldt vann hentes fra kald side (høyre side) og varmt vann hentes fra varm side (venstre side). Veggene vil, som i løsning 1, ikke bidra til bedre sjiktforhold i bassenget, men den vil føre til at det kalde vannet vil holdes adskilt fra det varme vannet, og dermed forbedre potensialet til energigjenvinning i bassenget. Figur 40 viser en slik løsning grafisk.



Figur 40. Akkumuleringsbasseng med flyttbar vegg. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.

Denne løsningen krever ikke åpninger i vegg, ettersom vegg flyttes sidelengs ved hjelp av det hydrostatiske trykket. På denne måten vil ikke kaldt og varmt vann blandes overhodet. Et problem kan imidlertid oppstå om det over tid er forskjeller mellom vannmengdene i de forskjellige kretsene. Om eksempelvis vannmengden over fordamperen er større enn vannmengden til prosesskjølingen, vil det oppstå en opphopning av vann på den kalde siden (høyre side). Dette kan løses ved å regulere pumpenes ytelse for å få balanse i væsknivåene i de to forskjellige kamrene. En annen løsning på dette problemet kan være en klaff i vegg, som slår ut ved trykkforskjell mellom de to kamrene, når vegg er i sin endeoposisjon, slik at et overtrykk i det ene kammeret vil føre til at klaffen åpnes og vann vil strømme inn i det andre kammeret helt til trykkene i de to forskjellige kammerne vil være like. På denne måten vil væskemengdene bli balanserte.

Også i denne løsningen vil væskeutskiftningen i bassenget forstst være den samme som den originalt er, $232 \text{ m}^3/\text{h}$.

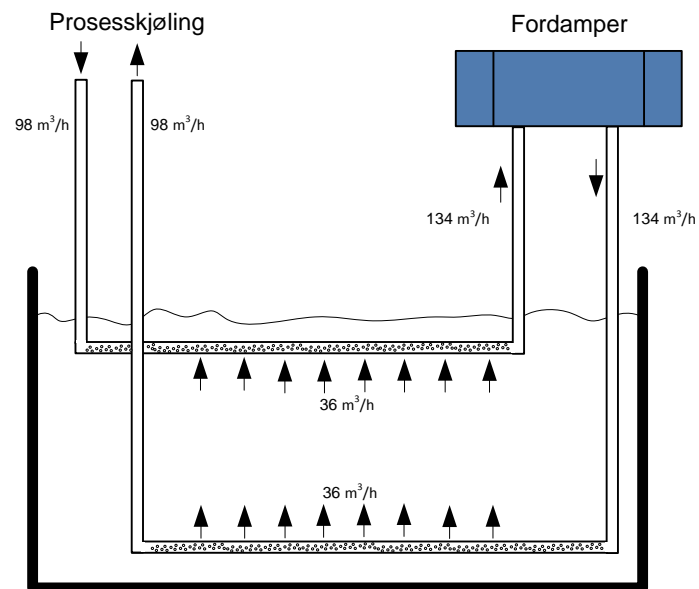
6.1.3. Løsning 3: Sammenkobling av kretser med perforerte rør

Med tanke på energigjenvinning, kan det være lønnsomt å koble sammen kretsene i bassenget, slik at pumpene til fordamperen suger det varme vannet fra returen av kjølingen, og på den andre siden at pumpene på kjølekretsen suger vann direkte fra returen fra fordamperen. Dette kan gjøres ved sammenkobling ved hjelp av perforerte rør. Gjennom å

gjøre dette optimaliseres systemet slik at fordamperen blir forsynt med det varmeste vannet og prosesskjølingen blir forsynt med det kaldeste vannet.

Denne løsningen vil ikke lage et fysisk skille mellom kaldt og varmt vann, men det vil allikevel oppnå samme effekten som i løsning 1 og 2, ved at vannet blir styrt i den retningen som er optimal. I tillegg vil denne løsningen føre til reduserte strømninger inn og ut av akkumuleringsbassenget, noe som fører til mindre omrøring og dermed kan en mulig forbedring av sjiktningen i bassenget oppstå.

Perforerte rør i sammenkoblingene vil tillate dumping eller tilføring av vann. Dette er nødvendig ettersom vannmengdene til fordamperen og til prosesskjølingen ikke alltid vil være like. Figur 41 viser grafisk hvordan denne løsningen kan gjennomføres.



Figur 41. Akkumuleringsbasseng med sammenkobling av kretser. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.

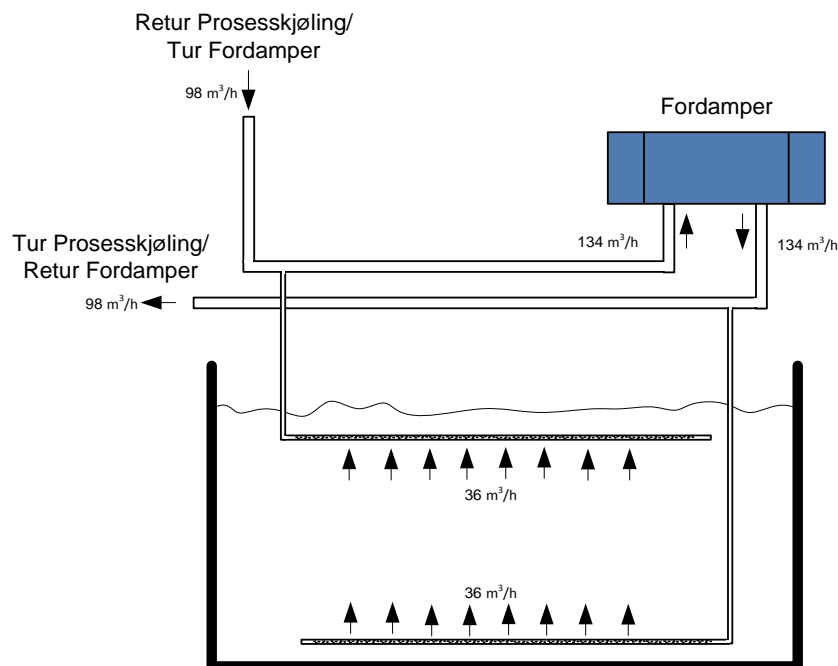
Med en fast væskestrøm over fordamper på $134 \text{ m}^3/\text{h}$ og en gjennomsnittlig væskestrøm over prosesskjølingskretsen på $98 \text{ m}^3/\text{h}$, vil differansestrømmen gjennomsnittlig bli $36 \text{ m}^3/\text{h}$ både inn til bassenget (fra retur fordamper) og tilsvarende $36 \text{ m}^3/\text{h}$ ut av bassenget (tur fordamper), og dermed en væskeutskiftning på bare $36 \text{ m}^3/\text{h}$. Sammenlignet med hvordan situasjonen er uten et forbedringstiltak, hvor den gjennomsnittlige væskeutskiftning er $232 \text{ m}^3/\text{h}$ er utskiftningen ved denne løsningen redusert til bare ca. 16 % av den originale. Dette vil roe ned strømningsbildet i bassenget betraktelig, og sjiktning kan mulig oppstå. I stedet

for en utskiftning av hele bassengvolumet i løpet av i overkant av 2 timer, vil utskiftningen her ta i underkant av 14 timer.

Et problem ved denne løsningen kan imidlertid være, ettersom at sammenkoblingen er gjort inne i bassenget og ikke utenfor, at vannet kan bli ledet feil vei. Det vil for eksempel si at det vannet som skal til fordamperen blir tatt fra bassenget, og ikke fra returen til prosesskjølingen og omvendt.

6.1.4. Løsning 4: Sammenkoblede kretser, med differansestrømmer inn/ut av bassenget

Dette er en løsning som ligner løsning 3, men hvor kretsene kobles sammen utenfor bassenget, og hvor kun en fraksjon av vannstrømmene går inn eller ut av bassenget. Røret som kommer fra retur prosesskjøling blir koblet rett på tur fordamper, med en avstikker til akkumuleringsbassenget for tilføring/dumping av vann, alt etter hvor det er størst vannbehov. På samme måte blir retur fordamper koblet rett på tur prosesskjøling, slik at prosesskjølingen får det kaldeste vannet. Også her vil det være en avstikker til akkumuleringsbassenget for å tilføre/dumpe vann avhengig av om behovet for vann er størst i fordamperen eller i kjølekretsen. Avstikkerrørene vil være perforerte for å fordele vannet jevnt i akkumuleringsbassenget.

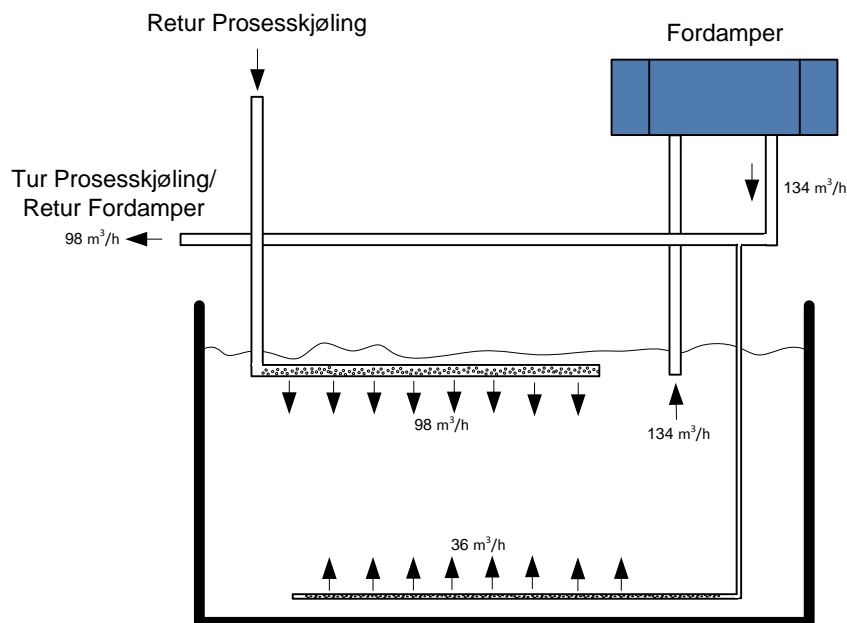


Figur 42. Sammenkobling av kretser, med differansestrømmer inn/ut fra bassenget. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.

Med denne løsningen vil det, som ved løsning 3, sikres det at det varmeste vannet (retur prosesskjøling) blir sendt direkte til tur fordamper.

I tillegg oppnås det ved denne løsningen, også som i løsning 3, at omrøringen av vann i akkumuleringsbassenget vil minke, ettersom det kun vil være differansestrømmene som vil gå inn/ut av bassenget. Dette vil redusere den totale gjennomsnittlige væskegjennomstrømningen i akkumuleringsbassenget til ca. 16 % av den originale væskestrømmen, som igjen vil resultere i bedre forhold med tanke på sjiktning i bassenget.

6.1.5. Løsning 5: Sammenkoble retur fordamper med tur prosesskjøling



Figur 43. Sammenkobling av retur fordamper og tur prosesskjøling. Gjennomsnittlige væskestrømmer vises.

Dette er en løsning som ligner løsning 4, men litt forenklet. Her blir retur fordamper koblet rett på tur prosesskjøling, slik at prosesskjølingen får det kaldeste vannet i systemet. Det er lagt opp til at differansen mellom vannmengden til fordamperen og vannmengden til prosesskjølingen kan dekkes ved hjelp av en avgreining til bunnen av bassenget, slik som i løsning 4.

Forskjellen mellom denne løsningen og løsning 4 er at retur prosesskjøling ikke er koblet rett på tur fordamper, men går rett til blanding i toppen av bassenget, ved et perforert rør for å fordele vannstrømmen jevnt i bassenget. Ettersom den gjennomsnittlige væskestrømmen

fra prosesskjølingen er større enn den kalde differansestrømmen fra fordamperen, vil dette føre til at hele bassenget vil holde en relativt høy temperatur.

Ved denne løsningen vil det med de gjennomsnittelige væskestrømmene både komme inn $134 \text{ m}^3/\text{h}$ og gå ut $134 \text{ m}^3/\text{h}$ av bassenget, og dermed en væskeutskiftning på $134 \text{ m}^3/\text{h}$. Det medfører en reduksjon i væskegjennomstrømning til ca. 58 % av den originale væskestrømmen. Dette tilsvarer at bassengets volum blir skiftet ut i løpet av ca. 3 timer 45 minutter.

6.2. Energiberegninger på foreslåtte tiltak

Det er gjort beregninger som kan gi et bilde av hvor mye som kan spares ved de forskjellige løsningene. Det er valgt å kun fokusere på den kalde delen, med LT-trinnet, fordamperen og akkumuleringsbassenget. Adskillelse av kaldt og varmt vann i løsning 1 og løsning 2 vil føre til at varmpumpen får bedre arbeidsforhold ved at temperaturløftet blir lavere på grunn av en høyere turtemperatur inn på fordamperen. Som en effekt av høyere turtemperatur inn på fordamperen øker også kjølekapasiteten ettersom det spesifikke volumet for ammoniakk synker relativt mye for kun få graders økning.

Gjennomsnittet til fordampningstemperaturen over målingsperioden i kapittel 4 er estimert til $2,8 \text{ }^\circ\text{C}$ med en utgående vanntemperatur på fordamper på $6,8 \text{ }^\circ\text{C}$. I løsningsalternativene er det sannsynlig at det er mulig å oppnå en fordampningstemperatur og utgående vanntemperatur til fordamper som nærmer seg dimensjonerende verdier; $8 \text{ }^\circ\text{C}$ fordampningstemperatur og $12 \text{ }^\circ\text{C}$ utgående vanntemperatur på fordamperen. Som et resultat av dette vil kompressorarbeidet minke og kjølekapasiteten øke, og følgelig kjølemaskinens COP og energifaktor også øke. Det samme gjelder for løsning 3, 4 og 5 hvor kretsene blir sammenkoblet.

6.2.1. Antagelser og forutsetninger ved beregninger

For å muliggjøre teoretiske beregninger på de forskjellige løsningene har det blitt fastsatt noen antagelser og forutsetninger. Parameterne under er satt til snittverdi over måleperioden i kapittel 5, for alle fem løsninger.

- Konstant kondenseringstemperatur HT-kondensator: $T_k = 56,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Konstant vannmengde fordamper: $\dot{V}_{\text{H}_2\text{O for d}} = 134 \text{ m}^3/\text{h}$

- Fordampningstemperatur satt som i kapittel 5: $T_0 = T_{\text{vann utgående}} - 4 \text{ °C}$
- LT-kompressorenes totale slagvolum: $V_s = 651 \text{ m}^3/\text{h} * 2 = 1302 \text{ m}^3/\text{h}$
- Isentropisk virkningsgrad LT-kompressorer: $\eta_{is} = 0,78$
- Volumetrisk virkningsgrad LT-kompressorer: $\lambda = 0,73$

Forskjellen i antagelser for de fem løsningene er den inngående og den utgående vanntemperaturen på fordampere. Som utgangspunkt er det tenkt en inngående vanntemperatur på fordampere på $16,8 \text{ °C}$, som er snittet til retur prosesskjøling over måleperioden i kapittel 4. Fra dette utgangspunktet er det så antatt en differanse mellom dette snittet og den temperaturen som er antatt at det kan oppnås, basert på hvor mye blanding av vann som vil forekomme ved de forskjellige løsningene. Turtemperatur til fordampere blir for de forskjellige løsningene $T_{\text{tur fordampere}} = 16,8 \text{ °C} - X$:

- **Løsning 1:** Væskegjennomstrømning: $232 \text{ m}^3/\text{h}$, skillevegg med åpninger
 - $X = 2 \text{ °C}$ $\Rightarrow T_{\text{tur fordampere}} = 14,8 \text{ °C}$
- **Løsning 2:** Væskegjennomstrømning: $232 \text{ m}^3/\text{h}$, bevegelig skillevegg
 - $X = 1 \text{ °C}$ $\Rightarrow T_{\text{tur fordampere}} = 15,8 \text{ °C}$
- **Løsning 3:** Væskegjennomstrømning: $36 \text{ m}^3/\text{h}$, sammenkoblede kretser inne i bassenget med perforerte rør
 - $X = 0,5 \text{ °C}$ $\Rightarrow T_{\text{tur fordampere}} = 16,3 \text{ °C}$
- **Løsning 4:** Væskegjennomstrømning: $36 \text{ m}^3/\text{h}$, sammenkoblede kretser utenfor basseng med avstikkere til basseng
 - $X = 0 \text{ °C}$ $\Rightarrow T_{\text{tur fordampere}} = 16,8 \text{ °C}$
- **Løsning 5:** Væskegjennomstrømning: $134 \text{ m}^3/\text{h}$, retur fordampere og tur prosesskjøling er sammenkoblet utenfor bassenget
 - $X = 1 \text{ °C}$ $\Rightarrow T_{\text{tur fordampere}} = 15,8 \text{ °C}$

6.2.2. Kjølekapasitet og COP 2 som funksjon av turtemperatur til fordampere

Figur 44 viser den beregnede kjølekapasiteten og COP 2 for kulde som funksjon av turtemperaturen til fordampere. Framgangsmåten for å lage grafen har vært slik: Det er først tatt utgangspunkt i forskjellige verdier av Q_0 som en funksjon av fordampningstemperaturen T_0 . Når slagvolumet til LT-kompressorene er kjent, kan massestrøm av ammoniakk regnes ut ved hjelp av kombineringsformel (7) og (8) i vedlegg 1 slik:

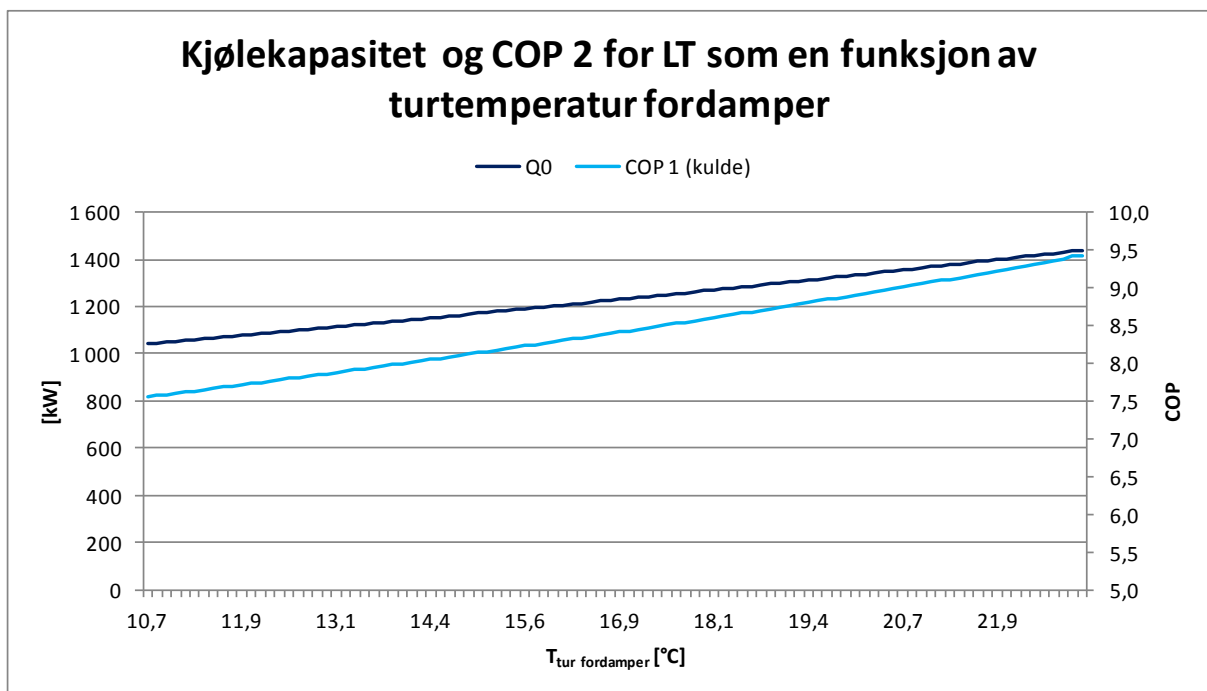
$$\dot{m}_{LT} = \frac{V_s \cdot \lambda}{v_1}$$

Da er massestrømmen av ammoniakk \dot{m}_{LT} beskrevet ved slagvolumet, leveringsgraden og det spesifikke volumet. Denne kan så settes inn i formel (17) i vedlegg 1 for å finne kjølekapasiteten for varierende T_0 slik:

$$Q_0(T_0) = \frac{V_s \cdot \lambda}{v_1} \cdot (h_1 - h_8)$$

Deretter har returtemperaturen blitt beregnet ved hjelp av omforming av formelen $T_0 = T_{vann}$ utgående - 4 °C. Til slutt har den tilhørende turtemperaturen blitt beregnet, når massestrømmen av vann er gitt konstant ved hjelp av formel (19) i vedlegg 1:

$$T_{retur\ fordamper} = \frac{Q_0}{\dot{m}_{H_2O\ fordamper} \cdot C_{p\ vann}} + T_{tur\ fordamper}$$



Figur 44. Kjølekapasitet og COP 2 for kulde, som en funksjon av turtemperatur til fordampner ($T_{tur\ fordampner}$).

Figuren viser at kjølekapasiteten (Q_0 – mørk blå graf) stiger for økende turtemperatur til fordampner. Den stiger hovedsakelig på grunn av redusert spesifikt volum, og dermed større massestrøm av kuldemedium. Kompressorarbeidet holder seg relativt konstant. Som en

følge av disse fakta stiger også COP 2 (lys blå graf) for LT-trinnet. Kjølekapasitet og COP 2 for de fem forskjellige løsningene kan så leses av grafene i Figur 44.

6.2.2. Resultater - Kjølekapasitet og COP

Tabell 6 viser en total oversikt over de viktigste antatte og beregnede verdiene for de forskjellige fem løsningene. Hvit bakgrunn symboliserer en antagelse eller en mellomregning, farget bakgrunn symboliserer beregnet verdi (resultat). Tabellen viser at kjølekapasiteten og COP forandres relativt mye, med kun små endringer på turtemperaturen inn på fordamperen. Også av Figur 45 som viser den beregnede kjølekapasiteten, og Figur 46 som viser COP 2 for kulde for de fem forskjellige løsningene, kan dette observeres.

Antagelser og resultater - forbedringstiltak							
Hva			Løsning 1	Løsning 2	Løsning 3	Løsning 4	Løsning 5
A n t a g e l s e r	Vannmengde fordamper [m ³ /h]	m _{H₂O}	134	134	134	134	134
	Fordampningstemperatur [°C]	T ₀	3,4	4,2	4,6	5,0	4,2
	Returtemperatur vann [°C]	T _{retur}	7,3	8,2	8,5	8,9	8,2
	Turtemperatur vann [°C]	T _{tur}	14,8	15,8	16,3	16,8	15,8
	Temperaturdifferanse fordamper [°C]	ΔT _{fordamper}	7,5	7,6	7,8	7,9	7,6
	Fordampningstrykk [bar]	P ₀	4,9	5,0	5,1	5,2	5,0
	Mellomtrykk [bar]	P _m	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	Kondensatortrykk [bar]	P _k	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	Kondensatortemperatur [°C]	T _k	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5
	Trykkforhold	P _k /P _m	2,22	2,19	2,17	2,16	2,19
R e s u l t a t e r	Kjølekapasitet [kW]	Q₀	1 167	1 198	1 214	1 230	1 198
	Massestrøm NH3 LT [kg/s]	m _{NH3 LT}	1,027	1,056	1,071	1,085	1,056
	Reelt kompressorarbeid LT [kW]	W _{LT}	144	145	146	146	145
	Effektfaktor kulde	COP 2	8,12	8,26	8,34	8,41	8,26

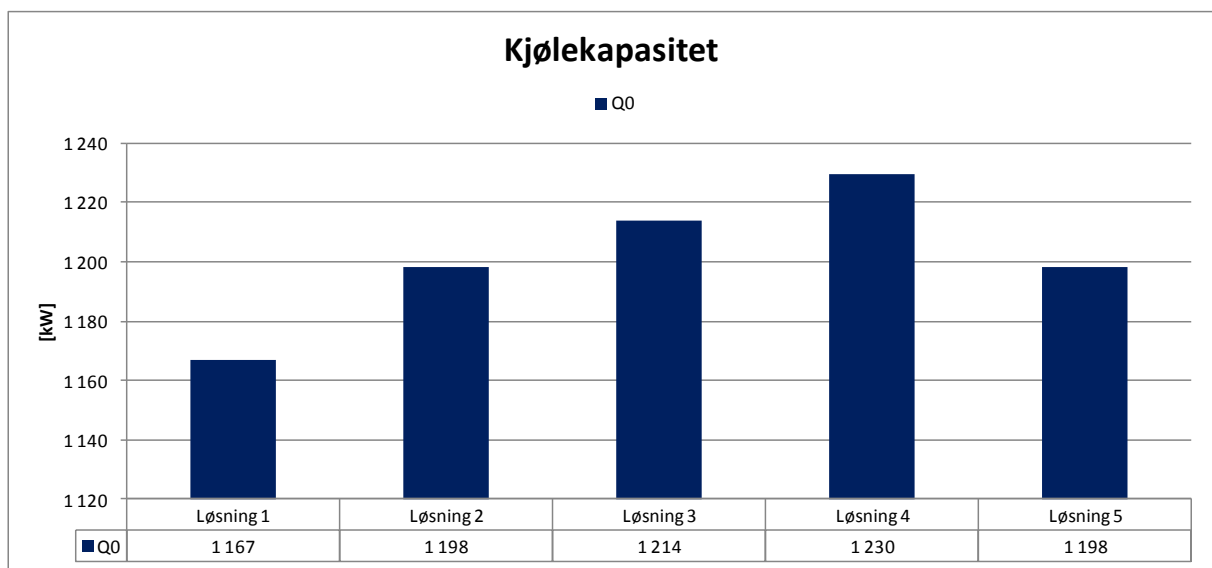
Tabell 6. Antagelser på forbedringstiltakene. Verdier med hvit bakgrunn er antagelser eller mellomregninger med bakgrunn i snittverdier for måleperioden i kapittel 5. Verdier med farget bakgrunn er beregnede resultater. Beste verdier er merket med grønt, dårligste verdier med rødt.

Løsning 1 har den laveste kjølekapasiteten på 1167 kW, den har også den laveste turtemperaturen inn på fordamperen, 14,8 °C. Returtemperaturen fra fordamperen og ut i bassenget er her beregnet til 7,3 °C, som er den laveste av alle løsningene. Fra et prosesskjølings perspektiv er dette bra, ettersom kaldest mulig vann er ønskelig. Men fra et

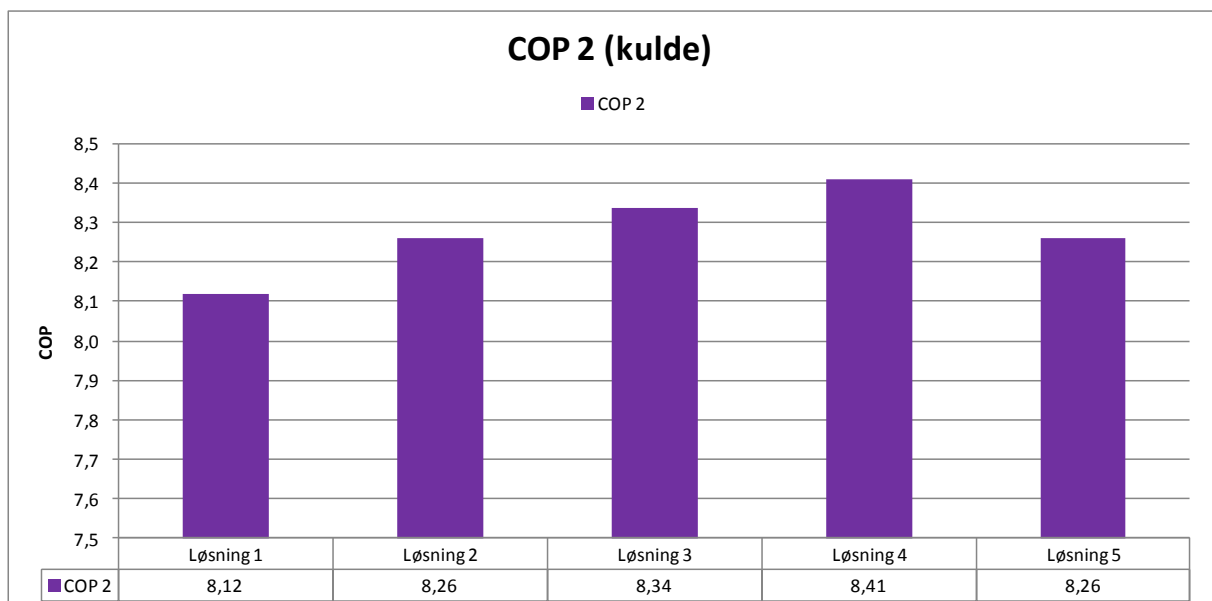
energiparings perspektiv er løøsning 1 den minst optimale av løøsningene, som det kan sees av Figur 46, da den oppnår den dårligste COP av løøsningene med en verdi på 8,12.

Løøsning 4 den høyeste kjølekapasiteten på 1230 kW, 5,4 % høyere verdi enn ved løøsning 1. Løøsning 4 oppnår også den høyeste COP på 8,41, noe som gjør denne løøsningen til den beste sett fra et energiperspektiv. Returtemperaturen er 8,9 °C, som er noe høyere enn ved løøsning 1, uten at den er for høy (dimensjonerende turtemperatur prosesskjøling er 12 °C).

Løøsning 2, 3 og 5 ligger i mellom løøsning 1 og 4 i både kjølekapasitet og COP.



Figur 45. Beregnet kjølekapasitet Q_0 for de forskjellige løøsningene.



Figur 46. Beregnet COP 2 (kulde) for LT-trinnet for de forskjellige løøsningene.

6.2.3. Sammenligning mellom forbedringstiltakene og gjennomsnitt over måleperioden

Det er interessant å sammenligne beregnet COP 2 for de forskjellige løsningene i dette kapitlet og beregnet COP 2 over måleperioden i kapittel 5. Etersom det i dette kapitlet er antatt gjennomsnittlig drift i HT-trinnet, må det sammenlignes med COP-verdien fra måleperioden i kapittel 5 når HT-trinnet har vært i drift. Gjennomsnittlig COP 2 er da 7,61. Sammenlignet med denne verdien, er beregnet COP 2 for alle løsningene bedre, og alle de fem løsningene vil dermed teoretisk sett øke effektiviteten til LT-trinnet.

Løsning 1 som er den løsningen med lavest COP, har 6,7 % høyere COP-verdi enn det beregnede gjennomsnittet. Løsning 4, som er løsningen med størst COP, har en COP-verdi som er hele 10,5 % større enn det beregnede gjennomsnittet over måleperioden i kapittel 4. Løsning 2, 3 og 5 ligger i mellom disse på effektivitet.

6.3. Investeringskostnader og gjennomførbarhet for løsningene

Ved en eventuell ombygging av akkumuleringsbassenget vil det i alle tilfeller være nødvendig med driftstopp i varmpumpeanlegget, ettersom bygging i bassenget krever at bassenget tømmes for vann. Under installasjonstiden må også VANs ovnkjøling klare seg uten kjølevann, få kjølevann fra andre steder i mellomtiden, eller stoppes, i den tiden det tar å bygge om. VANs maskinkjøling har veksling med nettvannskurs og isvannskurs, og kan få kjøling herfra. Det samme gjelder FMCs prosesskjøling, som har veksling med isvannskursen. Installasjon av en av løsningene bør derfor være mulig å gjennomføre, ettersom VANs ovnkjøling ikke foregår kontinuerlig. Det kan derfor i prinsippet lages en plan hvor VANs herdesykluser kan utsettes og gjennomføres ved senere tidspunkt. Ved installering av en av løsningene, bør komponenter bli prefabrikkert så langt dette er mulig. Dette bør gjøres for å minimalisere nedetid i anlegget.

Det gjøres ikke en fullstendig kalkyle av hvor mye gjennomføring av de forskjellige løsningene vil koste, men det er interessant å se på hvilke løsninger som anslagsvis er billigst og dyrest og hvilke løsninger som er enkle eller mer kompliserte å gjennomføre.

6.3.1. Installerings- og kostnadmessige fordeler og ulemper ved løsningene

Av Figur 16 kan plasseringen til inn- og utløpene for fordamperen og prosesskjølingen sees, sånn som anlegget er i dag. Eksisterende situasjon er at tur og retur fordamper, og tur prosesskjøling tas fra samme område av akkumuleringsbassenget. Alle de fem løsningene vil kreve omlegging av rør fra det eksisterende.

Fordeler ved løsning 1 og løsning 2 er at omlegging av rør ikke er like omfattende som ved de andre løsningene, og vil dermed ikke gi like store kostnader på rør som for eksempel løsning 4 og 5. Ulempene med løsning 1 og 2 er installasjon av skilleveggen. I løsning 1 er skilleveggen fast, og relativt enkel. I løsning 2 er skilleveggen flyttbar, noe som krever et skikkelig oppheng og noen form for skinnegang med hjul på bassengveggen. Veggen må også ha trykkregulerte klaffer for å slippe gjennom noe av vannet ved opphopning. Dette gjør denne løsningen til den mest kompliserte installeringsmessig. I tillegg er det sannsynlig at det er nødvendig med diverse vedlikehold etter en tid. Løsning 2 er også sannsynlig den løsningen som er dyrest å gjennomføre.

Løsning 3 er den enkleste løsning å gjennomføre. Den vil også være den billigste løsningen da de eneste modifikasjonene her er å koble sammen kretsene med perforerte rør.

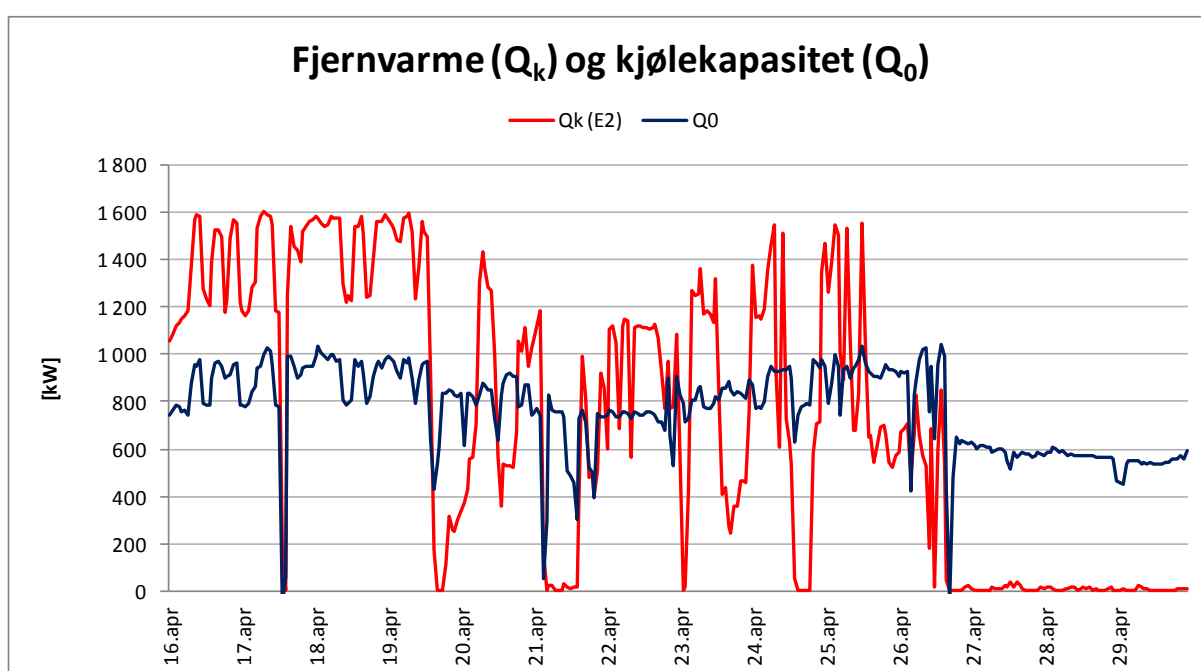
Løsning 4 og løsning 5 har, som i løsning 3, kun omlegging av rør som modifikasjon. Forskjellen er at rørarbeider er mer kompliserte, ved at rørene må legges om utenfor bassenget. I tillegg må nye rør som skal dekke differansestrømmene til og fra bassenget installeres. Antall meter rør vil være størst ved løsning 4, hvor begge kretsene kobles sammen. Antall meter rør ved løsning 5 er noe lavere ettersom retur prosesskjøling beholdes slik som den eksisterer i dag.

Hvis et av forbedringstiltakene skal velges, må både effektfaktor, kostnader og gjennomførbarhet veies opp mot hverandre for å oppnå det beste valget. Med de antagelser som er gjort, er løsning 4 det beste forbedringstiltaket med tanke på energieffektivitet. Selv om det ikke er den enkleste eller billigste av løsningene, er den relativt enkel og billig, og derfor anbefales denne løsningen.

7. FORSLAG TIL ANDRE FORBEDRINGSTILTAK SOM IKKE BLE BELYST I OPPGAVEN

I tillegg til å foreslå forbedringstiltak som har med temperaturer i akkumuleringsbassenget å gjøre, er det interessant å se på andre måter anlegget kan optimaliseres på. Det gjøres i dette kapitlet. Beregninger som er gjort her tar også utgangspunkt i måleverdiene som foreligger i perioden 16. til 29. april.

7.1. Utnyttelse av MT-kondensatorytelse



Figur 47. Beregnet kjølekapasitet (blå graf) og målt fjernvarmeproduksjon (E2) (rød graf) over perioden.

Figur 47 viser den målte fjernvarmeproduksjonen i forhold til den beregnede kjølekapasiteten over perioden. Av figuren kan det sees at fjernvarmeproduksjonen følger trenden til kjølekapasiteten i de periodene hvor det er behov for mye fjernvarme, som for eksempel i perioden fra 16. til 19. april. Her vil all varme som blir tatt opp av ammoniakken i fordampere bli tatt opp i HT-trinnet. Men i perioder hvor det er behov for kjøling, men ikke så mye fjernvarme, må varmen som tas opp i fordampere dumpes i MT-kondensatoren. Varmen som blir tatt ut i MT-kondensatoren er i dag spillvarme. Denne strømmen kjøles ned i et kjøletårn, og blir dermed ikke utnyttet.

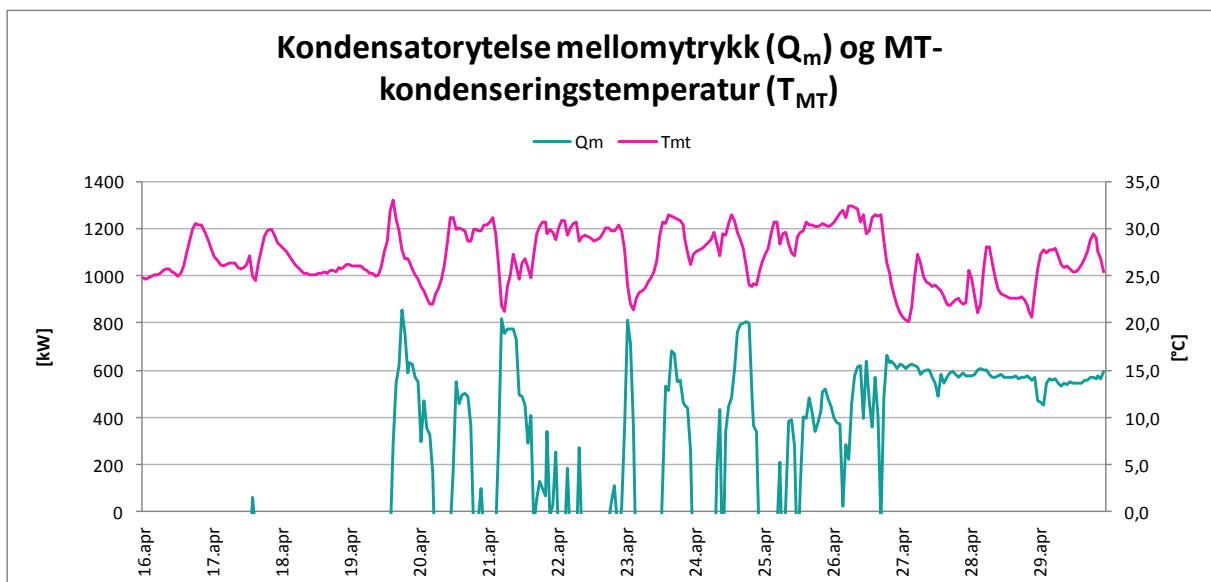
Den beregnede MT-kondensatorytelsen (Q_m) er den varmen som har behov for å bli dumpet, og er vist i Figur 48. Q_m er beregnet ut i fra differansen mellom den varmen som må kvittes med og varmen som HT-kretsen tar opp fra MT-beholderen, eller den varmen som oppstår hvis formel (12) i vedlegg 1 er ubalansert:

$$Q_m = (\dot{m}_{NH_3 LT} * (h_2 - h_7)) - (\dot{m}_{NH_3 HT} * (h_3 - h_6))$$

Figur 48 viser også kondenseringstemperaturen ved mellomtrykket. Denne er regnet ut i fra det optimale mellomtrykket i formel (13) i vedlegg 1.

Av figuren kan det sees at den beregnede MT-kondensatorytelsen er tidvis relativt stor, med kortvarige effekttopper på rundt 800 kW og ellers av varierende størrelse. Den gjennomsnittlige ytelsen er 168 kW. Om denne varmen kunne blitt benyttet på en annen måte enn nedkjøling i et kjøletårn, ville det ha blitt spart store mengder energi, og energifaktoren til anlegget i disse periodene med overskudd av MT-varme, ville økt.

MT-kondenseringstemperaturen er avhengig av fordampningstrykket og HT-kondenseringsstrykket, og ligger i måleperioden mellom 20 °C og 33 °C.



Figur 48. Beregnet kondensatorytelse for mellomtrykkstrinnet – Q_m og kondenseringstemperaturen ved mellomtrykket.

7.1.1. Hybrid varmepumpe

Som nevnt i litteraturstudiet, blir en hybrid-varmepumpe ideelt drevet av en vannstrøm som holder 20-60 °C, og kan levere både vanntemperaturer på 60-100 °C og 0-25 °C, og ha en COP på 5 ved utnyttelse av varm og kald side (Hybrid-Energy 2012). Om det antas en temperaturredifferanse mellom MT-kondenseringstemperaturen og utgående vann-temperatur på 5 °C, kan det sees av Figur 48 at vanntemperaturen som kan genereres i MT-kondensatoren ligger innenfor denne ideelle grensen på minimum 20 °C i den "drivende" vannstrømmen, i de periodene hvor kondenseringstemperaturen ligger over 25 °C. Kondenseringstemperaturen ligger i størsteparten av tiden over 25 °C, dette vil si at MT-kondenseringensvarmen burde være en passende energikilde til en hybrid-varmepumpe.

Ved å investere i en hybrid varmepumpe/kjølemaskin, kan MT-kondensatorytelsen brukes til å øke både fjernvarmekapasiteten og kjølekapasiteten i anlegget. I tillegg, så lenge hybridmaskinen er i drift, vil behovet for kjøletårn falle bort. Dette medfører at det kan være mulig å finansiere deler av investeringskostnadene ved salg av kjøletårnet. Det forutsettes da at annen nødkjøling er tilgjengelig, som kjøling ved hjelp av ellevann eller liknende.

Om en COP på 5 antas og gjennomsnittlig MT-kondensatorytelse er 168 KW kan det gjennomsnittlig tas ut 840 kW i samlet kjøle- og varmeenergi, så potensialet er relativt stort.

8. KONKLUSJON

Det er foretatt en analyse av anlegget i tidsperioden fra 16. april til 29. april. Data fra Kongsberg er hentet inn som grunnlag for analysen. Når det gjelder sjiktning over måleperioden, har temperaturforskjellen mellom topp og bunn i bassenget vært på maksimalt på 0,7 °C, noe som er relativt lavt, i alle fall med tanke på at bassenget og anlegget er dimensjonert for å ha 24 °C inn på fordampere og 12 °C ut til prosesskjøling. Egne temperaturmålinger i en annen tidsperiode verifiserer dette sjiktningproblemet. Det er observert at sjiktning ikke oppnås ved maksimal væskegjennomstrømning på 346 m³/h, og heller ikke selv ved den minste væskegjennomstrømningen målt over perioden på totalt 169 m³/h. Det kan da konkluderes med at om god eller bedre sjiktning skal oppnås, må væskegjennomstrømningen i alle fall reduseres til et nivå som er lavere enn 169 m³/h.

Temperaturen i akkumuleringsbassenget er sterkt avhengig av forholdet mellom effektuttaket til prosesskjølingen på den ene siden og den tilførte kjøleenergien (kjølekapasiteten til kjølemaskinen/varmepumpen) på den andre siden. Over måleperioden har gjennomsnittet på effektuttak prosesskjøling vært på 500 kW, og den beregnede kjølekapasiteten har hatt et gjennomsnitt på 766 kW, mens turtemperaturen til prosesskjølingen har hatt en gjennomsnittsverdi på akkurat 12 °C, akkurat likt dimensjoneringskravet.

Et problem over måleperioden har oppstått i små perioder når effektuttaket til prosesskjølingen har vært større enn kjølekapasiteten. I disse periodene har bassengtemperaturen og dermed også turtemperaturen til prosesskjølingen økt til over 12 °C, som er i overkant av hva som er ønskelig. Samtidig har returtemperaturen fra prosesskjølingen holdt seg relativt stabil. Dette gjør at temperaturredifferansen mellom prosesskjølingens tur- og returtemperatur blir lav, som igjen har ført til tidvis store væskestrømmer på prosesskjølesiden, som alene har steget opp til 208 m³/h. Som tidligere konkludert, har ikke den store væskestrømmen påvirkning på temperatursjiktningen, men pumpearbeidet økes ved større væskestrømmer. Fra et prosesskjølings perspektiv bør det tilstrebes å holde kjølekapasiteten høyere enn effektuttaket til prosesskjølingen til enhver tid, for å holde

turtemperaturen til prosesskjølingen så jevn som mulig og dermed unngå unødvendig store væskestrømmer inn og ut av akkumuleringsbassenget.

Den beregnede energifaktoren over måleperioden svinger mellom 6,05 som et minimum og 13,87 som maksimum, og holder seg i store deler av tidsperioden mellom 6 og 8,5 med noen topper over 10. Snittverdien er 7,86. Ettersom energifaktoren svinger relativt mye, tyder dette på ustabile forhold for varmpumpen/kjølemaskinen. Men til tross for ustabile forhold er energifaktoren over perioden relativt høy. Anleggets energifaktor er sterkt avhengig av temperaturløftet av ammoniakken som gjøres i kompressorene. Jo større temperaturløftet er, jo mer arbeid må tilføres prosessen. Følgelig er det fra et energioptimaliseringsperspektiv ønskelig at vanntemperaturen inn på fordamper er så høy som mulig.

Det er to grunner til at energifaktoren svinger slik den gjør. Den ene er som nevnt varierende temperatur inn på fordamperen, som påvirker fordampningstemperaturen. Den andre grunnen er temperaturen inn på HT-kondensatoren, ettersom denne styrer P_k og dermed P_m og trykkløftet til kompressorene. Høy energifaktor oppnås da når temperaturen i fordamperen er høy og temperaturen i fjernvarmekretsen er lav.

Det er sett på fem mulige løsninger på optimalisering av energigjenvinning og forbedringer av sjiktningproblemet i akkumuleringsbassenget. Alle løsningene har til felles at de enten har som funksjon å redusere omrøringen av vann i tanken for å muliggjøre sjiktning, eller å skille det kalde og det varme vannet fra hverandre og dermed å oppnå større temperaturforskjell mellom kaldt og varmt vann. Det konkluderes med, på et teoretisk grunnlag, at løsning 4 er det beste alternativet sett fra et energiperspektiv. Denne løsningen oppnår den høyeste kjølekapasiteten på 1230 kW, under satte forutsetninger. Når det gjelder COP oppnår denne løsningen også den høyeste, med en verdi på 8,41, hele 10,5 % høyere verdi enn beregnet gjennomsnitt over den reelle måleperioden. Ettersom løsning 4 også er relativt enkel å gjennomføre, regnes dette som den beste løsningen.

Et mulig forbedringstiltak utenom akkumuleringsbassenget, er å prøve å få utnyttet kondensatorytelsen ved mellomtrykket. Denne varmen er beregnet til gjennomsnittlig 168 kW over måleperioden. Ved installasjon av en hybridvarmpumpe, som kan levere både kjøling og varme, kan denne MT-kondensatorytelsen muligens utnyttes. Ved en COP på 5, kan det potensielt tas ut 840 kW i samlet kjøle- og varmeenergi.

9. KILDELISTE

- Bahrami, M. (2011). "Refrigeration Cycle." Retrieved 15.10.2011, from <http://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20461/Notes/Refrigeration%20Cycle.pdf>.
- Bredesen, A. M., T. Eikevik, et al. (2011). "Heat pumping process and systems - Thermodynamic Analysis."
- Brown, R. N. (2005). Compressors: selection and sizing. Amsterdam, Elsevier.
- Eikevik, T. M., O. M. Magnussen, et al. (2005). "Systemløsninger for kalddampanlegg - Forelesningskompendium."
- Garland, P., S. Grandum, et al. (2000). Ab-Sorption Machines For Heating and Cooling in Future Energy Systems. I. H. P. Centre.
- Haukås, H. T. Kompressorer. [Trondheim], Institutt for kjøleteknikk, NTH.
- HOWDEN (2012). "Oil Injected Screw Compressors." Retrieved 02.06, 2012, from <http://www.howden.com/en/Businesses/HowdenCompressorsLtd/Products/Compressors/Screw/OilInjected.htm>.
- Hybrid-Energy (2012). "The Hybrid Heat pump." Retrieved 23.03, 2012, from <http://www.hybridenergy.no/>.
- Høyve, J. S. and A. Sudbø (2008). Kompendium i emne TFY4106 Fysikk.
- IEA-HPC (2012). "IEA Heat Pump Centre - Heat Pump Technology." Retrieved 26.03, 2012, from <http://heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumptechnology/Sidor/default.aspx>.
- Johnson, J. (2008). "Refrigeration Fundamentals For HVACR Technicians." Retrieved 03.11.2011, from http://www.technicaltrainingassoc.com/e_refrig_fund_hvacr_excerpt.htm.
- KLIF, K.-o. F.-. (2009). "Fact sheet No. 2.1.4: Heat pumps using ammonia as refrigerant." Use of natural refrigerants for new applications. Retrieved 14.12.2011, from

<http://www.klif.no/english/english/Whats-new/Use-of-natural-refrigerants-for-new-applications/?cid=30041>.

Koelet, P. C. (1992). Industrial Refrigeration.

Kongsberg, A. (2011). Samtaler med og stoff fått av Per Kristian Lange ved Kongsberg teknologipark.

Kongsberg, A. (2012). "Kongsberg Teknologipark." Retrieved 20.03, 2012, from <http://www.kongsberg-teknologipark.no/sider/artikler.asp?mal=Forsidemal&ant=5&nyhet=true&type=nyhet&kat=Norsk&meny=Venstremeny&forside=true>.

Kongsberg, A. (2012). Samtaler med og stoff fått av Per Kristian Lange ved Kongsberg teknologipark.

Moran, M. J. and H. N. Shapiro (2010). Fundamentals of engineering thermodynamics. Hoboken, N.J., Wiley.

MYCOM (2002). MYCOM Product Descriptions - Compressors and units.

Norconsult (2011). Stoff og informasjon fått fra Per Espen Krisofersen, seksjonsleder ved Industriell prosess og ventilasjon, Norconsult.

NOVAP, N. v.-. (2009). "Hva er en varmepumpe?". Retrieved 14.12.2011, from <http://www.varmepumpeinfo.no/content/hva-er-en-varmepumpe>.

Næss, E. and A. Austegard "Varmevekslere."

Pyrocontrol (2004, 07.07). "Termoelementer (TC)." Retrieved 27.02, 2012, from http://www.pyrocontrol.no/temperaturkatalogen/index_temperaturkatalog.htm.

Rasmussen, R. (2002). Prosjektering av kuldeanlegg og varmepumper: kuldeteknikk. Oslo, Gyldendal undervisning.

SINTEF-Bbyggforsk (2009). "552.403 Varmepumper i bygninger. Funksjonsbeskrivelse." Retrieved 10.10.2011, from <http://bks.byggforsk.no/DocumentView.aspx?documentId=541§ionId=2>.

Skogestad, S. (2009). Prosessteknikk: Masse- og energibalanser, Tapir Akademisk Forlag.

Stene, J. (2001). Varmepumper: grunnleggende varmepumpeteknikk. Trondheim, SINTEF.

Stene, J. (2008). "Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings."

Stene, J. (2011). "Varmepumper - Grunnleggende innføring."

Stensaas, L. I. (2007). Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. Oslo, Skarland Press.

Wadekar, V. V. (2000). "A chE's guide to CHEs - Chemical Engineering Progress."

ØyangerCompressors (2003). "WRV kompressoren." Retrieved 10.12, 2011, from http://www.howdencompressors.no/html/wrv_serie.htm.

10. VEDLEGG

Vedlegg 1. Generelt om kuldeteknikk

Vedlegg 2. Beregninger Log P-h diagram

Vedlegg 3. Beregninger på isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for MYCOM 8L

Vedlegg 4. Egne temperaturmålinger av akkumuleringsbasseng

Vedlegg 5. Alle måleverdier fått fra Kongsberg

Vedlegg 6. Beregninger på prosesskjøling – Beregning av returtemperatur

Vedlegg 7. Analyse av prosess over måleperioden

Vedlegg 8. Beregninger på forbedringstiltak

Vedlegg 9. Risikovurdering i forbindelse med målinger

Vedlegg 10. "Paper" Optimization of a 45 bar ammonia heat pump

Vedlegg 1. Generelt om kuldeteknikk

1. VARMEPUMPE/KJØLEMASKIN GENERELT

En varmepumpe "pumper" varme fra et temperaturnivå til et annet. Den henter varme fra et kaldt reservoar og "flytter" denne varmen til et varmt reservoar (NOVAP 2009). Det motsatte skjer i en kjølemaskin. En varmepumpe og en kjølemaskin er i prinsippet det samme, en kjølemaskin er en invertert varmepumpe, det er anvendelsen som avgjør hva maskinen kalles. Om den brukes til kjølingsformål, kalles det en kjølemaskin. Brukes derimot maskinen til oppvarmingsformål kalles den en varmepumpe (Høye and Sudbø 2008).

En varmepumpe består i all hovedsak av fire komponenter; kompressor, kondensator, ekspansjonsventil og fordampere. Disse komponentene er koplet sammen i en lukket rørkrets hvor et arbeidsmedium sirkulerer (SINTEF-Byggforsk 2009).

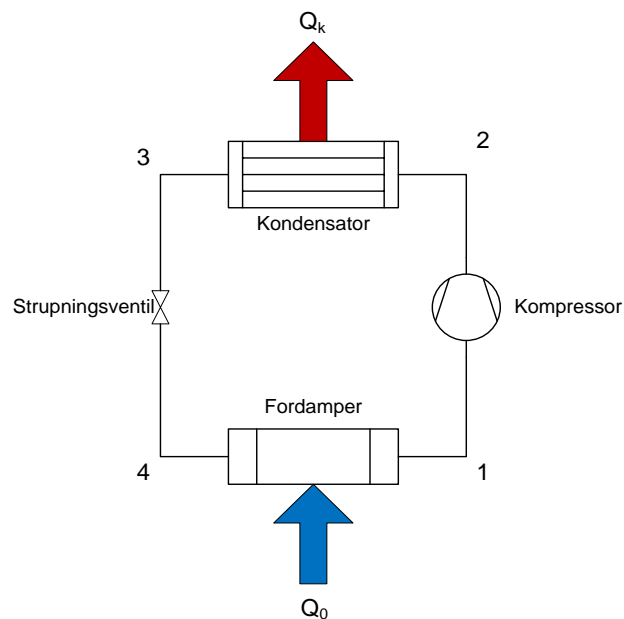


Fig. 1. Prinsippskisse av en varmepumpe.

2. VARMEPUMPEPROSESSEN – DEN REVERSERTE CARNOTPROSESSEN

En ideell varmepumpe prosess er en reversert Carnot-prosess. Denne består av fire delprosesser (Moran and Shapiro 2010):

1-2': Isentropisk (konstant entropi) kompresjon i kompressor. Det at delprosessen er isentropisk vil si at kompresjonen foregår uten tap og varmeveksling med omgivelsene.

Arbeidsmediet kommer inn på kompressoren i gassform. I kompressoren blir gassen komprimert til et høyere trykk og temperatur.

2'-3: Isotermisk (konstant temperatur) kondensasjon i kondensator med varmeavgivning Q_k ved temperatur T_k . Den komprimerte gassen kommer overhettet inn i kondensatoren. Her møter gassen en kaldere overflate slik at den kjøles ned til metningspunktet, før den kondenserer og blir til væske.

3-4: Isentropisk ekspansjon i en ekspansjonsventil. Arbeidsmediet, som nå er i væskeform blir ekspandert ned til fordampningstrykket P_0 og fordampningstemperaturen T_0 . Etter ekspansjonen er arbeidsmediet i tofaseform, både gass og væske.

4-1: Isotermisk fordampning ved temperaturen T_0 i fordamper med varmeopptak av Q_0 . I fordamperen kokes arbeidsmediet og blir igjen til gassform. Gassen er vanligvis litt overhettet ut av fordamperen. Dette for å sikre at kompressoren kun suger gass, og ikke væske, noe som kan ødelegge kompressoren.

2.1. Kalddamp-prosessen, den virkelige prosessen – forskjellig fra den reverserte Carnot-prosessen:

I virkeligheten er den ideelle Carnot-prosessen ikke gjennomførbar. Noe av energien som brukes for å komprimere arbeidsmediet går tapt. "Kalddamp-prosessen" er en betegnelse på den virkelige prosessen som foregår i en varmepumpe/kjølemaskin (Eikevik, Magnussen et al. 2005). Forskjellen mellom Carnot-prosessen og kalddamp-prosessen er at kompresjon og strupning (ekspansjon) foregår ved konstant entalpi, og ikke ved konstant entropi, kompresjonen går til punkt 2, istedenfor til punkt 2' som i Fig. 2. I den reverserte Carnot-prosessen antas det også at det ikke forekommer noen trykktap som følge av friksjon og at varmetap til omgivelsene sees bort i fra (Bahrami 2011).

Fig. 2 viser den ideelle og reelle varmepumpeprosessen og den i p-h-diagram. Fig. 3 viser den ideelle og reelle varmepumpeprosessen i T-s-diagram.

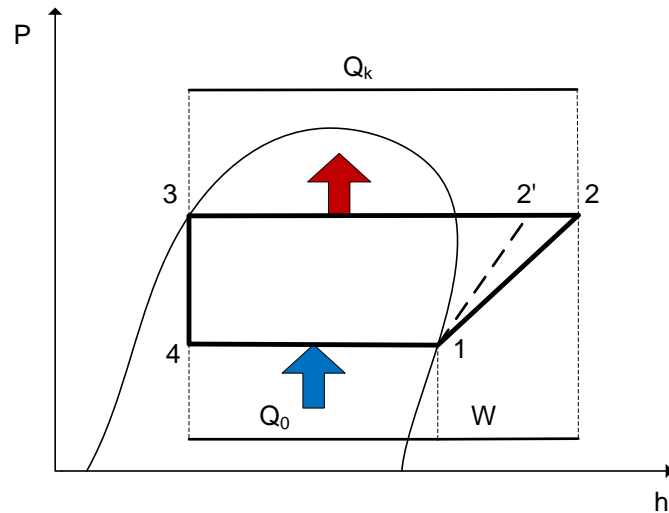


Fig. 2. P-h-diagram av varmepumpe prosessen. 2' er den isentropiske (ideelle) utgangen av kompressoren, 2 er det reelle.

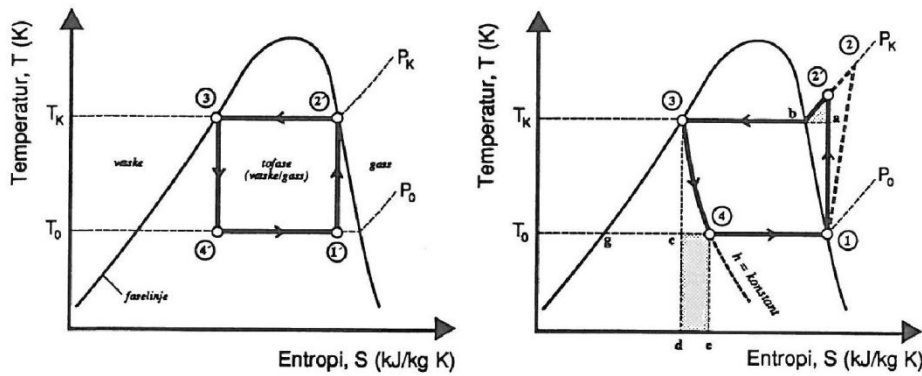


Fig. 3. T-s-diagrammer av henholdsvis den reverserte Carnotprosessen og kalddampprosessen (den reelle varmepumpeprosessen) (Stene 2001).

2.2. Varmemengde

Den totale avgitte varmemengden i kondensatoren er summen av kjølekapasiteten og tilført kompressorarbeid (Bredesen, Eikevik et al. 2011). Dette kan også sees av p-h-diagrammet i Fig. 2.

$$Q_k = Q_0 + W \quad (1)$$

Definisjonen av entropi gir at varme er temperatur ganget med entropiforskjell (Moran and Shapiro 2010):

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad \Rightarrow \quad Q = \int_1^2 T \cdot dS \quad (2)$$

Av T-s diagrammet kan det sees at arealet under en temperaturkurve da er en varmemengde. Tilsvarende har vi at massestrøm ganger en entropidifferanse i p-h diagrammet står for en varmemengde (Skogestad 2009).

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (3)$$

2.3. Effektfaktor

For varmepumper er effektfaktoren COP (Coefficient Of Performance) definert som forholdet mellom avgitt varme og tilført kompressorarbeid. For kjølemaskiner er COP definert som forholdet mellom kjølekapasiteten og tilført kompressorarbeid (Bredesen, Eikevik et al. 2011).

$$COP_{varme} = \frac{Q_k}{W} \quad COP_{kulde} = \frac{Q_0}{W} \quad (4)$$

Den teoretisk høyeste effektfaktoren kalles Carnot-effektfaktoren, som er gitt ved

$$COP_{carnot\ varme} = \frac{T_2}{(T_2 - T_1)} \quad COP_{carnot\ kulde} = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)} \quad (5)$$

hvor T_1 er temperaturen på det mediet varme hentes fra og T_2 er temperaturen på det mediet varmen avgis til (Stensaas 2007).

Effektfaktoren avhenger av temperaturløftet, dvs. forskjellen mellom kondenserings-temperaturen og fordampningstemperaturen. Dette er fordi ved høye temperaturløft trengs et stort arbeid W for å komprimere arbeidsmediet til ønsket trykk og temperatur. I tillegg er den isentropiske og volumetriske virkningsgraden lavere ved høye trykkløft, noe som resulterer i et høyere kompressorarbeid. Høy kondenseringstemperatur krever høyt kondensasjonsstrykk. Det er derfor ønskelig å ha så lav T_k som mulig og så høy T_0 som mulig. Da oppnås den høyeste effektfaktoren. Fig. 4 under viser den prinsipielle sammenhengen mellom COP og temperaturløft (Stene 2001).

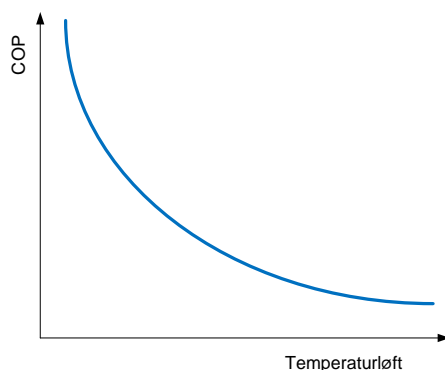


Fig. 4. Sammenheng mellom COP og temperaturløft (Stene 2001).

2.4. Kombinert varmepumpe/kjølemaskin - energifaktor

En varmepumpe produserer ikke bare varme i kondensatoren, den produserer også kulde i fordampere. Denne kulden kan brukes til kjølingsformål. Ved utnyttelse av en slik kombinert varme- og kjøleproduksjon brukes begrepet energifaktor (π) for å gi et mål på hvor effektiv maskinen er totalt sett, med både varme- og kjøleutnyttelse.

$$\pi = \frac{E_k + E_f}{W} \quad (6)$$

hvor E_k er varmeleveranse og E_f er kjøleleveranse (Stene 2001).

3. HOVEDKOMPONENTER

Som sagt innledningsvis består en varmepumpe/kjølemaskin hovedsakelig av fire hovedkomponenter; Kompressoren, kondensatoren, strupningsventilen og fordampere.

3.1. Kompressoren

De tre vanligste kompressorene som blir benyttet i varmepumpeanlegg er stempelkompressoren, skruekompressoren og turbokompressoren (Stene 2001). Disse kompressor-typene har hver sine fordeler og ulemper, og må velges etter fordeler, kostnader og størrelse. Fig. 5 viser ved hvilke varmetylter og slagvolum de tre vanligste kompressorene blir benyttet (Stene 2001).

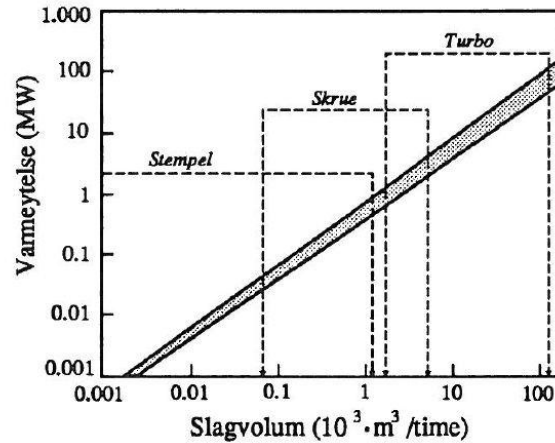


Fig. 5. Hovedarbeidsområder for forskjellige kompressortyper (Stene 2001).

Felles for stempelkompressoren og skruekompressoren er at de begge har et maksimalt transportvolum eller innsugingsvolum, V_s (slagvolum for stempelkompressorer). Transportvolumet kan også kalles gjennomløpt kompressorvolum. Men på grunn av volumetriske tap, som lekkasjer mellom stempel og sylindere, tilbakeekspansjon av restgass og temperaturforskjeller mellom sylindervegg og gass, blir ikke hele det tilgjengelige slagvolum utnyttet til kompresjonen (Haukås). Det virkelige innsugde gassvolumet kaller vi V_{inns} . Denne verdien kan finnes av følgende formel (Bredesen, Eikevik et al. 2011):

$$V_{inns} = \dot{m} \cdot v_1 \quad (7)$$

hvor \dot{m} er massestrømmen til arbeidsmediet og v er spesifikt volum ved inngangen av kompressoren.

For å gi et mål på hvor godt en stempelkompressor klarer å utnytte det volumet den har tilgjengelig er den volumetriske virkningsgraden, λ (leveringsgraden) definert (Haukås):

$$\lambda = \frac{V_{inns}}{V_s} \quad (8)$$

En kompressor har også andre typer tap. Det er energi tap, som er tap som følge av lekkasjer, trykktap i ventiler og friksjon. Dette tapet gjør at kompressoren krever mer arbeid enn det ideelle teoretisk minimale carnot-arbeidet W_{te0} . Dette arbeidet kalles for det reelle kompressorarbeidet, W_{reelt} . Fra disse to arbeidene kan den isentropiske virkningsgraden η_{is}

defineres, som forholdet mellom det ideelle teoretiske arbeidet og det reelle arbeidet (Bredesen, Eikevik et al. 2011):

$$\eta_{is} = \frac{W_{teo}}{W_{reelt}} \quad (9)$$

Energitapet kan da beskrives som det arbeidet som faktisk trengs for å drive kompressoren, minus det teoretiske arbeidet (Bredesen, Eikevik et al. 2011).

$$\Delta W_{energi} = W_{reelt} - W_{teo} \quad (10)$$

Ved hjelp av et diagram for isentropiske og volumetriske virkningsgrader som funksjon av trykkforhold, som det i Fig. 6, kan både den isentropiske virkningsgraden og leveringsgraden for en kompressor avleses. (Bredesen, Eikevik et al. 2011). Alle kompressorer har sitt eget virkningsgradsdiagram. Fig. 6 gjelder for store stempelkompressorer.

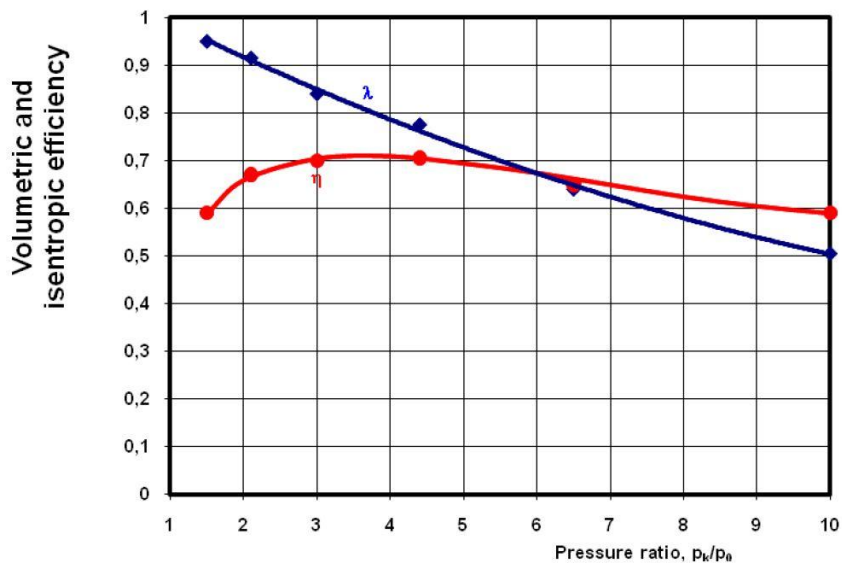


Fig. 6. Virkningsgradsdiagram for store stempelkompressorer (Bredesen, Eikevik et al. 2011).

3.1.1. Stempelkompressoren

Stempelkompressoren er den vanligste kompressoren til små og mellomstore anlegg. Det er også den eldste av kompressortypene (Brown 2005). Den fungerer ved at det er et stempel som går ut og inn av en sylinder. Gass blir sugd inn i sylindren når stempelet er på tilbakevei. Sugeventilen åpnes når den når et gitt trykk. Når stempelet har nådd sitt ytterpunkt i sylindren, lukkes sugeventilen. Så presses stempelet innover i sylindren og

gassen blir komprimert. Når trykket på gassen når et visst punkt, som gjerne kan være kondensatortrykket, åpnes trykkventilen og den komprimerte gassen strømmer ut. Deretter gjentas syklusen (Stene 2001).

Fig. 7 viser arbeidsprinsippet til en stempelkompressor (Johnson 2008).

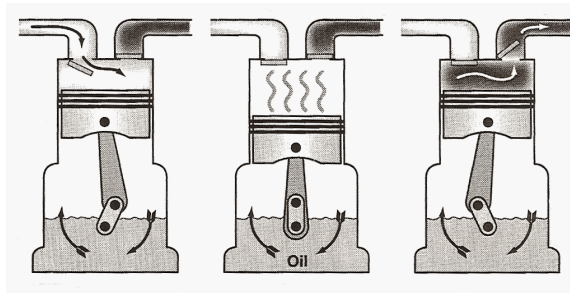


Fig. 7. En stempelkompressors arbeidsprinsipp (Johnson 2008).

Smøring av stempelkompressoren foregår ved at et eget oljepumpesystem sørger for at olje blir pumpet fra bunnpannen til bevegelige deler i kompressoren. Etersom at noe av oljen alltid vil følge med arbeidsmediet ut av sylindren, er det ofte nødvendig med en oljeutskiller som skiller ut oljen fra arbeidsmediet, for å få oljen tilbake i bunnpannen (Stene 2001).

Stempelkompressorens ytelse kan reguleres på flere måter. Den enkleste og billigste er start/stopp-regulering, som ofte finnes i kjøleskap, fryser, osv (Rasmussen 2002). Ytelsen kan også reguleres ved by-pass mellom trykk- og sugeside, løfting av sugeventil (fri tilbakestrømning) og turtallsregulering (Stene 2001).

3.1.2. Skruekompressoren

Det finnes to hovedtyper av skruekompressoren, mono-skruekompressor og twin-skruekompressor. Som navnene tilsier opererer mono-skruekompressoren med én skruerotor (rotor), og twin-skruekompressoren med to. Fig. 9 viser twin-skruekompressoren. Twin-skruekompressoren har en "hannrotor" og en "hunnrotor" som passer inn i hverandre. Vanligvis drives kompressoren kun på en av rotorene. Mono-skruekompressoren har én hovedrotor og to lederotorer, se Fig. 8 (Stene 2001).

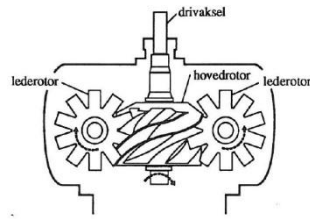


Fig. 8. Mono-skruekompressor, sett ovenfra (Stene 2001).

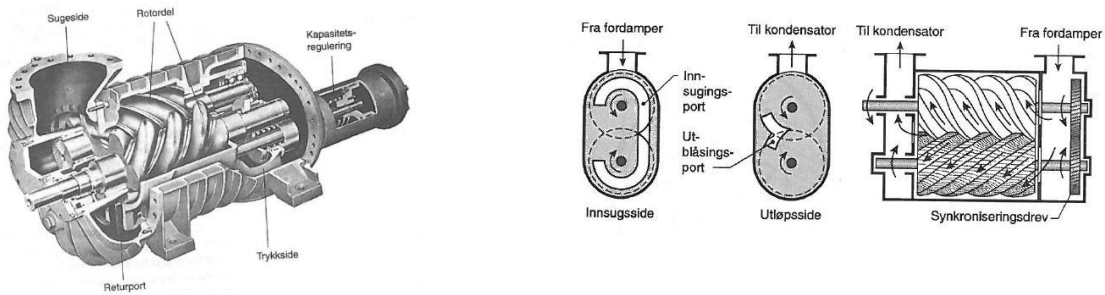


Fig. 9. Twin-skruekompressor og snitt av denne (Rasmussen 2002).

Helt enkelt fungerer en skruekompressor slik: Rotorene dreies, og gass strømmer inn i gjengeåpningene. Når gjengeåpningene er fylt med gass, stenges åpningen og kompresjonen kan begynne. Når rotorene når en bestemt stilling, begynner utblåsningen av den komprimerte gassen (Rasmussen 2002).

For å smøre skruekompressoren sprøytes olje inn i rotorinntaket. Oljen fungerer som smøring, i tillegg til at den hjelper til med å tette klaringen mellom rotorgjengene. Oljen kjøler også ned gassen. En skruekompressor er avhengig av et oljeretursystem for å bringe oljen tilbake til kompressoren (Stene 2001).

Skruekompressoren har et fast innebygd trykk- og volumforhold. Dette forholdet kan skrives

$$\frac{P_2}{P_1} = V_i^n \quad (11)$$

hvor P_1 er starttrykket, P_2 sluttrykket, V_i volumforholdet og n er polytropeksponenten (for NH_3 $n = 1,25$) (Haukås). Skruekompressorer kan arbeide med et trykkforhold på 20. Dette er høyt sammenlignet med stempelkompressoren som er begrenset til et trykkforhold på 8 (Koelet 1992).

I overlappingsområdet i Fig. 5, fra slagvolum ca. 100 m³/h til ca. 1000 m³/h, der både skruekompressoren og stempelkompressoren kan benyttes, er den isentropiske virkningsgraden lavere for skruekompressoren enn stempelkompressoren (Stene 2001). For den volumetriske virkningsgraden er tilfellet omvendt. Her er den volumetriske virkningsgraden høyere for skruekompressoren enn stempelkompressoren (Stene 2001).

Regulering av skruekompressoren kan vanligvis gjøres ved hjelp av en reguleringsleide som kan forskyves mot utløpsåpningen, slik at noe av gassen kan gå tilbake til inntaket. Slik reduseres volumet som kompressoren har tilgjengelig til kompresjon, og dermed kan også trykkforholdet reduseres. Det er vanlig at det er mulig å regulere kompressoren trinnløst mellom 100 % og 10 % ytelse (Stene 2001).

3.1.3. Totrinns kompresjon

Hvis trykkforholdet (P_k/P_0) når en verdi på ca. over 8, bør kompresjon foregå over to trinn. Trinnene blir vanligvis utført i to kompressorer, men noen ganger også med én kompressor hvor de forskjellige sylindrene står for forskjellige trykknivå (Koelet 1992). Ved et forhold mellom kondensatortrykk og fordampetrykk på over 8, vil trykkgasstemperaturen bli unødvendig høy, noe som kan gi problemer med spalting av oljen/arbeidsmediet (Stene 2001). Men det viktigste argumentet for å dele opp kompresjonen i flere trinn er at dette reduserer både kompressortap og strupningstap. Den isentropiske og volumetriske virkningsgraden øker med synkende trykkforhold, så jo flere trinn kompresjonen deles opp i, jo bedre blir virkningsgradene, men investeringskostnadene blir desto høyere.

3.2. Mellomtrykksbeholder

I totrinns anlegg brukes en mellomtrykksbeholder. Den fungerer slik at trykkgassen fra lavtrykkskompressoren blir fullt (til metning) eller delvis nedkjølt før gassen blir sugd inn på høytrykkskompressoren (Stene 2001).

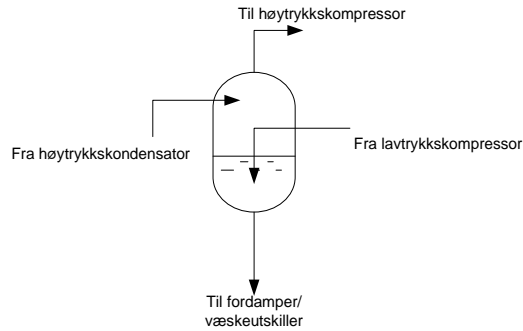


Fig. 10. Åpen mellomtrykksbeholder.

Energibalansen for en mellomtrykksbeholder kan uttrykkes slik (Stene 2001):

$$\dot{m}_{NH_3 HT} \cdot (h_3 - h_6) = \dot{m}_{NH_3 LT} \cdot (h_2 - h_7) \quad (12)$$

3.2.1. Full mellomkjøling

Ved full mellomkjøling vil den komprimerte gassen fra lavtrykkskompressoren bli sprøytet ned i væsken i mellomtrykksbeholderen. Her blir gassen nedkjølt til T_m , før gassen blir sugd inn i høytrykkskompressoren. Ved full mellomkjøling har mellomtrykksbeholderen 4 porter (Stene 2001). Fig. 10 viser en åpen mellomtrykksbeholder.

3.2.2. Delvis mellomkjøling

Forskjellen mellom delvis og full mellomkjøling er at ved delvis mellomkjøling har mellomtrykksbeholderen kun tre porter. Her blir bare en fraksjon av den overhete gassen fra lavtrykkskompressoren kjølt ned, før den suges opp av høytrykkskompressoren (Stene 2001).

3.2.3. Optimalt mellomtrykk

Ved det optimale mellomtrykket er kompressorenes arbeid minst. Det er vanlig å dimensjonere varmpumpeanlegg for mellomtrykk P_m som vanligvis er definert som (Rasmussen 2002):

$$P_m = \sqrt{P_0 \cdot P_k} \quad (13)$$

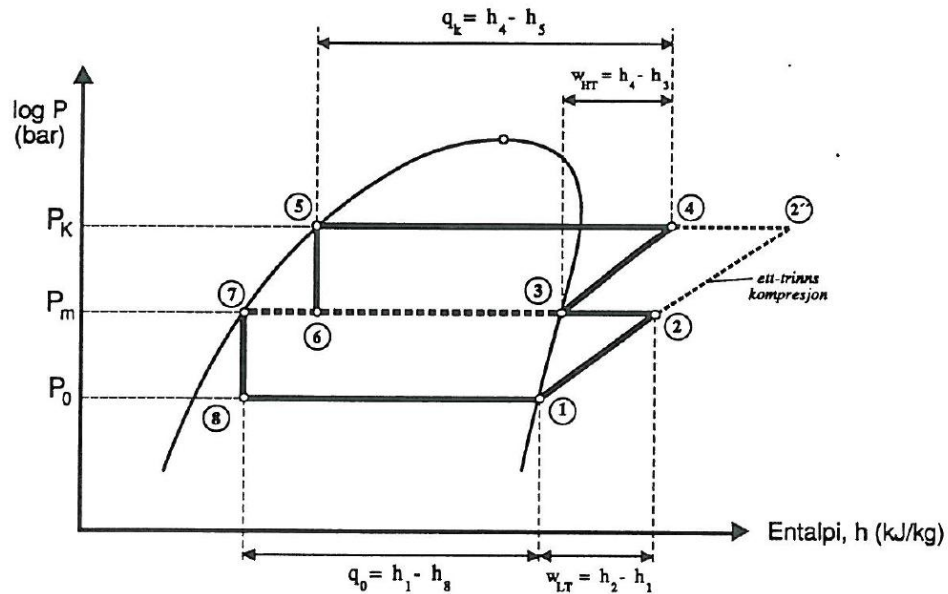


Fig. 11. Totrinns kompresjons varmepumpeyklus. P-h-diagram (Stene 2001).

Fig. 11 viser et log P – h diagram av en totrinns varmepumpeyklus. Figuren viser også hvordan kondensorkapasiteten, kjølekapasiteten, samt lavtrykks og høytrykks kompressorarbeid kan beregnes.

$$Q_k = \dot{m}_{HT} \cdot (h_4 - h_5) \quad (14)$$

$$W_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{LT} \cdot \frac{h_2' - h_1}{\eta_{is}} \quad (15)$$

$$W_{HT} = \dot{m}_{HT} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{HT} \cdot \frac{h_4' - h_3}{\eta_{is}} \quad (16)$$

Massestrøm av ammoniakk i lavtrykksstrinnet kan regnes ut ved følgende formel for kjølekapasitet (Bredesen, Eikevik et al. 2011):

$$Q_0 = \dot{m}_{LT} \cdot (h_1 - h_8) \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_{LT} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_8)} \quad (17)$$

3.3. Kondensatoren og fordampere (varmevekslere)

Både kondensatoren og fordampere er varmevekslere hvor det foregår faseovergang på arbeidsmediesiden. I en kondensator avgir arbeidsmediet varme ved kondensasjon. Det finnes mange typer varmevekslere som blir brukt som kondensatorer.

Det finnes også mange typer fordampere. Felles for alle er at her opptar arbeidsmediet varme ved fordampning. Fordampere kan deles i hovedsakelig tre grupper; tørrfordampere, resirkulasjonsfordampere og fylte fordampere (Stene 2001).

3.3.1. Varmeovergang

Den totale varmemengden som blir overført i en varmeveksler kan beregnes ut i fra denne formelen:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \quad (18)$$

hvor Q er overført varme, U er det totale varmeovergangstallet, A er varmevekslerens areal, ΔT_{lm} er den logaritmiske midlere temperaturdifferansen og F er en korreksjonsfaktor i forhold til ideell motstrøms varmeveksling (Skogestad 2009).

Overført varme kan også beregnes ut ifra denne energibalansen:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (19)$$

hvor Q er overført varme, \dot{m} er massestrømmen, C_p er varmekapasiteten til mediet og ΔT er temperaturdifferansen mellom inngang og utgang (Skogestad 2009).

3.3.2. Platevarmeveksler

Det finnes tre typer platevarmevekslere; Rammeplateveksler med pakninger, loddet platevarmeveksler og sveiset platevarmeveksler (Næss and Austegard). Rammeplatevarmeveksleren med pakninger er av størst interesse i forhold til oppgaven. Denne er bygget av metallplater som er bølgeformede, med hull i hjørnene. Platene og pakningene blir tredd inn på en ramme bestående av gjengede metallstag. Platene blir så skrudd sammen og strammet. I Fig. 12 vises en platevarmeveksler og strømningsprinsippet i en slik varmeveksler. Maksimalt trykk for denne typen varmeveksler er 25 bar og den kan benyttes i temperaturområdet fra -35 °C - +180 °C (Wadekar 2000).

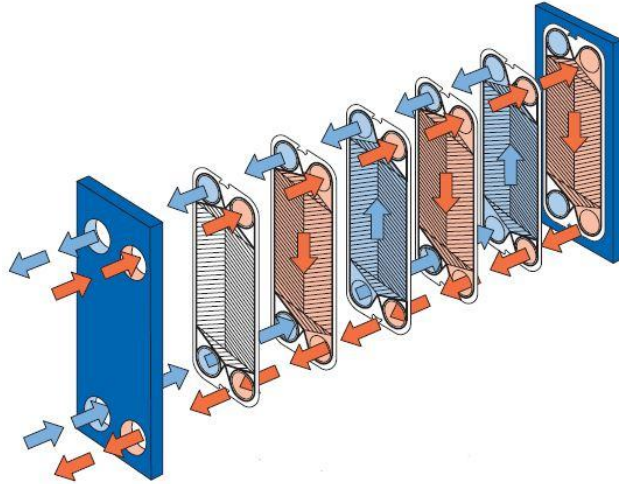


Fig. 12. Oppbygning og strømningsprinsipp – Rammeplatevarmeveksler (Alfa Laval).

3.3.3. "Shell and plate"

En varmeveksler av denne typen består av tverrgående bølgede plater som er plassert inne i et sylindrisk skall. De to strømmene strømmer på hver sin side av platene, se Fig. 13. Denne typen varmeveksler kan benyttes med et maksimalt trykk på opp mot 40 bar og over et temperaturområde fra $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $+600\text{ }^{\circ}\text{C}$. De vanligste materialene som brukes er rusfritt stål og titan (Wadekar 2000).

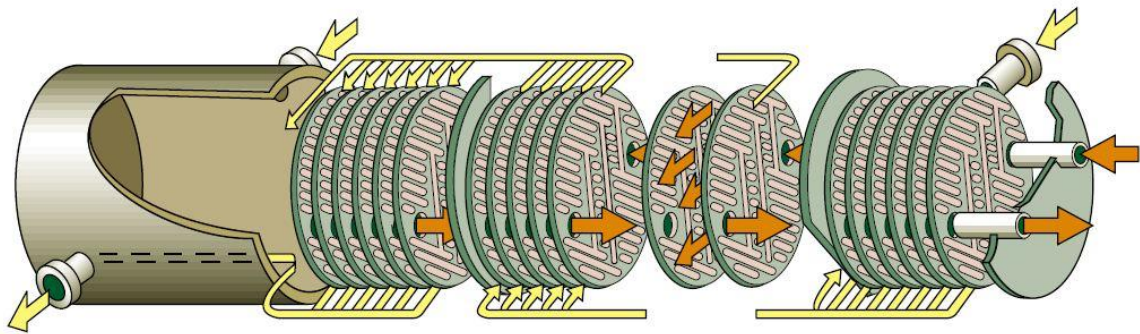


Fig. 13. Varmeveksler av typen "Shell and plate" (Wadekar 2000).

3.4. Strupeventil

I en strupeventil reduseres trykket og temperaturen til arbeidsmediet, mens entalpien holdes konstant. Etter strupingen er arbeidsmediet i tofase, både gass og væske (Rasmussen 2002).

4. TAP

Vi skiller mellom tre typer tap i en kalddamp-prosess. Disse er varmevekslingstap, prosesstap og kompressortap, hvor prosesstap kan deles inn i overhetingstap og strupningstap og kompressortap kan deles inn i energitap og volumetriske tap. (Bredesen, Eikevik et al. 2011):

4.1. Varmevekslingstap

For at varmeveksling skal skje, kreves en temperaturforskjell mellom de to mediene varmevekslingen skal skje mellom. Denne temperaturforskjellen utgjør et tap, ved at kondensasjonstemperaturen må være høyere enn temperaturen som trengs (f.eks i et rom) for at varmeveksling skal foregå. Tilsvarende må fordampningstemperaturen være lavere enn den temperaturen som er ønskelig å ha (f.eks i en fryser). Disse tapene illustreres i Fig. 14.

4.2. Prosesstap

Overhetingstap: Den komprimerte gassen er overhettet slik at den første delen av varmeavgivelsen i kondensatoren skjer ved "glidende temperatur" dvs. temperaturen synker før metning av arbeidsmediet oppnås og kondensasjonen skjer ved konstant temperatur. Dette resulterer i et tap som er illustrert i Fig. 14.

Strupningstap: Ved at strupning foregår ved konstant entalpi og ikke konstant entropi, har vi også her et tap. Se Fig. 14.

4.3. Kompressortap

Kompressortapet er beskrevet under kapittelet om kompressorer.

Fig. 14 viser det totale tapet i en varmepumpeprosess i et T-s-diagram.

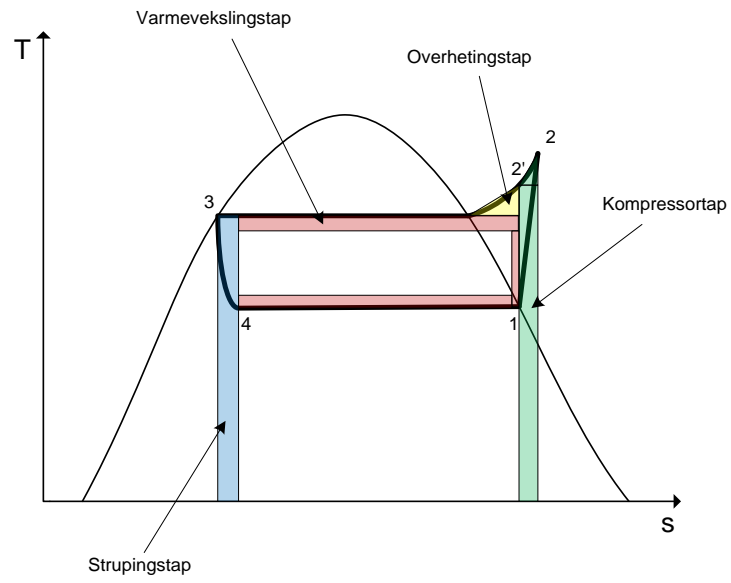


Fig. 14. T-s-diagram som illustrerer tapene i en kalddampprosess.

Vedlegg 2. Beregninger Log P-h diagram

Kuldemedium R717									
Temp [°C]	Entalpi		Trykk [Bar]	Delsyklus		h _{før}	h _{etter}	P _{før}	P _{etter}
	Mettet væske	Mettet gass							
				Fordampning	8-1	538 248	1 631 866	5,7	5,7
-50	136 189	1 552 301	0,408	LT-kompresjon	1-2	1 631 866	1 796 036	5,7	14,3
-48	145 056	1 555 636	0,459	Mellomkjøling	2-7	1 796 036	538 248	14,3	14,3
-46	153 918	1 558 939	0,515	HT-kompresjon	3-4	1 651 046	1 842 808	14,3	35,9
-44	162 781	1 562 210	0,576	Kondensasjon	4-5	1 842 808	725 899	35,9	35,9
-42	171 652	1 565 447	0,644	HT-Strupning	5-6	725 899	725 899	35,9	14,3
-40	180 534	1 568 650	0,717	Mellomkjøling	6-7	725 899	538 248	14,3	14,3
-38	189 430	1 571 818	0,797	LT-Strupning	7-8	538 248	538 248	14,3	5,7
-36	198 343	1 574 951	0,885	Fylt fordamper	7-9	538 248	399 160	5,7	5,7
-34	207 273	1 578 047	0,980						
-32	216 222	1 581 106	1,083						
-30	225 190	1 584 127	1,195						
-28	234 177	1 587 110	1,316						
-26	243 184	1 590 052	1,446						
-24	252 210	1 592 952	1,587						
-22	261 255	1 595 808	1,739						
-20	270 318	1 598 617	1,902						
-18	279 400	1 601 377	2,076						
-16	288 500	1 604 085	2,264						
-14	297 619	1 606 739	2,464						
-12	306 755	1 609 335	2,679						
-10	315 910	1 611 873	2,908						
-8	325 083	1 614 352	3,152						
-6	334 274	1 616 769	3,412						
-4	343 483	1 619 124	3,688						
-2	352 712	1 621 416	3,982						
0	361 960	1 623 642	4,294						
2	371 228	1 625 802	4,624						
4	380 517	1 627 894	4,974						
6	389 827	1 629 916	5,344						
8	399 160	1 631 866	5,735						
10	408 515	1 633 744	6,149						
12	417 894	1 635 547	6,584						
14	427 298	1 637 273	7,044						
16	436 729	1 638 920	7,527						
18	446 186	1 640 488	8,036						
20	455 672	1 641 974	8,571						
22	465 188	1 643 375	9,132						
24	474 734	1 644 691	9,722						
26	484 313	1 645 919	10,340						
28	493 925	1 647 057	10,988						
30	503 573	1 648 103	11,666						
32	513 257	1 649 054	12,375						
34	522 980	1 649 909	13,117						
36	532 743	1 650 666	13,892						
38	542 547	1 651 320	14,701						
40	552 395	1 651 872	15,546						
42	562 289	1 652 316	16,426						
44	572 229	1 652 652	17,344						
46	582 219	1 652 876	18,300						
48	592 260	1 652 986	19,295						
50	602 355	1 652 977	20,330						

52	612 505	1 652 848	21,407						
54	622 714	1 652 594	22,525						
56	632 984	1 652 212	23,687						
58	643 317	1 651 698	24,894						
60	653 716	1 651 048	26,145						
62	664 185	1 650 257	27,443						
64	674 726	1 649 321	28,789						
66	685 343	1 648 233	30,184						
68	696 039	1 646 989	31,628						
70	706 820	1 645 582	33,123						
72	717 688	1 644 006	34,671						
74	728 648	1 642 254	36,271						
76	739 706	1 640 316	37,927						
78	750 868	1 638 186	39,638						
80	762 137	1 635 853	41,406						
82	773 523	1 633 307	43,233						
84	785 031	1 630 537	45,119						
86	796 670	1 627 528	47,067						
88	808 448	1 624 268	49,077						
90	820 376	1 620 741	51,150						
92	832 465	1 616 927	53,289						
94	844 728	1 612 808	55,495						
96	857 179	1 608 360	57,769						
98	869 834	1 603 557	60,113						
100	882 714	1 598 369	62,529						
102	895 839	1 592 761	65,018						
104	909 238	1 586 692	67,583						
106	922 942	1 580 114	70,225						
108	936 988	1 572 969	72,947						
110	951 425	1 565 187	75,749						
112	966 311	1 556 681	78,636						
114	981 721	1 547 342	81,609						
116	997 755	1 537 030	84,672						
118	1 014 546	1 525 558	87,826						
120	1 032 285	1 512 667	91,076						
122	1 051 253	1 497 984	94,425						
124	1 071 901	1 480 935	97,877						
126	1 095 029	1 460 541	101,438						
128	1 122 297	1 434 893	105,113						
130	1 158 346	1 399 110	108,909						
132	1 234 512	1 324 644	112,831						
132,1	1 244 571	1 315 210	113,030						
132,2	1 305 575	1 305 575	113,226						

Vedlegg 3. Beregninger av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for MYCOM 8L

Ved hjelp av inputs fra produktbeskrivelse fra MYCOM (MYCOM 2002) har det blitt beregnet isentropisk og volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforholdet i kompressoren.

Forklaringer							
Inputs			1	Mettet gass ved LT			
Utrekninger			2	Overhettet gass ved HT			
RNLiB-verdi			3	Mettet gass ved HT			
			4	Tofase ved LT			
Inputs og RNLiB							
Q0 [W]				452 000	349 000	265 000	197 000
Kompressorarbeid [W]				101 000	94 000	84 000	74 000
Fordampningstemperatur [°C]				-5,0	-10,0	-15,0	-20,0
Kondensatortemperatur [°C]				35,0	35,0	35,0	35,0
Slagvolum [m ³ /s]				0,218	0,218	0,218	0,218
Fordampningstrykk [Pa]				354 774	290 768	236 241	190 157
Kondensatortrykk [Pa]				1 350 023	1 350 023	1 350 023	1 350 023
h1				1 617 955	1 611 873	1 605 419	1 598 617
h2'				1 809 466	1 834 786	1 861 934	1 890 987
h3				527 856	527 856	527 856	527 856
h4				527 856	527 856	527 856	527 856
s1				6 249	6 317	6 389	6 464
s2'				6 249	6 317	6 389	6 464
v1				0,35	0,42	0,51	0,62
Utrekninger/ekstrapolering	Ekstrapolering			Utrekning			
Massestrøm NH ₃ [kg/s]				0,41	0,32	0,25	0,18
Teoretisk arbeid [W]				79 408	71 767	63 084	53 791
Vinns [m ³ /s]				0,14	0,13	0,13	0,11
Trykkforhold	1,00	2,00	3,00	3,81	4,64	5,71	7,10
Isentropisk effektivitet	0	0,7	0,80	0,79	0,76	0,75	0,73
Volumetrisk virkningsgrad	1,00	0,8	0,70	0,66	0,62	0,57	0,53

Vedlegg 4. Egne temperaturmålinger av akkumuleringsbasseng

		BASSENGTEMPERATURER							
		MAX	15,2	15,0	1,2				
		MIN	8,8	8,8	-0,3				
		SNITT	11,4	11,2	0,2				
	Time	Temp TOPP	Temp BUNN	Delta T					
16.mar	16	12,3	11,6	0,6	19.mar 0	11,5	11,2	0,3	
	17	12,4	11,6	0,7	19.mar 1	11,5	11,2	0,4	
	18	13,0	12,0	1,1	19.mar 2	11,6	11,1	0,4	
	19	13,9	12,9	1,0	19.mar 3	11,9	11,2	0,7	
	20	14,1	13,7	0,5	19.mar 4	11,7	11,3	0,4	
	21	14,1	13,9	0,3	19.mar 5	11,3	11,1	0,1	
	22	13,9	13,8	0,1	19.mar 6	11,1	10,9	0,2	
	23	13,5	13,2	0,3	19.mar 7	11,4	10,9	0,4	
	17.mar	0	12,9	12,6	0,3	19.mar 8	11,3	11,1	0,3
		1	12,4	11,9	0,5	19.mar 9	11,3	11,0	0,3
		2	11,9	11,5	0,4	19.mar 10	11,4	11,0	0,5
		3	11,6	11,3	0,3	19.mar 11	11,8	11,1	0,7
		4	11,4	11,2	0,2	19.mar 12	11,6	11,2	0,5
		5	11,2	11,0	0,2	19.mar 13	11,7	11,2	0,5
6		10,9	10,8	0,1	19.mar 14	11,8	11,2	0,6	
7		10,8	10,7	0,1	19.mar 15	11,8	11,2	0,6	
8		10,5	10,5	0,0	19.mar 16	11,9	11,2	0,6	
9		10,3	10,3	0,0	19.mar 17	12,2	11,3	0,9	
10		10,2	10,1	0,0	19.mar 18	12,1	11,4	0,7	
11		10,2	10,1	0,1	19.mar 19	11,9	11,2	0,6	
12		10,1	10,0	0,1	19.mar 20	12,2	11,3	0,8	
13		10,1	10,0	0,1	19.mar 21	12,1	11,4	0,7	
14	10,3	10,1	0,2	19.mar 22	11,8	11,3	0,5		
18.mar	15	11,1	10,8	0,3	19.mar 23	11,6	11,3	0,4	
	16	11,5	11,2	0,4	20.mar 0	11,7	11,2	0,5	
	17	11,8	11,4	0,4	20.mar 1	12,2	11,3	0,9	
	18	12,0	11,5	0,5	20.mar 2	12,3	11,5	0,8	
	19	12,0	11,6	0,4	20.mar 3	12,0	11,5	0,5	
	20	12,1	11,7	0,4	20.mar 4	12,0	11,3	0,6	
	21	11,6	11,4	0,3	20.mar 5	11,9	11,3	0,7	
	22	11,3	11,1	0,2	20.mar 6	11,6	11,3	0,3	
	23	11,0	10,8	0,2	20.mar 7	11,5	11,1	0,3	
	0	10,8	10,6	0,2	20.mar 8	11,2	11,0	0,2	
	1	10,6	10,5	0,1	20.mar 9	11,6	11,0	0,6	
	2	10,4	10,4	0,0	20.mar 10	11,6	11,1	0,6	
	3	10,1	10,3	-0,2	20.mar 11	12,2	11,5	0,7	
	4	9,9	10,0	-0,2	20.mar 12	12,9	12,3	0,6	
5	9,8	9,9	-0,1	20.mar 13	12,7	12,1	0,6		
6	9,8	9,9	-0,1	20.mar 14	12,8	12,0	0,8		
7	9,8	9,9	-0,2	20.mar 15	12,8	12,1	0,6		
8	9,7	9,9	-0,2	20.mar 16	12,3	11,8	0,5		
9	9,7	9,8	-0,1	20.mar 17	11,8	11,4	0,4		
10	9,7	9,8	-0,1	20.mar 18	11,7	11,2	0,5		
11	9,7	9,8	-0,1	20.mar 19	11,8	11,4	0,4		
12	9,7	9,9	-0,1	20.mar 20	11,7	11,2	0,5		
13	10,0	10,0	0,1	20.mar 21	11,7	11,2	0,6		
14	10,0	9,9	0,1	20.mar 22	11,8	11,1	0,6		
15	10,1	10,0	0,1	20.mar 23	11,8	11,1	0,7		
16	10,4	10,2	0,2	21.mar 0	12,5	11,4	1,2		
17	10,8	10,6	0,2	21.mar 1	13,3	12,4	0,9		
18	11,2	10,9	0,3	21.mar 2	14,4	13,8	0,6		
19	11,5	11,2	0,3	21.mar 3	15,2	15,0	0,2		
20	11,7	11,4	0,3	21.mar 4	14,9	14,5	0,4		
21	11,6	11,3	0,2	21.mar 5	14,1	13,8	0,3		
22	11,7	11,4	0,3	21.mar 6	13,3	13,1	0,1		
23	11,7	11,3	0,4	21.mar 7	12,9	12,4	0,4		
				21.mar 8	12,7	12,0	0,7		
				21.mar 9	12,3	11,6	0,7		
				21.mar 10	11,9	11,3	0,6		
				21.mar 11	11,8	11,1	0,7		
				21.mar 12	11,9	11,2	0,7		
				21.mar 13	12,6	11,8	0,9		
				21.mar 14	12,9	12,4	0,6		
				21.mar 15	13,0	12,6	0,4		
				21.mar 16	13,3	12,7	0,5		
				21.mar 17	13,7	13,0	0,7		
				21.mar 18	13,5	13,3	0,2		
				21.mar 19	13,3	13,2	0,0		
				21.mar 20	13,2	13,0	0,2		
				21.mar 21	13,1	12,8	0,3		
				21.mar 22	13,1	12,8	0,4		
				21.mar 23	13,3	12,8	0,5		

22.mar	0	13,3	12,9	0,4	25.mar	0	12,0	11,6	0,3
	1	13,1	12,9	0,2		1	11,9	11,6	0,3
	2	13,0	12,7	0,2		2	11,9	11,7	0,3
	3	13,0	12,6	0,4		3	11,9	11,7	0,2
	4	12,9	12,7	0,2		4	11,9	11,8	0,2
	5	12,5	12,4	0,2		5	11,9	11,8	0,1
	6	12,0	11,7	0,2		6	11,8	11,8	0,0
	7	11,7	11,3	0,4		7	11,7	11,7	0,0
	8	11,7	11,2	0,5		8	11,5	11,6	-0,1
	9	11,6	11,1	0,4		9	11,2	11,2	0,0
	10	11,4	11,0	0,4		10	10,9	10,9	0,1
	11	11,9	11,0	0,9		11	10,9	10,7	0,2
	12	12,5	11,5	1,0		12	10,9	10,7	0,2
	13	12,6	11,8	0,7		13	10,9	10,7	0,2
	14	12,6	11,9	0,7		14	11,0	10,7	0,2
	15	12,4	11,7	0,7		15	11,0	10,8	0,2
	16	12,3	11,7	0,7		16	11,0	10,7	0,3
	17	12,4	11,6	0,7		17	10,9	10,6	0,3
	18	12,5	11,7	0,8		18	10,7	10,5	0,2
	19	12,4	11,7	0,7		19	10,5	10,3	0,2
	20	12,1	11,6	0,5		20	10,3	10,2	0,1
	21	11,6	11,3	0,3		21	10,1	10,1	0,0
	22	11,6	11,1	0,5		22	9,9	10,0	-0,1
	23	11,8	11,1	0,7		23	9,9	10,0	0,0
23.mar	0	11,4	11,2	0,2	26.mar	0	9,9	10,0	0,0
	1	11,1	11,0	0,2		1	10,0	9,9	0,1
	2	10,8	10,8	0,0		2	10,1	9,9	0,1
	3	10,8	10,6	0,2		3	10,5	10,1	0,4
	4	10,8	10,7	0,1		4	10,7	10,4	0,3
	5	10,5	10,5	0,0		5	10,8	10,5	0,3
	6	10,3	10,4	-0,1		6	11,4	10,8	0,6
	7	10,2	10,3	-0,1		7	11,3	11,0	0,3
	8	10,1	10,2	-0,1		8	11,1	10,9	0,2
	9	10,1	10,1	0,0		9	11,0	10,7	0,3
	10	10,6	10,1	0,5		10	11,1	10,7	0,4
	11	11,3	10,6	0,7		11	11,4	10,9	0,6
	12	11,5	11,0	0,5		12	11,9	11,2	0,7
	13	11,6	11,2	0,5		13	12,5	11,5	1,0
	14	12,0	11,4	0,6		14	13,1	12,2	0,9
	15	12,2	11,3	0,8		15	13,1	12,6	0,4
	16	12,3	11,5	0,8		16	13,0	12,5	0,5
	17	11,9	11,4	0,5		17	12,9	12,3	0,6
	18	11,5	11,2	0,3		18	12,7	12,1	0,6
	19	11,2	11,0	0,2		19	12,5	11,9	0,6
	20	10,8	10,7	0,1		20	12,2	11,6	0,6
	21	10,6	10,5	0,0		21	12,2	11,4	0,8
	22	10,3	10,4	-0,1		22	12,5	11,6	0,9
	23	10,0	10,1	-0,1		23	12,8	11,9	0,8
24.mar	0	9,7	9,9	-0,1	27.mar	0	13,5	12,4	1,1
	1	9,7	9,8	-0,1		1	13,5	12,9	0,6
	2	9,7	9,8	-0,1		2	12,9	12,6	0,3
	3	9,7	9,8	-0,1		3	12,6	12,1	0,5
	4	9,7	9,8	-0,2		4	12,3	11,7	0,6
	5	9,7	9,9	-0,2		5	12,1	11,5	0,6
	6	9,7	9,9	-0,2		6	12,3	11,6	0,8
	7	9,7	9,9	-0,2		7	12,1	11,5	0,6
	8	9,8	10,0	-0,2		8	11,9	11,3	0,6
	9	9,8	9,9	-0,1		9	12,0	11,3	0,8
	10	9,6	9,8	-0,2		10	11,9	11,2	0,7
	11	9,7	9,8	-0,1		11	12,1	11,3	0,8
	12	10,0	9,9	0,1		12	12,7	11,8	0,9
	13	10,3	10,2	0,2		13	13,3	12,6	0,8
	14	10,8	10,5	0,2		14	13,6	13,0	0,5
	15	11,0	10,9	0,1		15	13,8	13,1	0,7
	16	11,4	11,1	0,2		16	14,3	13,5	0,8
	17	11,6	11,3	0,3		17	14,3	13,6	0,6
	18	11,8	11,5	0,3		18	14,0	13,5	0,5
	19	11,9	11,6	0,3		19	13,6	13,2	0,4
	20	11,9	11,6	0,3		20	13,0	12,8	0,3
	21	12,0	11,6	0,4		21	13,5	12,7	0,9
	22	12,0	11,7	0,3		22	13,8	13,1	0,7
	23	12,0	11,6	0,4		23	13,9	13,3	0,6

28.mar	0	14,0	13,4	0,5	31.mar	0	12,1	11,9	0,1
	1	13,6	13,4	0,2		1	11,9	11,9	0,1
	2	13,2	13,1	0,1		2	11,8	11,8	0,0
	3	12,8	12,7	0,1		3	11,8	11,7	0,0
	4	12,4	12,1	0,3		4	11,6	11,7	-0,1
	5	12,1	11,8	0,3		5	11,6	11,6	0,0
	6	12,0	11,5	0,5		6	11,6	11,6	-0,1
	7	12,1	11,4	0,7		7	11,6	11,6	0,0
	8	12,6	11,7	0,9		8	11,5	11,6	-0,1
	9	12,6	11,9	0,7		9	11,4	11,5	-0,1
	10	12,5	11,8	0,7		10	11,2	11,3	0,0
	11	13,0	12,0	1,0		11	11,1	11,2	0,0
	12	13,1	12,6	0,5		12	11,0	11,1	0,0
	13	13,0	12,7	0,3		13	11,0	11,0	0,0
	14	13,1	12,6	0,4		14	10,8	10,9	0,0
	15	13,0	12,4	0,6		15	10,8	10,8	0,0
	16	13,1	12,3	0,8		16	10,9	10,9	0,0
	17	13,2	12,5	0,7		17	10,9	11,0	0,0
	18	12,8	12,4	0,4		18	11,0	11,0	0,0
	19	12,6	12,0	0,6		19	10,9	11,0	0,0
	20	12,9	12,0	0,9		20	10,9	10,9	0,0
	21	13,8	12,8	1,0		21	10,9	10,9	0,0
	22	13,8	13,4	0,4		22	10,8	10,8	0,0
23	13,3	13,1	0,2	23	10,8	10,8	0,0		
29.mar	0	13,3	12,7	0,6	01.apr	0	10,7	10,8	-0,1
	1	13,4	12,8	0,6		1	10,7	10,8	-0,1
	2	13,2	12,7	0,4		2	10,7	10,8	-0,1
	3	12,9	12,5	0,4		3	10,8	10,8	0,0
	4	13,3	12,5	0,8		4	10,7	10,8	-0,1
	5	12,9	12,6	0,3		5	10,7	10,8	0,0
	6	12,6	12,1	0,5		6	10,7	10,7	0,0
	7	12,4	11,8	0,6		7	10,7	10,7	0,0
	8	12,2	11,5	0,7		8	10,6	10,7	0,0
	9	12,4	11,7	0,7		9	10,6	10,6	0,0
	10	13,1	12,1	1,0		10	10,5	10,5	0,0
	11	13,2	12,5	0,7		11	10,4	10,4	0,0
	12	12,9	12,3	0,6		12	10,4	10,3	0,0
	13	12,6	12,0	0,6		13	10,4	10,4	0,0
	14	12,3	11,7	0,6		14	10,4	10,5	0,0
	15	12,0	11,5	0,5		15	10,4	10,5	0,0
	16	11,9	11,3	0,6		16	10,5	10,5	0,0
	17	12,1	11,4	0,7		17	10,6	10,6	0,0
	18	11,7	11,3	0,4		18	10,6	10,6	0,0
	19	11,7	11,3	0,4		19	10,5	10,5	0,0
	20	11,9	11,4	0,5		20	10,5	10,5	0,0
	21	11,7	11,4	0,3		21	10,5	10,6	-0,1
	22	11,8	11,3	0,5		22	10,7	10,8	-0,1
23	11,7	11,3	0,4	23	10,9	10,9	0,0		
30.mar	0	11,8	11,3	0,5	02.apr	0	11,0	11,1	-0,1
	1	12,0	11,3	0,7		1	11,3	11,2	0,1
	2	12,4	11,5	0,8		2	11,3	11,2	0,0
	3	12,8	11,9	0,9		3	11,3	11,3	0,0
	4	13,1	12,5	0,6		4	11,4	11,4	0,0
	5	13,3	12,8	0,5		5	11,5	11,4	0,1
	6	13,3	12,9	0,4		6	11,6	11,5	0,1
	7	13,0	12,6	0,4		7	11,6	11,4	0,1
	8	12,8	12,3	0,5		8	11,5	11,3	0,2
	9	12,6	12,1	0,5		9	11,8	11,3	0,5
	10	12,4	11,9	0,6		10	11,5	11,3	0,2
	11	12,6	11,7	0,8		11	11,1	11,1	0,1
	12	12,1	11,7	0,4		12	11,0	10,9	0,1
	13	11,7	11,4	0,2		13	10,9	10,8	0,1
	14	11,4	11,3	0,2		14	10,8	10,7	0,0
	15	11,2	11,1	0,1		15	10,8	10,7	0,1
	16	11,3	11,0	0,2		16	10,8	10,7	0,1
	17	11,6	11,4	0,2		17	11,5	10,9	0,6
	18	11,9	11,7	0,3		18	11,4	11,2	0,2
	19	12,1	11,8	0,3		19	11,3	11,2	0,2
	20	12,2	11,9	0,3		20	11,4	11,2	0,3
	21	12,2	11,9	0,3		21	11,6	11,3	0,3
	22	12,2	12,0	0,2		22	11,8	11,3	0,5
23	12,2	12,0	0,2	23	12,0	11,4	0,6		

					06.apr	0	10,0	10,0	0,0
						1	10,0	10,0	0,0
						2	9,9	9,9	0,0
						3	9,9	9,9	0,0
						4	9,8	9,9	0,0
						5	9,8	9,8	0,0
						6	9,8	9,8	0,0
						7	9,8	9,8	0,0
						8	9,7	9,8	-0,1
						9	9,8	9,8	0,0
						10	9,8	9,9	-0,1
						11	9,9	9,9	0,0
						12	9,9	10,0	0,0
						13	10,0	10,0	0,0
						14	10,1	10,1	-0,1
						15	10,2	10,2	0,0
						16	10,4	10,4	-0,1
						17	10,5	10,6	-0,1
						18	10,7	10,7	0,0
						19	10,9	10,9	0,0
						20	11,0	11,1	-0,1
						21	11,3	11,3	0,0
						22	11,5	11,5	0,0
						23	11,5	11,5	0,0
03.apr	0	12,1	11,5	0,6	07.apr	0	11,3	11,5	-0,1
	1	12,1	11,6	0,5		1	11,2	11,3	-0,1
	2	11,8	11,5	0,3		2	11,1	11,2	-0,2
	3	11,5	11,4	0,1		3	11,0	11,2	-0,2
	4	11,5	11,4	0,1		4	11,0	11,1	-0,2
	5	11,5	11,4	0,1		5	10,9	11,1	-0,2
	6	11,8	11,4	0,4		6	10,7	11,0	-0,2
	7	11,6	11,4	0,3		7	10,7	11,0	-0,2
	8	12,1	11,4	0,7		8	10,6	10,8	-0,3
	9	11,6	11,5	0,2		9	10,6	10,7	-0,1
	10	11,3	11,3	0,0		10	10,3	10,5	-0,1
	11	11,1	11,1	0,0		11	10,2	10,3	-0,1
	12	11,1	11,1	0,0		12	9,8	10,0	-0,2
	13	10,5	10,8	-0,2		13	9,8	9,9	-0,1
	14	10,6	10,8	-0,1		14	9,8	9,9	-0,1
	15	11,1	10,7	0,3		15	9,8	10,0	-0,2
	16	11,3	11,0	0,3		16	10,0	10,0	0,0
	17	11,1	11,0	0,1		17	10,4	10,3	0,0
	18	11,1	11,0	0,1		18	10,6	10,8	-0,1
	19	10,9	10,9	0,1		19	10,8	11,0	-0,2
	20	10,7	10,8	-0,1		20	10,9	11,1	-0,2
	21	10,8	10,6	0,1		21	11,0	11,2	-0,2
	22	10,8	10,7	0,1		22	11,2	11,4	-0,2
	23	10,8	10,8	0,0		23	11,2	11,4	-0,2
04.apr	0	10,8	10,8	0,0	08.apr	0	11,1	11,2	-0,1
	1	11,2	10,9	0,3		1	10,9	11,1	-0,2
	2	11,9	11,2	0,7		2	10,8	11,0	-0,2
	3	12,3	11,6	0,7		3	10,7	10,9	-0,2
	4	12,0	11,7	0,3		4	10,5	10,8	-0,3
	5	12,0	11,6	0,4		5	10,5	10,7	-0,2
	6	11,6	11,4	0,1		6	10,5	10,6	-0,2
	7	11,5	11,4	0,1		7	10,3	10,6	-0,2
	8	11,4	11,3	0,0		8	10,1	10,5	-0,3
	9	11,3	11,3	0,1		9	10,1	10,3	-0,3
	10	11,3	11,1	0,1		10	10,0	10,2	-0,2
	11	11,3	11,0	0,3		11	9,9	10,1	-0,1
	12	11,5	11,0	0,4		12	9,9	10,0	-0,1
	13	12,0	11,2	0,8		13	9,9	10,1	-0,2
	14	12,0	11,3	0,7		14	10,0	10,1	-0,1
	15	11,9	11,3	0,7		15	10,0	10,1	-0,1
	16	12,1	11,4	0,7		16	10,1	10,2	-0,1
	17	11,8	11,4	0,4		17	10,4	10,3	0,1
	18	11,7	11,3	0,3		18	10,5	10,3	0,1
	19	11,5	11,2	0,2		19	10,4	10,4	0,0
	20	11,3	11,1	0,2		20	10,5	10,4	0,0
	21	11,1	11,1	0,0		21	10,5	10,4	0,0
	22	10,9	11,0	-0,1		22	10,3	10,5	-0,2
	23	10,7	10,9	-0,2		23	10,3	10,5	-0,2
05.apr	0	10,4	10,7	-0,3	09.apr	0	10,2	10,4	-0,2
	1	10,4	10,6	-0,2		1	10,1	10,3	-0,2
	2	10,3	10,5	-0,2		2	10,0	10,2	-0,2
	3	10,2	10,4	-0,2		3	9,9	10,1	-0,2
	4	10,1	10,3	-0,2		4	9,7	9,9	-0,2
	5	9,9	10,3	-0,3		5	9,5	9,7	-0,2
	6	9,9	10,1	-0,2		6	9,4	9,6	-0,1
	7	10,1	10,2	-0,1		7	9,3	9,4	-0,2
	8	10,3	10,3	-0,1		8	9,1	9,3	-0,2
	9	10,4	10,4	0,0		9	9,1	9,2	-0,1
	10	10,4	10,4	0,0		10	9,0	9,0	-0,1
	11	10,3	10,3	0,0		11	8,8	8,9	-0,1
	12	10,2	10,2	0,0		12	8,8	8,8	-0,1
	13	10,0	10,0	0,0					
	14	9,9	9,9	0,0					
	15	9,8	9,8	0,0					
	16	9,9	9,9	0,0					
	17	9,9	9,9	0,0					
	18	9,9	9,9	0,0					
	19	9,9	9,9	0,0					
	20	10,0	9,9	0,0					
	21	10,0	10,0	0,0					
	22	10,0	10,0	0,0					
	23	10,0	10,0	0,0					

Vedlegg 5. Alle måleverdier fått fra Kongsberg

		Målinger som benyttes											
		T1	Temperatur basseng bunn										
		T2	Temperatur basseng										
		T3	Temperatur basseng										
		T4	Temperatur basseng topp = tur fordampner										
		T5	Temperatur retur fordampner										
		T6	Temperatur tur prosesskjøling										
		T7	Temperatur tur fjernvarme										
		T8	Temperatur retur fjernvarme										
		F1	Vaskemengde prosesskjøling VAN										
		E1	Effektuttak prosesskjøling VAN										
		E2	Fjernvarme										
													REPAV HT
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	F1	E1	E2
		MAX	14,8	14,9	14,7	15,3	15,1	15,6	65,7	63,6	58,8	1033,0	1601,0
		MIN	9,0	9,1	9,0	9,6	4,7	10,0	33,6	33,6	9,7	268,0	0,0
		SNITT	11,4	11,3	11,2	11,7	6,8	12,0	53,5	50,5	27,1	500,1	724,6
Dato/time													
16.04.2012	0		9,2	9,3	9,3	9,9	5,1	10,3	50,3	45,7	13,40	302	1056
16.04.2012	1		9,2	9,3	9,3	9,9	5,0	10,3	50,3	45,6	13,33	344	1088
16.04.2012	2		9,4	9,4	9,4	10,0	5,0	10,4	50,5	45,6	15,58	401	1123
16.04.2012	3		9,7	9,7	9,6	10,3	5,3	10,6	50,6	45,8	17,63	442	1133
16.04.2012	4		10,0	10,0	9,8	10,4	5,6	10,8	50,5	45,6	21,26	495	1150
16.04.2012	5		10,2	10,1	10,0	10,6	5,7	10,9	50,2	45,2	20,99	506	1166
16.04.2012	6		10,6	10,4	10,3	10,8	6,1	11,1	50,1	45,0	26,41	704	1181
16.04.2012	7		11,3	11,1	10,9	11,3	5,7	11,6	51,5	45,3	30,85	844	1378
16.04.2012	8		11,5	11,4	11,2	11,6	5,5	11,9	52,1	45,3	30,78	756	1569
16.04.2012	9		11,8	11,6	11,4	11,7	5,6	12,1	51,9	45,0	32,64	779	1587
16.04.2012	10		11,5	11,4	11,3	11,7	5,5	12,1	51,4	44,6	25,27	525	1586
16.04.2012	11		11,1	11,1	11,0	11,5	6,4	11,9	49,7	44,4	21,90	413	1280
16.04.2012	12		11,0	11,0	10,9	11,4	6,4	11,8	49,0	43,7	20,07	437	1231
16.04.2012	13		11,0	11,0	10,9	11,4	6,4	11,7	49,9	44,7	23,12	478	1207
16.04.2012	14		11,5	11,3	11,1	11,5	5,7	11,8	52,6	46,4	32,39	783	1393
16.04.2012	15		11,8	11,7	11,4	11,8	5,7	12,2	56,0	49,4	28,20	655	1523
16.04.2012	16		11,6	11,5	11,3	11,7	5,5	12,1	59,3	52,7	23,38	425	1523
16.04.2012	17		11,3	11,3	11,1	11,5	5,5	12,0	62,5	56,3	23,48	428	1501
16.04.2012	18		11,3	11,1	11,0	11,4	5,7	11,9	63,7	58,8	19,82	411	1174
16.04.2012	19		11,3	11,1	11,0	11,4	5,6	11,8	63,5	57,8	24,40	484	1227
16.04.2012	20		11,5	11,4	11,1	11,6	5,7	11,9	63,3	56,8	31,12	666	1488
16.04.2012	21		11,8	11,6	11,5	11,9	5,8	12,2	62,5	55,7	30,52	603	1569
16.04.2012	22		11,4	11,4	11,3	11,7	5,6	12,1	61,0	54,5	19,35	337	1555
16.04.2012	23		11,1	11,1	11,0	11,5	6,5	11,9	58,0	53,0	18,38	319	1217
17.04.2012	0		11,1	11,1	11,0	11,4	6,4	11,9	55,6	50,5	18,95	348	1183
17.04.2012	1		11,1	11,1	10,9	11,4	6,4	11,8	53,9	48,9	19,73	366	1160
17.04.2012	2		11,1	11,0	10,9	11,4	6,3	11,8	53,0	47,8	20,34	404	1184
17.04.2012	3		11,2	11,1	10,9	11,4	6,1	11,8	52,4	46,8	23,04	473	1281
17.04.2012	4		11,2	11,1	10,9	11,4	5,9	11,8	52,3	46,5	26,21	511	1302
17.04.2012	5		11,7	11,4	11,2	11,6	5,6	11,9	53,0	46,3	33,48	877	1536
17.04.2012	6		12,3	12,0	11,7	12,1	6,1	12,4	52,8	45,9	37,15	1033	1585
17.04.2012	7		12,5	12,3	12,1	12,6	6,2	12,8	52,6	45,7	39,07	840	1601
17.04.2012	8		12,4	12,3	12,2	12,7	6,1	12,9	52,9	46,0	36,17	610	1591
17.04.2012	9		11,8	11,8	11,7	12,2	5,7	12,6	52,2	45,3	25,02	357	1585
17.04.2012	10		11,3	11,2	11,2	11,7	5,6	12,1	52,1	45,7	19,71	365	1545
17.04.2012	11		11,0	11,1	10,9	11,4	6,4	11,8	51,0	46,0	19,65	369	1186
17.04.2012	12		11,0	11,0	10,9	11,4	6,4	11,8	52,0	47,1	20,14	393	1179
17.04.2012	13		11,1	11,2	11,1	11,6	12,0	12,1	46,2	46,8	19,90	389	185
17.04.2012	14		11,5	11,7	11,6	12,1	11,8	12,5	41,7	41,8	23,66	386	0
17.04.2012	15		11,7	11,7	11,6	12,2	5,8	12,5	48,5	42,1	31,73	576	1246
17.04.2012	16		11,8	11,7	11,6	12,1	5,7	12,4	53,3	46,8	28,06	528	1541
17.04.2012	17		11,4	11,4	11,2	11,7	5,6	12,1	57,0	50,8	22,45	351	1454
17.04.2012	18		11,3	11,2	11,0	11,5	5,8	11,9	59,9	54,0	21,85	392	1440
17.04.2012	19		11,3	11,1	11,0	11,4	5,6	11,9	61,8	55,5	22,82	428	1393
17.04.2012	20		11,3	11,2	11,0	11,5	5,4	11,9	62,5	55,9	24,67	513	1522
17.04.2012	21		11,5	11,3	11,1	11,6	5,5	11,9	62,5	55,9	26,05	549	1543
17.04.2012	22		11,6	11,4	11,2	11,6	5,6	12,0	60,9	54,2	28,53	586	1561
17.04.2012	23		12,1	11,8	11,6	12,1	6,0	12,3	58,2	51,4	36,73	925	1567

18.04.2012	0	12,6	12,4	12,2	12,7	6,4	12,9	57,1	50,3	39,76	886	1582
18.04.2012	1	12,4	12,3	12,2	12,8	6,2	13,1	56,4	49,6	35,82	530	1573
18.04.2012	2	12,2	12,1	11,9	12,5	6,0	12,8	55,7	49,0	30,80	484	1557
18.04.2012	3	12,1	11,9	11,8	12,2	5,9	12,6	54,8	48,1	30,27	500	1541
18.04.2012	4	12,0	11,9	11,7	12,1	5,9	12,4	53,8	47,1	33,54	688	1549
18.04.2012	5	12,1	12,0	11,8	12,3	5,9	12,6	52,6	45,7	32,17	655	1586
18.04.2012	6	11,7	11,7	11,5	12,0	5,7	12,4	52,1	45,3	27,30	447	1575
18.04.2012	7	11,7	11,6	11,4	11,8	5,6	12,1	51,6	44,7	31,20	703	1579
18.04.2012	8	11,5	11,4	11,3	11,7	5,5	12,1	51,1	44,3	22,99	469	1578
18.04.2012	9	11,1	11,0	10,9	11,4	6,3	11,9	49,8	44,4	20,58	412	1298
18.04.2012	10	11,0	11,0	10,9	11,4	6,4	11,8	49,4	44,1	21,44	455	1217
18.04.2012	11	11,1	11,0	10,9	11,5	6,4	11,8	49,1	43,8	23,21	494	1245
18.04.2012	12	11,1	11,1	11,0	11,5	6,4	11,9	49,4	44,0	27,30	554	1230
18.04.2012	13	11,4	11,4	11,2	11,6	5,4	12,0	51,1	44,2	28,49	649	1543
18.04.2012	14	11,3	11,3	11,1	11,6	5,5	11,9	51,0	44,3	29,42	648	1538
18.04.2012	15	11,6	11,5	11,3	11,8	5,6	12,0	51,4	44,5	29,42	722	1583
18.04.2012	16	11,2	11,2	11,1	11,6	5,7	12,0	50,8	44,5	23,99	464	1513
18.04.2012	17	11,1	11,1	11,0	11,5	6,5	11,9	50,1	44,8	23,01	461	1238
18.04.2012	18	11,1	11,1	11,0	11,5	6,3	11,9	50,6	45,2	22,45	476	1248
18.04.2012	19	11,4	11,2	11,1	11,5	5,8	11,9	51,1	44,7	30,64	672	1407
18.04.2012	20	11,6	11,5	11,4	11,7	5,6	12,1	52,3	45,5	29,32	711	1565
18.04.2012	21	11,4	11,3	11,3	11,6	5,4	12,0	52,1	45,4	24,61	528	1559
18.04.2012	22	11,7	11,5	11,4	11,7	5,7	12,0	52,2	45,5	34,54	908	1561
18.04.2012	23	12,2	12,0	11,9	12,3	6,1	12,5	52,5	45,7	35,59	854	1590
19.04.2012	0	11,9	11,8	11,7	12,1	5,8	12,4	52,7	45,9	27,68	473	1567
19.04.2012	1	11,6	11,4	11,4	11,8	5,5	12,2	53,0	46,3	26,81	485	1547
19.04.2012	2	11,4	11,3	11,2	11,6	5,4	11,9	53,1	46,5	23,32	508	1533
19.04.2012	3	11,3	11,1	11,1	11,5	5,6	11,8	52,7	46,5	24,39	524	1483
19.04.2012	4	11,6	11,4	11,3	11,6	5,8	11,9	52,3	45,8	32,57	854	1473
19.04.2012	5	11,8	11,6	11,5	11,9	5,7	12,2	51,9	45,1	32,42	722	1579
19.04.2012	6	11,8	11,6	11,5	11,9	5,7	12,2	51,4	44,5	31,46	705	1586
19.04.2012	7	11,8	11,6	11,5	11,9	5,6	12,2	50,9	44,1	27,82	592	1596
19.04.2012	8	11,3	11,2	11,1	11,6	5,8	12,0	50,3	43,8	22,10	447	1521
19.04.2012	9	11,1	11,0	11,0	11,5	6,4	11,9	49,0	43,7	22,66	455	1233
19.04.2012	10	11,2	11,2	11,1	11,5	5,8	11,9	49,9	43,8	28,48	624	1368
19.04.2012	11	11,7	11,6	11,4	11,8	5,7	12,0	52,4	45,8	32,93	916	1559
19.04.2012	12	12,0	11,9	11,6	12,0	5,9	12,3	56,0	49,5	30,68	640	1518
19.04.2012	13	11,7	11,6	11,5	11,9	5,7	12,3	59,0	52,7	23,37	409	1501
19.04.2012	14	11,7	11,6	11,3	11,8	7,8	12,2	64,1	61,4	24,64	460	908
19.04.2012	15	12,4	12,3	12,1	12,5	9,7	12,7	63,6	63,4	35,23	638	174
19.04.2012	16	13,3	13,2	13,0	13,5	10,1	13,7	58,2	59,3	44,96	780	0
19.04.2012	17	13,6	13,8	13,7	14,2	10,3	14,6	54,7	55,8	55,09	626	0
19.04.2012	18	13,7	13,8	13,7	14,3	8,9	14,7	52,0	53,0	57,77	464	0
19.04.2012	19	13,5	13,6	13,6	14,1	8,8	14,5	49,9	49,4	57,88	480	109
19.04.2012	20	13,3	13,5	13,4	14,0	8,6	14,3	50,3	49,0	57,80	516	317
19.04.2012	21	13,3	13,4	13,4	13,9	8,5	14,2	49,4	48,4	57,91	541	260
19.04.2012	22	13,3	13,4	13,4	13,9	8,6	14,2	47,6	46,6	57,97	632	250
19.04.2012	23	13,6	13,7	13,6	14,1	8,9	14,4	46,0	44,7	58,10	800	303
20.04.2012	0	13,6	13,7	13,6	14,1	8,8	14,5	44,6	43,2	58,37	723	335
20.04.2012	1	13,3	13,5	12,1	12,5	8,5	14,3	43,3	41,7	58,05	518	371
20.04.2012	2	12,9	13,0	13,0	13,5	8,1	13,8	42,7	40,8	57,11	455	431
20.04.2012	3	12,3	12,4	12,3	12,8	7,5	13,2	42,0	39,7	44,86	381	561
20.04.2012	4	11,7	11,8	11,7	12,3	7,0	12,6	41,0	38,6	27,59	406	567
20.04.2012	5	11,4	11,3	11,3	11,7	6,7	12,2	41,3	37,6	24,87	449	704
20.04.2012	6	10,9	11,0	10,8	11,4	6,1	11,8	44,9	39,1	23,10	479	1302
20.04.2012	7	10,7	10,7	10,5	11,0	5,4	11,4	47,4	41,5	22,73	501	1430
20.04.2012	8	10,4	10,4	10,2	10,7	5,2	11,1	49,9	44,0	20,37	497	1369
20.04.2012	9	10,3	10,3	10,1	10,6	5,1	10,9	53,8	48,3	21,03	499	1284
20.04.2012	10	10,4	10,3	10,1	10,6	5,2	11,0	59,3	53,7	21,14	504	1269
20.04.2012	11	10,5	10,4	10,2	10,7	6,0	11,0	64,8	61,0	22,56	499	996
20.04.2012	12	10,9	10,8	10,6	11,1	7,0	11,5	63,1	61,4	24,00	531	563
20.04.2012	13	11,3	11,1	10,9	11,3	6,0	11,7	61,6	59,9	27,97	604	357
20.04.2012	14	11,8	11,5	11,2	11,6	6,0	12,0	62,0	59,8	30,00	729	535
20.04.2012	15	11,6	11,5	11,3	11,7	5,9	12,1	62,0	59,8	27,05	496	530
20.04.2012	16	11,5	11,3	11,1	11,6	5,7	12,0	61,9	59,7	23,75	454	529
20.04.2012	17	11,4	11,3	11,1	11,5	5,7	11,8	59,0	56,8	25,91	552	523
20.04.2012	18	11,5	11,2	11,1	11,5	5,7	11,9	59,0	55,7	25,30	531	671
20.04.2012	19	11,2	11,1	10,9	11,4	6,4	11,8	61,1	56,9	20,93	396	1055
20.04.2012	20	11,1	11,0	10,9	11,4	6,3	11,8	61,2	56,5	20,37	374	1011
20.04.2012	21	11,4	11,2	11,0	11,4	5,9	11,8	61,6	57,3	27,08	574	1113
20.04.2012	22	11,3	11,2	11,0	11,5	5,9	11,9	61,5	57,2	19,78	418	951
20.04.2012	23	11,0	11,1	10,9	11,4	6,7	11,8	61,8	57,5	17,92	320	1027

21.04.2012	0	11,1	11,1	10,9	11,4	6,6	11,8	62,1	57,5	18,29	341	1055
21.04.2012	1	11,1	11,1	10,9	11,4	6,4	11,8	63,0	58,2	16,31	314	1120
21.04.2012	2	11,0	11,0	10,8	11,3	6,5	11,7	64,0	59,3	16,52	307	1185
21.04.2012	3	11,1	11,2	11,1	11,6	11,3	12,0	52,8	53,8	17,28	289	157
21.04.2012	4	11,9	12,0	11,9	12,4	10,5	12,8	45,7	46,0	21,46	290	4
21.04.2012	5	11,5	11,6	11,5	12,0	6,7	12,5	41,3	41,2	18,64	277	22
21.04.2012	6	10,7	10,8	10,8	11,3	6,4	11,8	39,9	40,0	16,21	279	26
21.04.2012	7	10,2	10,2	10,3	10,8	6,0	11,2	46,7	46,9	16,53	283	1
21.04.2012	8	9,8	9,8	9,8	10,5	5,6	10,8	50,6	50,7	14,16	289	1
21.04.2012	9	9,4	9,5	9,5	10,1	5,3	10,5	56,3	57,0	11,07	289	0
21.04.2012	10	9,2	9,3	9,3	9,8	5,1	10,2	53,6	53,5	10,61	291	32
21.04.2012	11	9,0	9,1	9,1	9,6	6,4	10,0	48,3	48,2	9,69	268	20
21.04.2012	12	9,0	9,1	9,1	9,6	6,5	10,0	52,0	52,2	10,63	289	10
21.04.2012	13	9,1	9,2	9,2	9,7	6,8	10,2	52,6	52,6	11,46	285	20
21.04.2012	14	9,3	9,4	9,2	9,8	7,9	10,3	48,9	48,8	12,65	290	18
21.04.2012	15	9,2	9,4	9,3	9,9	5,3	10,3	50,3	47,7	14,69	313	386
21.04.2012	16	9,3	9,5	9,3	9,9	5,1	10,3	56,7	52,5	12,24	293	993
21.04.2012	17	9,6	9,7	9,6	10,1	5,6	10,6	61,1	58,2	13,76	284	812
21.04.2012	18	10,0	10,0	9,9	10,5	7,1	10,9	61,0	59,1	15,25	288	480
21.04.2012	19	10,4	10,4	10,3	10,8	7,6	11,2	61,1	59,0	12,87	290	492
21.04.2012	20	10,6	10,7	10,6	11,1	8,5	11,5	59,9	58,5	16,95	305	399
21.04.2012	21	10,9	10,9	10,7	11,3	6,5	11,7	59,8	56,6	16,55	294	506
21.04.2012	22	10,8	10,8	10,6	11,1	6,5	11,6	61,1	57,4	14,17	299	924
21.04.2012	23	10,7	10,7	10,5	11,0	6,4	11,5	60,5	57,3	14,85	289	860
22.04.2012	0	10,6	10,6	10,4	10,9	6,2	11,4	58,8	55,8	15,93	301	600
22.04.2012	1	10,4	10,5	10,3	10,9	6,0	11,3	62,2	57,4	16,09	297	1107
22.04.2012	2	10,4	10,4	10,2	10,7	5,9	11,2	64,2	59,4	14,74	300	1123
22.04.2012	3	10,3	10,3	10,2	10,7	6,0	11,2	64,1	60,0	15,22	298	1048
22.04.2012	4	10,3	10,3	10,2	10,7	6,0	11,2	60,3	57,1	14,75	308	685
22.04.2012	5	10,2	10,3	10,1	10,6	5,8	11,1	62,5	57,6	14,30	284	1123
22.04.2012	6	10,2	10,1	10,0	10,5	5,7	11,0	63,9	59,0	13,01	288	1147
22.04.2012	7	10,1	10,1	9,9	10,5	5,7	10,9	64,1	59,5	15,14	304	1141
22.04.2012	8	10,0	10,1	9,9	10,5	5,8	10,9	59,0	56,3	13,82	293	565
22.04.2012	9	10,0	10,1	9,9	10,4	5,6	10,8	60,6	55,8	14,42	301	1115
22.04.2012	10	9,9	10,0	9,8	10,3	5,6	10,8	61,0	56,3	12,85	298	1121
22.04.2012	11	9,9	10,0	9,8	10,3	5,5	10,8	60,7	55,8	12,57	298	1122
22.04.2012	12	9,9	9,9	9,7	10,3	5,5	10,7	60,3	55,4	15,12	321	1115
22.04.2012	13	9,8	10,0	9,7	10,3	5,5	10,7	59,6	54,8	12,96	337	1112
22.04.2012	14	9,9	9,9	9,8	10,4	5,5	10,7	59,7	54,9	14,40	348	1109
22.04.2012	15	10,1	10,0	9,8	10,4	5,6	10,7	60,2	55,4	17,29	421	1112
22.04.2012	16	10,2	10,2	10,0	10,5	5,8	10,9	60,9	56,1	20,46	469	1127
22.04.2012	17	10,5	10,4	10,2	10,7	6,1	11,1	62,0	57,5	18,51	514	1068
22.04.2012	18	10,8	10,7	10,5	11,0	6,4	11,3	61,4	57,6	24,47	559	931
22.04.2012	19	11,5	11,3	11,0	11,4	7,1	11,7	59,8	56,5	27,03	754	773
22.04.2012	20	11,5	11,4	11,1	11,6	5,9	12,0	61,4	57,2	23,28	510	973
22.04.2012	21	11,4	11,3	11,0	11,6	7,4	11,9	59,6	56,4	21,45	486	768
22.04.2012	22	11,6	11,6	11,4	11,8	8,4	12,2	59,0	55,7	23,76	479	779
22.04.2012	23	11,9	11,6	11,4	11,8	6,0	12,2	61,2	56,3	23,09	468	1087
23.04.2012	0	11,6	11,5	11,2	11,7	6,4	12,1	55,7	54,7	27,55	550	566
23.04.2012	1	11,6	11,5	11,4	11,9	6,8	12,1	46,3	46,7	28,27	608	0
23.04.2012	2	11,2	11,2	11,1	11,6	7,1	12,0	41,0	41,0	22,19	425	14
23.04.2012	3	11,0	11,1	10,9	11,4	6,8	11,8	39,9	37,2	20,38	528	420
23.04.2012	4	10,4	10,5	10,4	11,0	5,8	11,4	44,1	38,7	16,03	357	1268
23.04.2012	5	10,0	10,1	10,1	10,6	5,5	11,0	46,0	40,6	15,52	365	1252
23.04.2012	6	9,8	10,0	9,9	10,4	5,0	10,8	47,4	41,8	16,10	409	1258
23.04.2012	7	9,7	9,8	9,7	10,3	4,7	10,7	48,4	42,9	18,65	458	1360
23.04.2012	8	9,9	10,0	9,9	10,4	5,4	10,8	48,7	43,5	20,75	522	1171
23.04.2012	9	10,2	10,2	10,2	10,7	5,7	11,0	49,4	44,3	22,16	524	1186
23.04.2012	10	10,5	10,5	10,4	10,9	6,0	11,2	50,7	45,6	22,56	539	1168
23.04.2012	11	10,9	10,9	10,7	11,2	6,1	11,5	53,3	48,4	25,46	587	1136
23.04.2012	12	11,6	11,4	11,0	11,4	6,2	11,8	59,8	54,0	30,18	784	1317
23.04.2012	13	12,3	12,0	11,7	12,1	6,9	12,3	62,2	59,4	34,56	861	841
23.04.2012	14	12,4	12,2	12,0	12,6	7,1	12,7	61,8	60,0	35,57	683	409
23.04.2012	15	12,7	12,6	12,3	12,9	7,4	13,1	63,3	61,5	38,79	756	435
23.04.2012	16	12,5	12,5	12,4	13,0	7,3	13,2	63,2	62,2	34,60	473	273
23.04.2012	17	12,4	12,3	12,1	12,6	7,2	12,9	63,0	61,9	26,34	412	248
23.04.2012	18	12,1	12,0	11,8	12,3	7,0	12,7	62,9	61,5	24,75	394	362
23.04.2012	19	11,9	11,8	11,6	12,1	6,7	12,5	62,9	61,3	23,87	402	361
23.04.2012	20	11,8	11,6	11,4	11,9	6,6	12,3	61,8	59,8	22,64	404	468
23.04.2012	21	11,7	11,5	11,2	11,7	6,5	12,2	58,6	56,7	20,45	417	462
23.04.2012	22	11,6	11,4	11,1	11,6	6,5	12,0	54,8	53,0	27,30	558	455
23.04.2012	23	11,7	11,6	11,3	11,8	6,1	12,2	52,4	48,4	24,70	573	759

24.04.2012	0	11,2	11,1	11,0	11,5	5,9	11,9	55,1	49,5	19,50	356	1379
24.04.2012	1	11,1	11,0	10,9	11,3	6,4	11,8	55,2	50,3	19,93	371	1158
24.04.2012	2	11,1	11,1	10,9	11,4	6,4	11,8	55,5	50,6	19,01	379	1163
24.04.2012	3	11,1	11,1	11,0	11,4	6,5	11,8	55,8	50,9	20,76	381	1150
24.04.2012	4	11,1	11,1	10,9	11,4	6,3	11,8	57,0	51,8	22,13	398	1188
24.04.2012	5	11,2	11,2	10,9	11,4	5,6	11,8	59,0	52,9	20,89	438	1358
24.04.2012	6	11,4	11,2	11,0	11,4	5,4	11,8	59,8	53,3	28,03	591	1464
24.04.2012	7	11,9	11,7	11,4	11,7	5,8	12,1	61,3	54,6	32,72	839	1549
24.04.2012	8	11,9	11,8	11,6	12,0	6,0	12,3	57,8	54,7	29,05	608	913
24.04.2012	9	11,8	11,6	11,4	11,8	5,9	12,2	54,9	51,7	28,38	589	606
24.04.2012	10	12,2	11,9	11,6	12,0	6,0	12,3	60,6	54,2	35,64	899	1512
24.04.2012	11	12,3	12,2	11,8	12,3	6,4	12,6	59,6	57,0	35,95	735	732
24.04.2012	12	12,1	12,0	11,8	12,3	6,2	12,6	63,1	60,4	31,59	531	631
24.04.2012	13	12,3	12,2	11,8	12,3	6,6	12,6	64,9	63,1	33,13	761	534
24.04.2012	14	12,6	12,5	12,3	12,8	8,7	13,0	59,9	61,0	33,60	601	50
24.04.2012	15	13,0	12,9	12,8	13,4	8,6	13,6	57,2	58,5	44,57	721	0
24.04.2012	16	12,9	13,0	13,0	13,5	8,6	13,9	55,2	56,4	47,04	460	0
24.04.2012	17	12,9	13,0	12,9	13,5	8,5	13,8	52,8	53,9	48,03	440	0
24.04.2012	18	12,8	12,9	12,8	13,4	8,4	13,7	48,7	49,4	46,99	420	0
24.04.2012	19	12,6	12,7	12,6	13,2	8,2	13,5	44,3	44,6	42,40	444	1
24.04.2012	20	12,4	12,4	12,3	12,8	6,5	13,2	46,2	43,2	34,88	479	578
24.04.2012	21	12,1	12,1	11,9	12,3	6,2	12,7	47,4	44,3	32,13	596	708
24.04.2012	22	12,1	11,9	11,7	12,2	6,2	12,5	46,9	43,9	34,33	782	712
24.04.2012	23	11,9	11,7	11,6	12,0	5,8	12,4	51,1	44,5	28,65	580	1345
25.04.2012	0	11,5	11,2	11,1	11,6	5,5	12,0	54,1	47,9	21,28	426	1472
25.04.2012	1	11,2	11,1	10,9	11,3	6,3	11,8	54,7	49,4	21,33	457	1266
25.04.2012	2	11,8	11,4	11,1	11,4	5,8	11,8	56,8	50,6	32,60	879	1394
25.04.2012	3	12,1	12,0	11,9	12,3	5,9	12,3	60,6	53,9	32,59	827	1549
25.04.2012	4	11,8	11,7	11,5	11,9	5,9	12,3	63,9	57,6	26,53	485	1506
25.04.2012	5	11,8	11,6	11,4	11,8	7,1	12,3	61,9	58,3	24,94	476	1003
25.04.2012	6	11,8	11,6	11,3	11,7	5,8	12,2	58,3	53,5	24,50	498	890
25.04.2012	7	11,7	11,5	11,2	11,6	5,6	12,0	61,3	54,6	26,49	561	1535
25.04.2012	8	12,2	11,8	11,5	11,9	6,2	12,2	60,7	56,8	34,67	968	1055
25.04.2012	9	12,3	12,1	11,9	12,4	6,4	12,7	57,3	54,4	35,83	747	682
25.04.2012	10	12,4	12,3	12,0	12,6	6,5	12,8	54,7	51,8	38,76	772	679
25.04.2012	11	12,8	12,7	12,4	12,9	6,6	13,1	53,9	49,5	41,65	902	838
25.04.2012	12	12,4	12,4	12,3	12,8	6,2	13,1	59,5	52,8	35,39	504	1555
25.04.2012	13	12,2	12,1	11,9	12,3	6,2	12,7	60,8	57,2	29,04	462	1043
25.04.2012	14	12,0	11,8	11,6	12,0	6,1	12,4	61,2	58,4	26,50	478	650
25.04.2012	15	11,8	11,7	11,5	11,9	6,0	12,2	63,5	60,7	26,69	512	659
25.04.2012	16	11,8	11,6	11,4	11,8	6,0	12,2	62,9	60,8	27,18	537	542
25.04.2012	17	11,7	11,6	11,4	11,8	6,0	12,2	62,7	60,0	28,83	572	613
25.04.2012	18	12,4	12,0	11,6	12,1	6,3	12,3	61,8	58,8	35,86	862	694
25.04.2012	19	12,5	12,3	12,0	12,5	6,5	12,7	61,9	58,9	37,28	730	698
25.04.2012	20	12,3	12,1	11,9	12,4	6,3	12,7	62,5	59,7	29,11	468	668
25.04.2012	21	12,1	12,0	11,7	12,3	6,3	12,5	62,9	60,6	27,96	516	544
25.04.2012	22	11,9	11,7	11,5	12,0	6,0	12,3	62,9	60,6	23,99	437	525
25.04.2012	23	11,7	11,5	11,3	11,8	5,9	12,1	62,8	60,4	24,63	498	574
26.04.2012	0	11,8	11,6	11,3	11,8	6,0	12,1	62,8	60,3	28,47	628	584
26.04.2012	1	12,0	11,8	11,5	12,0	6,1	12,2	63,6	60,7	27,06	655	669
26.04.2012	2	12,1	11,8	11,5	12,0	6,1	12,3	64,5	61,6	32,85	710	686
26.04.2012	3	12,4	12,1	11,9	12,4	6,5	12,6	65,4	62,4	33,20	725	705
26.04.2012	4	12,2	12,3	12,1	12,5	9,8	12,8	60,9	59,9	30,53	523	484
26.04.2012	5	12,8	12,8	12,7	13,2	7,9	13,5	61,9	58,3	37,42	506	667
26.04.2012	6	13,3	13,2	12,8	13,4	7,7	13,6	65,2	62,1	45,58	886	830
26.04.2012	7	13,6	13,5	13,3	13,7	7,5	14,0	65,6	62,9	51,39	803	661
26.04.2012	8	13,4	13,5	13,4	13,8	7,3	14,1	65,6	63,2	52,04	595	570
26.04.2012	9	13,0	13,2	13,1	13,6	7,0	13,9	65,7	63,6	53,05	467	531
26.04.2012	10	13,0	13,1	13,0	13,5	8,7	13,9	59,7	59,3	52,98	512	184
26.04.2012	11	13,1	13,2	13,1	13,6	7,5	13,9	63,2	61,0	53,24	589	686
26.04.2012	12	13,4	13,6	13,5	14,0	9,9	14,3	54,7	55,6	54,21	715	18
26.04.2012	13	13,6	13,7	13,6	14,2	8,1	14,5	58,0	54,9	57,33	473	592
26.04.2012	14	13,2	13,3	13,2	13,7	7,1	14,1	63,3	59,8	57,28	389	848
26.04.2012	15	12,9	13,0	12,9	13,5	7,2	13,8	63,8	61,9	56,48	604	536
26.04.2012	16	13,4	13,5	13,4	13,9	11,2	14,3	57,4	58,6	57,17	666	42
26.04.2012	17	14,3	14,4	14,3	14,9	15,1	15,2	52,2	53,2	58,23	395	0
26.04.2012	18	14,8	14,9	14,7	15,3	12,3	15,6	49,6	50,4	58,45	311	0
26.04.2012	19	14,4	14,4	14,4	14,9	10,8	15,2	46,2	46,7	58,54	364	1
26.04.2012	20	14,1	14,1	14,0	14,5	10,5	14,8	44,0	44,3	58,62	680	0
26.04.2012	21	13,8	13,9	13,8	14,4	10,3	14,7	41,7	41,9	58,72	646	1
26.04.2012	22	13,4	13,4	13,4	13,9	9,9	14,3	39,5	39,6	58,77	517	16
26.04.2012	23	12,9	12,9	12,9	13,4	9,4	13,7	37,7	37,7	56,26	462	24

27.04.2012	0	12,5	12,5	12,5	13,1	9,1	13,4	36,2	36,2	47,35	499	11
27.04.2012	1	12,5	12,5	12,4	13,0	9,0	13,3	35,1	35,1	38,53	544	1
27.04.2012	2	12,6	12,6	12,6	13,0	9,2	13,4	34,2	34,2	40,77	681	1
27.04.2012	3	12,8	12,9	12,8	13,3	9,4	13,6	33,6	33,6	46,58	743	1
27.04.2012	4	12,8	12,8	12,8	13,3	9,4	13,6	37,4	37,6	48,36	707	2
27.04.2012	5	12,6	12,6	12,6	13,0	9,2	13,4	44,9	45,1	45,43	496	2
27.04.2012	6	11,9	11,9	11,9	12,5	8,6	12,8	51,4	51,5	29,57	352	4
27.04.2012	7	11,5	11,5	11,4	12,0	8,2	12,4	49,8	49,7	21,05	416	18
27.04.2012	8	11,4	11,4	11,3	11,8	8,1	12,2	46,7	46,6	23,30	447	8
27.04.2012	9	11,3	11,3	11,3	11,9	8,0	12,2	45,2	45,2	24,38	475	9
27.04.2012	10	11,3	11,3	11,2	11,8	8,0	12,1	44,9	44,9	24,43	473	8
27.04.2012	11	11,7	11,7	11,6	12,2	8,4	12,5	43,6	43,7	35,07	818	26
27.04.2012	12	11,8	11,9	11,8	12,4	8,8	12,7	43,3	43,3	33,71	599	17
27.04.2012	13	12,1	12,0	11,9	12,4	9,2	12,7	42,3	42,3	37,27	742	37
27.04.2012	14	11,9	12,0	11,9	12,4	8,6	12,8	42,1	42,1	30,59	480	16
27.04.2012	15	11,5	11,5	11,4	11,9	8,3	12,3	41,3	41,0	23,43	427	38
27.04.2012	16	11,2	11,3	11,1	11,7	8,0	12,1	39,9	39,8	22,41	447	25
27.04.2012	17	11,1	11,1	11,0	11,6	7,9	12,0	39,7	39,7	24,30	490	9
27.04.2012	18	11,1	11,2	11,2	11,7	8,0	12,1	40,2	40,2	25,06	537	0
27.04.2012	19	11,4	11,4	11,4	11,9	8,2	12,3	40,6	40,6	27,80	590	0
27.04.2012	20	11,8	11,8	11,6	12,1	8,5	12,5	40,5	40,6	31,99	631	2
27.04.2012	21	12,0	12,0	11,9	12,4	8,7	12,7	39,6	39,6	34,51	713	2
27.04.2012	22	12,3	12,4	12,3	12,7	9,0	13,0	38,6	38,7	35,99	685	4
27.04.2012	23	12,3	12,4	12,2	12,6	8,9	13,0	38,8	38,9	32,46	529	17
28.04.2012	0	12,1	12,1	11,9	12,4	8,7	12,8	47,0	47,1	28,31	501	10
28.04.2012	1	11,8	11,9	11,8	12,3	8,5	12,7	45,2	45,1	28,52	474	19
28.04.2012	2	11,6	11,7	11,6	12,1	8,4	12,5	41,0	40,9	25,81	442	14
28.04.2012	3	11,5	11,5	11,4	12,0	8,2	12,3	37,4	37,3	21,88	411	10
28.04.2012	4	11,3	11,3	11,2	11,8	8,0	12,1	39,8	40,0	21,91	412	4
28.04.2012	5	11,1	11,2	11,1	11,6	7,9	12,0	48,5	48,7	21,38	384	2
28.04.2012	6	10,9	11,0	11,0	11,5	7,8	11,9	54,4	54,6	17,94	377	1
28.04.2012	7	10,8	10,9	10,9	11,4	7,7	11,7	54,7	54,7	19,42	385	13
28.04.2012	8	10,7	10,7	10,7	11,2	7,5	11,6	50,5	50,4	18,77	376	13
28.04.2012	9	10,6	10,6	10,5	11,1	7,4	11,5	47,1	47,1	17,45	372	19
28.04.2012	10	10,4	10,5	10,5	11,0	7,3	11,4	44,3	44,2	16,88	372	14
28.04.2012	11	10,3	10,3	10,3	10,9	7,2	11,3	43,3	43,3	17,59	372	0
28.04.2012	12	10,2	10,3	10,2	10,8	7,2	11,2	43,0	43,0	16,39	373	7
28.04.2012	13	10,2	10,3	10,2	10,8	7,1	11,2	42,7	42,7	16,74	361	16
28.04.2012	14	10,1	10,2	10,1	10,7	7,1	11,1	42,5	42,6	16,19	367	13
28.04.2012	15	10,1	10,2	10,1	10,7	7,0	11,1	42,4	42,4	17,54	367	14
28.04.2012	16	10,1	10,1	10,1	10,7	7,0	11,1	42,4	42,4	17,55	377	4
28.04.2012	17	10,1	10,2	10,1	10,6	7,0	11,0	42,6	42,6	17,06	371	10
28.04.2012	18	10,1	10,1	10,1	10,6	7,0	11,0	43,1	43,1	15,94	366	3
28.04.2012	19	10,1	10,1	10,0	10,6	7,0	11,0	42,1	42,2	14,87	355	5
28.04.2012	20	9,9	10,0	10,0	10,5	6,9	10,9	41,0	41,0	14,49	359	0
28.04.2012	21	9,8	9,9	9,9	10,5	6,8	10,8	39,6	39,6	15,95	343	10
28.04.2012	22	9,8	9,9	9,8	10,4	6,8	10,8	38,1	38,1	13,88	318	19
28.04.2012	23	9,7	9,8	9,7	10,2	6,7	10,7	45,0	45,2	15,40	331	0
29.04.2012	0	9,6	9,8	9,7	10,2	7,2	10,7	49,6	49,7	12,65	290	5
29.04.2012	1	9,7	9,8	9,7	10,3	7,4	10,7	53,2	53,3	13,68	301	1
29.04.2012	2	9,7	9,8	9,7	10,3	7,4	10,7	54,3	54,3	13,09	290	11
29.04.2012	3	9,7	9,8	9,6	10,2	6,8	10,6	54,4	54,6	15,25	296	3
29.04.2012	4	9,6	9,7	9,5	10,1	6,6	10,5	55,3	55,4	11,77	285	0
29.04.2012	5	9,5	9,6	9,4	10,0	6,5	10,4	55,5	55,5	12,83	302	1
29.04.2012	6	9,3	9,5	9,4	9,9	6,4	10,4	56,1	56,2	12,28	294	0
29.04.2012	7	9,2	9,3	9,3	9,8	6,3	10,2	54,4	54,3	11,81	300	21
29.04.2012	8	9,1	9,3	9,2	9,7	6,3	10,2	52,0	52,0	10,27	284	18
29.04.2012	9	9,1	9,2	9,1	9,7	6,2	10,1	51,5	51,6	12,56	294	9
29.04.2012	10	9,1	9,1	9,0	9,6	6,1	10,0	51,8	51,9	11,40	305	10
29.04.2012	11	9,1	9,1	9,1	9,6	6,1	10,1	51,3	51,3	10,53	285	3
29.04.2012	12	9,1	9,1	9,0	9,6	6,1	10,0	50,6	50,6	13,47	344	6
29.04.2012	13	9,1	9,2	9,1	9,6	6,2	10,1	50,5	50,5	13,49	354	4
29.04.2012	14	9,2	9,2	9,2	9,7	6,3	10,2	51,1	51,2	13,96	340	2
29.04.2012	15	9,3	9,4	9,2	9,8	6,4	10,2	52,0	52,0	15,43	379	1
29.04.2012	16	9,4	9,5	9,5	10,0	6,5	10,4	53,1	53,2	17,20	434	1
29.04.2012	17	9,6	9,7	9,6	10,2	6,7	10,6	55,1	55,2	18,07	440	0
29.04.2012	18	9,8	9,9	9,8	10,4	6,8	10,8	57,7	57,9	16,57	429	0
29.04.2012	19	10,0	10,1	10,0	10,5	7,0	11,0	59,0	59,1	18,00	425	0
29.04.2012	20	10,1	10,2	10,1	10,6	7,1	11,1	57,8	57,8	21,16	470	13
29.04.2012	21	10,4	10,4	10,4	10,9	7,3	11,3	54,0	54,0	24,88	593	10
29.04.2012	22	11,0	11,1	11,1	11,5	7,9	11,9	51,0	51,0	27,73	776	11
29.04.2012	23	11,3	11,3	11,3	11,8	8,0	12,1	47,7	47,7	25,21	529	11

Vedlegg 6. Prosesskjøling - Beregning av returtemperatur

		Konstante verdier				Inputs			
		Cp vann 4,2 [kJ/kg·K]				Utrenginger			
Forklaring									
Beregninger på prosesskjøling. Effekttak, turtemperatur og vannmengde er kjent. Returtemperatur beregnes.									
		MAX	1033	15,6	19,0	6,7	58,8	211,6	345,8
		MIN	268	10,0	15,2	1,3	9,7	34,9	169,1
		SNITT	500	12,0	16,8	4,7	27,1	97,6	231,8
Tidspunkt		Effekttak [kW]	Turtemp [°C]	Returtemp [°C]	ΔT [°C]	Vannmengde [kg/s]	Vannmengde [m3/h]	TOTAL VANNMENGDE	
		E1	T6	Beregnet	Beregnet	F1	Beregnet	Beregnet	
16.apr	0	302	10,3	15,6	5,4	13,4	48,2	182,5	
16.apr	1	344	10,3	16,4	6,1	13,3	48,0	182,2	
16.apr	2	401	10,4	16,5	6,1	15,6	56,1	190,3	
16.apr	3	442	10,6	16,6	6,0	17,6	63,5	197,7	
16.apr	4	495	10,8	16,3	5,5	21,3	76,5	210,8	
16.apr	5	506	10,9	16,7	5,7	21,0	75,6	209,8	
16.apr	6	704	11,1	17,5	6,3	26,4	95,1	229,3	
16.apr	7	844	11,6	18,1	6,5	30,9	111,1	245,3	
16.apr	8	756	11,9	17,7	5,8	30,8	110,8	245,0	
16.apr	9	779	12,1	17,8	5,7	32,6	117,5	251,7	
16.apr	10	525	12,1	17,0	4,9	25,3	91,0	225,2	
16.apr	11	413	11,9	16,4	4,5	21,9	78,8	213,1	
16.apr	12	437	11,8	17,0	5,2	20,1	72,2	206,5	
16.apr	13	478	11,7	16,7	4,9	23,1	83,2	217,5	
16.apr	14	783	11,8	17,6	5,8	32,4	116,6	250,9	
16.apr	15	655	12,2	17,7	5,5	28,2	101,5	235,8	
16.apr	16	425	12,1	16,4	4,3	23,4	84,2	218,4	
16.apr	17	428	12,0	16,3	4,3	23,5	84,5	218,8	
16.apr	18	411	11,9	16,8	4,9	19,8	71,4	205,6	
16.apr	19	484	11,8	16,6	4,7	24,4	87,9	222,1	
16.apr	20	666	11,9	17,0	5,1	31,1	112,0	246,3	
16.apr	21	603	12,2	16,9	4,7	30,5	109,9	244,1	
16.apr	22	337	12,1	16,2	4,1	19,4	69,7	203,9	
16.apr	23	319	11,9	16,1	4,1	18,4	66,2	200,4	
17.apr	0	348	11,9	16,2	4,4	18,9	68,2	202,4	
17.apr	1	366	11,8	16,2	4,4	19,7	71,0	205,3	
17.apr	2	404	11,8	16,5	4,7	20,3	73,2	207,5	
17.apr	3	473	11,8	16,7	4,9	23,0	82,9	217,2	
17.apr	4	511	11,8	16,5	4,6	26,2	94,4	228,6	
17.apr	5	877	11,9	18,1	6,2	33,5	120,5	254,8	
17.apr	6	1033	12,4	19,0	6,6	37,2	133,7	268,0	
17.apr	7	840	12,8	17,9	5,1	39,1	140,6	274,9	
17.apr	8	610	12,9	17,0	4,0	36,2	130,2	264,5	
17.apr	9	357	12,6	15,9	3,4	25,0	90,1	224,3	
17.apr	10	365	12,1	16,5	4,4	19,7	71,0	205,2	
17.apr	11	369	11,8	16,3	4,5	19,7	70,8	205,0	
17.apr	12	393	11,8	16,4	4,6	20,1	72,5	206,7	
17.apr	13	389	12,1	16,7	4,7	19,9	71,6	205,9	
17.apr	14	386	12,5	16,4	3,9	23,7	85,2	219,4	
17.apr	15	576	12,5	16,8	4,3	31,7	114,2	248,5	
17.apr	16	528	12,4	16,9	4,5	28,1	101,0	235,2	
17.apr	17	351	12,1	15,8	3,7	22,5	80,8	215,1	
17.apr	18	392	11,9	16,2	4,3	21,9	78,7	212,9	
17.apr	19	428	11,9	16,3	4,5	22,8	82,2	216,4	
17.apr	20	513	11,9	16,8	5,0	24,7	88,8	223,1	
17.apr	21	549	11,9	17,0	5,0	26,1	93,8	228,0	
17.apr	22	586	12,0	16,9	4,9	28,5	102,7	236,9	
17.apr	23	925	12,3	18,3	6,0	36,7	132,2	266,5	
18.apr	0	886	12,9	18,2	5,3	39,8	143,1	277,4	
18.apr	1	530	13,1	16,6	3,5	35,8	128,9	263,2	
18.apr	2	484	12,8	16,5	3,7	30,8	110,9	245,1	
18.apr	3	500	12,6	16,5	3,9	30,3	109,0	243,2	
18.apr	4	688	12,4	17,3	4,9	33,5	120,7	255,0	
18.apr	5	655	12,6	17,4	4,8	32,2	115,8	250,1	
18.apr	6	447	12,4	16,3	3,9	27,3	98,3	232,5	
18.apr	7	703	12,1	17,5	5,4	31,2	112,3	246,6	
18.apr	8	469	12,1	17,0	4,9	23,0	82,8	217,0	
18.apr	9	412	11,9	16,6	4,8	20,6	74,1	208,3	
18.apr	10	455	11,8	16,9	5,1	21,4	77,2	211,4	
18.apr	11	494	11,8	16,9	5,1	23,2	83,6	217,8	
18.apr	12	554	11,9	16,7	4,8	27,3	98,3	232,5	
18.apr	13	649	12,0	17,4	5,4	28,5	102,6	236,8	
18.apr	14	648	11,9	17,1	5,2	29,4	105,9	240,1	
18.apr	15	722	12,0	17,9	5,8	29,4	105,9	240,2	
18.apr	16	464	12,0	16,6	4,6	24,0	86,4	220,6	
18.apr	17	461	11,9	16,6	4,8	23,0	82,8	217,1	
18.apr	18	476	11,9	16,9	5,0	22,5	80,8	215,1	
18.apr	19	672	11,9	17,1	5,2	30,6	110,3	244,5	
18.apr	20	711	12,1	17,8	5,8	29,3	105,6	239,8	
18.apr	21	528	12,0	17,1	5,1	24,6	88,6	222,8	
18.apr	22	908	12,0	18,2	6,3	34,5	124,4	258,6	
18.apr	23	854	12,5	18,2	5,7	35,6	128,1	262,3	

19.apr	0	473	12,4	16,5	4,1	27,7	99,6	233,9
19.apr	1	485	12,2	16,5	4,3	26,8	96,5	230,7
19.apr	2	508	11,9	17,1	5,2	23,3	83,9	218,2
19.apr	3	524	11,8	16,9	5,1	24,4	87,8	222,1
19.apr	4	854	11,9	18,1	6,2	32,6	117,3	251,5
19.apr	5	722	12,2	17,5	5,3	32,4	116,7	250,9
19.apr	6	705	12,2	17,5	5,3	31,5	113,2	247,5
19.apr	7	592	12,2	17,3	5,1	27,8	100,2	234,4
19.apr	8	447	12,0	16,8	4,8	22,1	79,6	213,8
19.apr	9	455	11,9	16,6	4,8	22,7	81,6	215,8
19.apr	10	624	11,9	17,1	5,2	28,5	102,5	236,8
19.apr	11	916	12,0	18,7	6,6	32,9	118,5	252,8
19.apr	12	640	12,3	17,3	5,0	30,7	110,5	244,7
19.apr	13	409	12,3	16,5	4,2	23,4	84,1	218,4
19.apr	14	460	12,2	16,7	4,4	24,6	88,7	222,9
19.apr	15	638	12,7	17,0	4,3	35,2	126,8	261,1
19.apr	16	780	13,7	17,9	4,1	45,0	161,8	296,1
19.apr	17	626	14,6	17,3	2,7	55,1	198,3	332,6
19.apr	18	464	14,7	16,6	1,9	57,8	208,0	342,2
19.apr	19	480	14,5	16,5	2,0	57,9	208,4	342,6
19.apr	20	516	14,3	16,4	2,1	57,8	208,1	342,3
19.apr	21	541	14,2	16,5	2,2	57,9	208,5	342,7
19.apr	22	632	14,2	16,8	2,6	58,0	208,7	342,9
19.apr	23	800	14,4	17,7	3,3	58,1	209,1	343,4
20.apr	0	723	14,5	17,4	2,9	58,4	210,1	344,4
20.apr	1	518	14,3	16,4	2,1	58,0	209,0	343,2
20.apr	2	455	13,8	15,7	1,9	57,1	205,6	339,8
20.apr	3	381	13,2	15,3	2,0	44,9	161,5	295,7
20.apr	4	406	12,6	16,1	3,5	27,6	99,3	233,6
20.apr	5	449	12,2	16,5	4,3	24,9	89,5	223,8
20.apr	6	479	11,8	16,7	4,9	23,1	83,2	217,4
20.apr	7	501	11,4	16,7	5,2	22,7	81,8	216,1
20.apr	8	497	11,1	16,9	5,8	20,4	73,3	207,6
20.apr	9	499	10,9	16,6	5,6	21,0	75,7	210,0
20.apr	10	504	11,0	16,6	5,7	21,1	76,1	210,4
20.apr	11	499	11,0	16,3	5,3	22,6	81,2	215,5
20.apr	12	531	11,5	16,7	5,3	24,0	86,4	220,6
20.apr	13	604	11,7	16,8	5,1	28,0	100,7	234,9
20.apr	14	729	12,0	17,7	5,8	30,0	108,0	242,2
20.apr	15	496	12,1	16,5	4,4	27,0	97,4	231,6
20.apr	16	454	12,0	16,5	4,6	23,8	85,5	219,8
20.apr	17	552	11,8	16,9	5,1	25,9	93,3	227,5
20.apr	18	531	11,9	16,9	5,0	25,3	91,1	225,3
20.apr	19	396	11,8	16,3	4,5	20,9	75,3	209,6
20.apr	20	374	11,8	16,1	4,4	20,4	73,3	207,6
20.apr	21	574	11,8	16,8	5,0	27,1	97,5	231,7
20.apr	22	418	11,9	16,9	5,0	19,8	71,2	205,4
20.apr	23	320	11,8	16,1	4,3	17,9	64,5	198,8
21.apr	0	341	11,8	16,2	4,4	18,3	65,8	200,1
21.apr	1	314	11,8	16,4	4,6	16,3	58,7	192,9
21.apr	2	307	11,7	16,2	4,4	16,5	59,5	193,7
21.apr	3	289	12,0	16,0	4,0	17,3	62,2	196,5
21.apr	4	290	12,8	16,0	3,2	21,5	77,2	211,5
21.apr	5	277	12,5	16,0	3,5	18,6	67,1	201,3
21.apr	6	279	11,8	15,9	4,1	16,2	58,4	192,6
21.apr	7	283	11,2	15,3	4,1	16,5	59,5	193,8
21.apr	8	289	10,8	15,7	4,9	14,2	51,0	185,2
21.apr	9	289	10,5	16,7	6,2	11,1	39,8	174,1
21.apr	10	291	10,2	16,8	6,5	10,6	38,2	172,4
21.apr	11	268	10,0	16,6	6,6	9,7	34,9	169,1
21.apr	12	289	10,0	16,5	6,5	10,6	38,3	172,5
21.apr	13	285	10,2	16,1	5,9	11,5	41,3	175,5
21.apr	14	290	10,3	15,7	5,5	12,7	45,6	179,8
21.apr	15	313	10,3	15,3	5,1	14,7	52,9	187,1
21.apr	16	293	10,3	16,0	5,7	12,2	44,1	178,3
21.apr	17	284	10,6	15,5	4,9	13,8	49,6	183,8
21.apr	18	288	10,9	15,4	4,5	15,2	54,9	189,1
21.apr	19	290	11,2	16,6	5,4	12,9	46,3	180,6
21.apr	20	305	11,5	15,8	4,3	17,0	61,0	195,3
21.apr	21	294	11,7	15,9	4,2	16,5	59,6	193,8
21.apr	22	299	11,6	16,6	5,0	14,2	51,0	185,2
21.apr	23	289	11,5	16,1	4,6	14,8	53,5	187,7

22.apr	0	301	11,4	15,9	4,5	15,9	57,4	191,6
22.apr	1	297	11,3	15,7	4,4	16,1	57,9	192,2
22.apr	2	300	11,2	16,1	4,8	14,7	53,1	187,3
22.apr	3	298	11,2	15,8	4,7	15,2	54,8	189,0
22.apr	4	308	11,2	16,1	5,0	14,8	53,1	187,3
22.apr	5	284	11,1	15,8	4,7	14,3	51,5	185,7
22.apr	6	288	11,0	16,3	5,3	13,0	46,9	181,1
22.apr	7	304	10,9	15,7	4,8	15,1	54,5	188,7
22.apr	8	293	10,9	16,0	5,0	13,8	49,8	184,0
22.apr	9	301	10,8	15,8	5,0	14,4	51,9	186,1
22.apr	10	298	10,8	16,3	5,5	12,9	46,3	180,5
22.apr	11	298	10,8	16,4	5,6	12,6	45,3	179,5
22.apr	12	321	10,7	15,7	5,1	15,1	54,4	188,7
22.apr	13	337	10,7	16,9	6,2	13,0	46,6	180,9
22.apr	14	348	10,7	16,4	5,8	14,4	51,8	186,1
22.apr	15	421	10,7	16,5	5,8	17,3	62,2	196,5
22.apr	16	469	10,9	16,3	5,5	20,5	73,7	207,9
22.apr	17	514	11,1	17,7	6,6	18,5	66,6	200,9
22.apr	18	559	11,3	16,7	5,4	24,5	88,1	222,3
22.apr	19	754	11,7	18,4	6,6	27,0	97,3	231,5
22.apr	20	510	12,0	17,2	5,2	23,3	83,8	218,0
22.apr	21	486	11,9	17,3	5,4	21,5	77,2	211,5
22.apr	22	479	12,2	17,0	4,8	23,8	85,5	219,8
22.apr	23	468	12,2	17,0	4,8	23,1	83,1	217,4
23.apr	0	550	12,1	16,8	4,8	27,5	99,2	233,4
23.apr	1	608	12,1	17,3	5,1	28,3	101,8	236,0
23.apr	2	425	12,0	16,5	4,6	22,2	79,9	214,1
23.apr	3	528	11,8	18,0	6,2	20,4	73,4	207,6
23.apr	4	357	11,4	16,7	5,3	16,0	57,7	191,9
23.apr	5	365	11,0	16,6	5,6	15,5	55,9	190,1
23.apr	6	409	10,8	16,8	6,0	16,1	58,0	192,2
23.apr	7	458	10,7	16,5	5,8	18,6	67,1	201,4
23.apr	8	522	10,8	16,8	6,0	20,8	74,7	208,9
23.apr	9	524	11,0	16,7	5,6	22,2	79,8	214,0
23.apr	10	539	11,2	16,9	5,7	22,6	81,2	215,5
23.apr	11	587	11,5	17,0	5,5	25,5	91,7	225,9
23.apr	12	784	11,8	18,0	6,2	30,2	108,6	242,9
23.apr	13	861	12,3	18,3	5,9	34,6	124,4	258,7
23.apr	14	683	12,7	17,3	4,6	35,6	128,1	262,3
23.apr	15	756	13,1	17,7	4,6	38,8	139,6	273,9
23.apr	16	473	13,2	16,5	3,3	34,6	124,5	258,8
23.apr	17	412	12,9	16,6	3,7	26,3	94,8	229,1
23.apr	18	394	12,7	16,4	3,8	24,7	89,1	223,3
23.apr	19	402	12,5	16,5	4,0	23,9	85,9	220,2
23.apr	20	404	12,3	16,5	4,2	22,6	81,5	215,8
23.apr	21	417	12,2	17,0	4,9	20,4	73,6	207,8
23.apr	22	558	12,0	16,9	4,9	27,3	98,3	232,5
23.apr	23	573	12,2	17,7	5,5	24,7	88,9	223,2
24.apr	0	356	11,9	16,2	4,3	19,5	70,2	204,4
24.apr	1	371	11,8	16,2	4,4	19,9	71,7	206,0
24.apr	2	379	11,8	16,5	4,7	19,0	68,5	202,7
24.apr	3	381	11,8	16,2	4,4	20,8	74,7	209,0
24.apr	4	398	11,8	16,1	4,3	22,1	79,7	213,9
24.apr	5	438	11,8	16,8	5,0	20,9	75,2	209,4
24.apr	6	591	11,8	16,8	5,0	28,0	100,9	235,2
24.apr	7	839	12,1	18,2	6,1	32,7	117,8	252,0
24.apr	8	608	12,3	17,2	5,0	29,1	104,6	238,8
24.apr	9	589	12,2	17,1	4,9	28,4	102,2	236,4
24.apr	10	899	12,3	18,3	6,0	35,6	128,3	262,5
24.apr	11	735	12,6	17,4	4,9	36,0	129,4	263,7
24.apr	12	531	12,6	16,6	4,0	31,6	113,7	248,0
24.apr	13	761	12,6	18,0	5,5	33,1	119,3	253,5
24.apr	14	601	13,0	17,3	4,3	33,6	120,9	255,2
24.apr	15	721	13,6	17,4	3,9	44,6	160,5	294,7
24.apr	16	460	13,9	16,2	2,3	47,0	169,3	303,6
24.apr	17	440	13,8	16,0	2,2	48,0	172,9	307,1
24.apr	18	420	13,7	15,9	2,1	47,0	169,2	303,4
24.apr	19	444	13,5	16,0	2,5	42,4	152,6	286,9
24.apr	20	479	13,2	16,4	3,3	34,9	125,6	259,8
24.apr	21	596	12,7	17,1	4,4	32,1	115,7	249,9
24.apr	22	782	12,5	17,9	5,4	34,3	123,6	257,8
24.apr	23	580	12,4	17,2	4,8	28,6	103,1	237,4

25.apr	0	426	12,0	16,8	4,8	21,3	76,6	210,8
25.apr	1	457	11,8	16,9	5,1	21,3	76,8	211,0
25.apr	2	879	11,8	18,2	6,4	32,6	117,4	251,6
25.apr	3	827	12,3	18,4	6,0	32,6	117,3	251,6
25.apr	4	485	12,3	16,7	4,4	26,5	95,5	229,7
25.apr	5	476	12,3	16,8	4,5	24,9	89,8	224,0
25.apr	6	498	12,2	17,0	4,8	24,5	88,2	222,5
25.apr	7	561	12,0	17,1	5,0	26,5	95,4	229,6
25.apr	8	968	12,2	18,8	6,6	34,7	124,8	259,0
25.apr	9	747	12,7	17,6	5,0	35,8	129,0	263,2
25.apr	10	772	12,8	17,5	4,7	38,8	139,5	273,8
25.apr	11	902	13,1	18,2	5,2	41,7	150,0	284,2
25.apr	12	504	13,1	16,5	3,4	35,4	127,4	261,6
25.apr	13	462	12,7	16,5	3,8	29,0	104,5	238,8
25.apr	14	478	12,4	16,7	4,3	26,5	95,4	229,6
25.apr	15	512	12,2	16,8	4,6	26,7	96,1	230,3
25.apr	16	537	12,2	16,9	4,7	27,2	97,9	232,1
25.apr	17	572	12,2	16,9	4,7	28,8	103,8	238,0
25.apr	18	862	12,3	18,0	5,7	35,9	129,1	263,3
25.apr	19	730	12,7	17,4	4,7	37,3	134,2	268,5
25.apr	20	468	12,7	16,5	3,8	29,1	104,8	239,0
25.apr	21	516	12,5	16,9	4,4	28,0	100,7	234,9
25.apr	22	437	12,3	16,7	4,3	24,0	86,4	220,6
25.apr	23	498	12,1	16,9	4,8	24,6	88,7	222,9
26.apr	0	628	12,1	17,3	5,3	28,5	102,5	236,7
26.apr	1	655	12,2	18,0	5,8	27,1	97,4	231,7
26.apr	2	710	12,3	17,4	5,1	32,8	118,2	252,5
26.apr	3	725	12,6	17,8	5,2	33,2	119,5	253,7
26.apr	4	523	12,8	16,9	4,1	30,5	109,9	244,1
26.apr	5	506	13,5	16,7	3,2	37,4	134,7	269,0
26.apr	6	886	13,6	18,2	4,6	45,6	164,1	298,3
26.apr	7	803	14,0	17,7	3,7	51,4	185,0	319,3
26.apr	8	595	14,1	16,9	2,7	52,0	187,3	321,6
26.apr	9	467	13,9	16,0	2,1	53,0	191,0	325,2
26.apr	10	512	13,9	16,2	2,3	53,0	190,7	325,0
26.apr	11	589	13,9	16,6	2,6	53,2	191,7	325,9
26.apr	12	715	14,3	17,4	3,1	54,2	195,2	329,4
26.apr	13	473	14,5	16,5	2,0	57,3	206,4	340,6
26.apr	14	389	14,1	15,7	1,6	57,3	206,2	340,4
26.apr	15	604	13,8	16,4	2,5	56,5	203,3	337,6
26.apr	16	666	14,3	17,1	2,8	57,2	205,8	340,0
26.apr	17	395	15,2	16,8	1,6	58,2	209,6	343,9
26.apr	18	311	15,6	16,9	1,3	58,4	210,4	344,6
26.apr	19	364	15,2	16,7	1,5	58,5	210,7	345,0
26.apr	20	680	14,8	17,6	2,8	58,6	211,0	345,3
26.apr	21	646	14,7	17,3	2,6	58,7	211,4	345,6
26.apr	22	517	14,3	16,3	2,1	58,8	211,6	345,8
26.apr	23	462	13,7	15,7	2,0	56,3	202,5	336,8
27.apr	0	499	13,4	15,9	2,5	47,4	170,5	304,7
27.apr	1	544	13,3	16,6	3,4	38,5	138,7	272,9
27.apr	2	681	13,4	17,4	4,0	40,8	146,8	281,0
27.apr	3	743	13,6	17,4	3,8	46,6	167,7	301,9
27.apr	4	707	13,6	17,1	3,5	48,4	174,1	308,3
27.apr	5	496	13,4	16,0	2,6	45,4	163,5	297,8
27.apr	6	352	12,8	15,6	2,8	29,6	106,4	240,7
27.apr	7	416	12,4	17,1	4,7	21,1	75,8	210,0
27.apr	8	447	12,2	16,8	4,6	23,3	83,9	218,1
27.apr	9	475	12,2	16,8	4,6	24,4	87,8	222,0
27.apr	10	473	12,1	16,7	4,6	24,4	87,9	222,2
27.apr	11	818	12,5	18,1	5,6	35,1	126,2	260,5
27.apr	12	599	12,7	16,9	4,2	33,7	121,4	255,6
27.apr	13	742	12,7	17,4	4,7	37,3	134,2	268,4
27.apr	14	480	12,8	16,5	3,7	30,6	110,1	244,4
27.apr	15	427	12,3	16,7	4,3	23,4	84,4	218,6
27.apr	16	447	12,1	16,9	4,7	22,4	80,7	214,9
27.apr	17	490	12,0	16,8	4,8	24,3	87,5	221,7
27.apr	18	537	12,1	17,2	5,1	25,1	90,2	224,5
27.apr	19	590	12,3	17,3	5,1	27,8	100,1	234,3
27.apr	20	631	12,5	17,2	4,7	32,0	115,2	249,4
27.apr	21	713	12,7	17,6	4,9	34,5	124,2	258,5
27.apr	22	685	13,0	17,5	4,5	36,0	129,5	263,8
27.apr	23	529	13,0	16,8	3,9	32,5	116,9	251,1

28.apr	0	501	12,8	17,0	4,2	28,3	101,9	236,1
28.apr	1	474	12,7	16,6	4,0	28,5	102,7	236,9
28.apr	2	442	12,5	16,6	4,1	25,8	92,9	227,2
28.apr	3	411	12,3	16,8	4,5	21,9	78,8	213,0
28.apr	4	412	12,1	16,6	4,5	21,9	78,9	213,1
28.apr	5	384	12,0	16,3	4,3	21,4	77,0	211,2
28.apr	6	377	11,9	16,9	5,0	17,9	64,6	198,8
28.apr	7	385	11,7	16,4	4,7	19,4	69,9	204,2
28.apr	8	376	11,6	16,3	4,8	18,8	67,6	201,8
28.apr	9	372	11,5	16,5	5,1	17,5	62,8	197,1
28.apr	10	372	11,4	16,6	5,2	16,9	60,8	195,0
28.apr	11	372	11,3	16,3	5,0	17,6	63,3	197,6
28.apr	12	373	11,2	16,6	5,4	16,4	59,0	193,2
28.apr	13	361	11,2	16,3	5,1	16,7	60,3	194,5
28.apr	14	367	11,1	16,5	5,4	16,2	58,3	192,5
28.apr	15	367	11,1	16,1	5,0	17,5	63,2	197,4
28.apr	16	377	11,1	16,2	5,1	17,5	63,2	197,4
28.apr	17	371	11,0	16,2	5,2	17,1	61,4	195,7
28.apr	18	366	11,0	16,5	5,5	15,9	57,4	191,6
28.apr	19	355	11,0	16,7	5,7	14,9	53,5	187,8
28.apr	20	359	10,9	16,8	5,9	14,5	52,2	186,4
28.apr	21	343	10,8	15,9	5,1	15,9	57,4	191,7
28.apr	22	318	10,8	16,2	5,5	13,9	50,0	184,2
28.apr	23	331	10,7	15,8	5,1	15,4	55,4	189,7
29.apr	0	290	10,7	16,1	5,5	12,6	45,5	179,8
29.apr	1	301	10,7	15,9	5,2	13,7	49,2	183,5
29.apr	2	290	10,7	16,0	5,3	13,1	47,1	181,4
29.apr	3	296	10,6	15,2	4,6	15,2	54,9	189,1
29.apr	4	285	10,5	16,3	5,8	11,8	42,4	176,6
29.apr	5	302	10,4	16,0	5,6	12,8	46,2	180,4
29.apr	6	294	10,4	16,0	5,7	12,3	44,2	178,5
29.apr	7	300	10,2	16,3	6,0	11,8	42,5	176,8
29.apr	8	284	10,2	16,7	6,6	10,3	37,0	171,2
29.apr	9	294	10,1	15,7	5,6	12,6	45,2	179,5
29.apr	10	305	10,0	16,4	6,4	11,4	41,0	175,3
29.apr	11	285	10,1	16,5	6,4	10,5	37,9	172,2
29.apr	12	344	10,0	16,1	6,1	13,5	48,5	182,7
29.apr	13	354	10,1	16,3	6,2	13,5	48,6	182,8
29.apr	14	340	10,2	16,0	5,8	14,0	50,3	184,5
29.apr	15	379	10,2	16,1	5,8	15,4	55,5	189,8
29.apr	16	434	10,4	16,4	6,0	17,2	61,9	196,2
29.apr	17	440	10,6	16,4	5,8	18,1	65,1	199,3
29.apr	18	429	10,8	16,9	6,2	16,6	59,7	193,9
29.apr	19	425	11,0	16,6	5,6	18,0	64,8	199,0
29.apr	20	470	11,1	16,3	5,3	21,2	76,2	210,4
29.apr	21	593	11,3	16,9	5,7	24,9	89,6	223,8
29.apr	22	776	11,9	18,5	6,7	27,7	99,8	234,1
29.apr	23	529	12,1	17,1	5,0	25,2	90,8	225,0

Vedlegg 7. Analyse av prosess over måleperioden

Faste inputs			Forklaringer													
Cp_vann	4.20	[kJ/kgK]	Inputs													
Isentropisk effektivitet LT	0.78	[-]	Mellomregninger													
Isentropisk effektivitet HT	0.88	[-]	Utregninger													
Leveringsgrad LT	0.73	[-]	Mettet gass ved LT													
Leveringsgrad HT	0.83	[-]	Overhøyet gass ved MT													
			Mettet gass ved MT													
			Overhøyet gass ved HT													
			Mettet vaske ved HT													
			Tofase ved MT													
			Mette vaske ved LT													
			Tofase ved LT													
			Mettet vaske ved LT													
INPUTS			Dato	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr	16.apr
	Time		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Vanngående fordampar [m³/h]	m		134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	
Fordampningstemperatur [°C]	TD		10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
Returtemperatur vann [°C]	Tretur		5.1	5.0	5.0	5.3	5.6	5.7	6.1	5.7	5.5	5.6	5.6	5.6	5.4	
Turtemperatur vann [°C]	Ttur		9.9	9.9	10.0	10.3	10.4	10.6	10.8	11.3	11.6	11.7	11.7	11.7	11.5	
Delta T Fordampar [°C]	ΔT		4.8	4.9	5.0	5.0	4.8	4.9	4.7	5.6	6.1	6.1	6.2	6.2	5.1	
Fordampningsrykk [bar]	P0		4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.5	4.3	
Mellomtrykk [bar]	Pm		9.9	9.8	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.2	10.1	
Mellomtrykk/holdertemp [°C]	Tm		24.7	24.7	24.8	25.0	25.1	25.1	25.2	25.6	25.7	25.7	25.7	25.4	25.3	
Kondensorkapasitet HT [kW]	Qk		1056	1088	1123	1133	1150	1166	1181	1178	1199	1199	1187	1186	1180	
Vannetemperatur [°C]	Tretur		50.3	50.3	50.5	50.6	50.9	50.2	50.1	51.5	52.1	51.9	51.4	51.4	49.7	
Vannetemperatur [°C]	Ttur		45.7	45.6	45.6	45.8	45.6	45.2	45.0	45.3	45.3	45.0	44.6	44.4	44.4	
Kondensatorrykk [bar]	Pk		22.2	22.2	22.2	22.3	22.2	22.2	22.2	22.0	22.8	23.1	22.7	22.7	21.6	
Kondensortemperatur [°C]	Tk		53.3	53.3	53.5	53.6	53.3	53.2	53.1	54.5	55.1	54.0	54.4	54.4	52.7	
Trykkforhold	Pk/Pm		2.22	2.23	2.23	2.23	2.21	2.20	2.20	2.28	2.23	2.26	2.25	2.21	2.15	
VERDIER AMMONIAKK			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
1	T		11	10	10	13	16	17	2.1	1.7	1.5	1.6	1.5	2.4		
	P		4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.5	4.7		
	h		1624.840	1624.777	1624.734	1625.052	1625.338	1625.488	1625.864	1625.491	1625.219	1625.423	1625.529	1626.239		
	s		6.159	6.169	6.170	6.166	6.162	6.161	6.156	6.151	6.156	6.161	6.153	6.152		
	v		0.228	0.228	0.228	0.227	0.227	0.227	0.227	0.227	0.227	0.227	0.227	0.227		
2* (Ideell verdi)	T		55.0	55.0	55.1	56.2	56.0	55.7	55.5	56.9	57.3	57.3	56.9	55.1		
	P		9.9	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.2	10.1		
	h		1733.747	1733.888	1734.285	1734.175	1733.534	1732.776	1732.075	1735.179	1736.683	1736.090	1735.292	1730.798		
	s		6.169	6.169	6.170	6.165	6.162	6.161	6.156	6.151	6.154	6.151	6.143	6.150		
2 (Reell verdi)	T		67.6	67.7	67.9	68.0	67.7	67.3	67.0	68.7	69.3	69.3	68.7	65.3		
	P		9.9	9.9	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.2	10.1		
	h		1764.464	1764.678	1765.984	1764.953	1764.051	1763.036	1762.032	1766.107	1768.127	1767.304	1766.327	1760.285		
	s		6.260	6.262	6.262	6.258	6.254	6.251	6.246	6.253	6.257	6.254	6.256	6.240		
3	T		24.7	24.7	24.8	25.0	25.1	25.1	25.2	25.6	25.7	25.7	25.4	25.3		
	P		9.9	9.9	10.0	10.0	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.3	10.2	10.1		
	h		1645.147	1645.131	1645.963	1645.317	1645.383	1645.362	1645.468	1645.681	1645.734	1645.764	1645.574	1645.497		
	s		5.885	5.885	5.885	5.881	5.881	5.881	5.879	5.874	5.874	5.874	5.877	5.879		
	v		0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13		
4* (Ideell verdi)	T		83.9	84.0	84.2	84.3	83.9	83.3	82.9	85.3	86.4	86.0	85.3	82.1		
	P		22.1	22.1	22.2	22.3	22.3	22.3	22.3	22.0	22.8	23.1	23.1	22.7		
	h		1757.054	1757.277	1757.743	1757.427	1756.512	1755.542	1754.506	1758.332	1760.239	1759.428	1758.601	1752.796		
	s		5.885	5.885	5.885	5.882	5.881	5.881	5.879	5.876	5.874	5.874	5.877	5.879		
4 (Reell verdi)	T		101.8	101.9	102.2	102.2	101.6	100.9	100.3	103.2	104.6	104.0	103.3	99.1		
	P		22.1	22.1	22.2	22.3	22.3	22.3	22.3	22.0	22.8	23.1	23.1	22.7		
	h		1809.783	1810.043	1810.722	1810.185	1808.808	1807.392	1805.617	1811.344	1814.323	1812.917	1811.791	1803.280		
	s		6.023	6.030	6.030	6.026	6.024	6.023	6.020	6.020	6.021	6.019	6.022	6.016		
5	T		53.3	53.5	53.5	53.6	53.9	53.2	53.1	54.5	55.1	54.9	54.4	52.7		
	P		22.1	22.1	22.2	22.3	22.2	22.1	22.0	22.8	23.1	23.1	22.7	21.8		
	h		619.823	619.928	619.937	620.834	620.123	619.775	619.260	625.224	628.288	627.433	624.636	619.245		
	s		6.023	6.030	6.030	6.026	6.024	6.023	6.020	6.020	6.021	6.019	6.022	6.016		
Mettet vaske ved HT	T		53.3	53.5	53.5	53.6	53.9	53.2	53.1	54.5	55.1	54.9	54.4	52.7		
	P		22.1	22.1	22.2	22.3	22.2	22.1	22.0	22.8	23.1	23.1	22.7	21.8		
	h		619.823	619.928	619.937	620.834	620.123	619.775	619.260	625.224	628.288	627.433	624.636	619.245		
6	T		24.7	24.7	24.8	25.0	25.1	25.1	25.2	25.6	25.7	25.7	25.4	25.3		
	P		9.9	9.9	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.2	10.1		
	h		478.207	478.026	478.927	478.330	478.528	478.877	480.710	482.395	482.825	483.063	481.544	480.940		
Mettet vaske ved LT	T		24.7	24.7	24.8	25.0	25.1	25.1	25.2	25.6	25.7	25.7	25.4	25.3		
	P		9.9	9.9	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.2	10.2	10.3	10.2	10.1		
	h		478.207	478.026	478.927	478.330	478.528	478.877	480.710	482.395	482.825	483.063	481.544	480.940		
8	T		22.1	22.1	22.2	22.3	22.2	22.1	22.0	22.8	23.1	23.1	22.7	21.8		
	P		53.3	53.3	53.5	53.6	53.9	53.2	53.1	54.5	55.1	54.9	54.4	52.7		
	h		478.207	478.026	478.330	478.528	480.045	479.877	480.710	482.395	482.825	483.063	481.544	480.940		
Tofase ved LT	T		11	10	10	13	16	17	2.1	1.7	1.5	1.6	1.5	2.4		
	P		4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.5	4.7		
	h		367.062	366.764	366.607	367.975	369.211	369.860	371.496	369.873	368.693	369.580	368.866	373.14		
Mettet vaske ved LT	T		11	10	10	13	16	17	2.1	1.7	1.5	1.6	1.5	2.4		
	P		4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.5	4.7		
	h		367.062	366.764	366.607	367.975	369.211	369.860	371.496	369.873	368.693	369.580	368.866	373.14		
UTREGNINGER			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
[kW]	Qk		745	764	785	777	795	82	743	877	897	892	876	795		
[kW]	Varmer som tas opp ved MT av HT		910	937	967	976	992	1007	1022	1186	1346	1363	1364	1110		
[kW]	HT-kondensator varme (Qk)		1056	1088	1123	1133	1150	1166	1181	1178	1199	1199	1187	1180		
[kg/s]	Massestrøm NH3 LT fra vaskeutskiller		0.650	0.666	0.685	0.678	0.660	0.665	0.649	0.767	0.838	0.833	0.853	0.694		
[kg/s]	Massestrøm NH3 LT fordampningskrets		0.593	0.607	0.624	0.618	0.602	0.607	0.592	0.699	0.762	0.768	0.777	0.635		
[kg/s]	Massestrøm NH3 HT		0.887	0.914	0.943	0.953	0.968	0.981	0.994	1.162	1.323	1.339	1.336	1.078		
[kW]	Teoretisk arbeid LT		71	73	75	74	71	71	69	84	93	92	94	73		
[kW]	Teoretisk arbeid HT		99	102	106	107	106	108	108	131	151	152	151	116		
[kW]	Teoretisk arbeid totalt		170	175	181	181	179	179	177	215	245	244	245	189		
[kW]	Reelt arbeid LT		91	93	96	95	92	92	88	108	120	118	120	93		
[kW]	Reelt arbeid HT		146	151	156	157	156	159	159	192						

29.apr 12	29.apr 13	29.apr 14	29.apr 15	29.apr 16	29.apr 17	29.apr 18	29.apr 19	29.apr 20	29.apr 21	29.apr 22	29.apr 23	MAX	MIN	SNITT
134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134
2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.7	2.8	3.0	3.1	3.3	3.9	4.0	111	0.7	2.8
6.1	6.2	6.3	6.4	6.5	6.7	6.8	7.0	7.1	7.3	7.9	8.0	6.4	4.4	6.8
9.6	9.6	9.7	9.8	10.0	10.2	10.4	10.5	10.6	10.9	11.5	11.8	5.1	0.7	11.8
3.4	3.4	3.4	3.4	3.5	3.5	3.6	3.6	3.6	3.7	3.6	3.6	15.3	9.6	6.7
4.6	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.8	4.8	4.8	5.0	5.0	6.4	4.4	4.8
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.5	10.2	5.7	8.6	10.2
25.6	25.6	25.6	26.2	26.7	27.6	28.8	29.4	29.0	27.6	26.7	25.4	33.0	20.1	27.0
51	51	51	51	51	51	51	51	51	51	51	51	1601	0	725
50.6	50.5	51.1	52.0	53.1	55.1	57.7	59.0	57.8	54.0	51.0	47.7	65.7	33.6	53.5
50.6	50.5	51.2	52.0	53.2	55.2	57.9	59.1	57.8	54.0	51.0	47.7	63.6	33.6	50.5
22.3	22.2	22.6	23.1	23.8	24.9	26.6	27.5	26.7	24.3	22.5	20.7	32.1	14.1	24.3
53.6	53.5	54.1	55.0	56.1	58.1	60.7	62.0	60.8	57.0	54.0	50.7	68.7	36.8	56.5
2.19	2.18	2.20	2.22	2.25	2.29	2.36	2.40	2.36	2.24	2.13	2.04	2.61	1.64	2.25
2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.7	2.8	3.0	3.1	3.3	3.9	4.0	111	0.7	2.8
4.6	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.8	4.8	4.8	4.8	5.0	5.0	6.4	4.4	4.8
1625944	1626 015	1626 112	1626 173	1626 305	1626 507	1626 673	1626 813	1626 909	1627 126	1627 834	1627 928	1634 782	1624 433	1626 617
6 155	6 154	6 153	6 152	6 151	6 148	6 146	6 145	6 143	6 141	6 132	6 131	6 173	6 043	6 173
0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.28	0.20	0.26
56.0	55.8	56.4	57.3	58.3	60.1	62.6	63.8	62.6	59.0	56.0	52.9	69.7	38.7	58.5
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.6	10.2	12.7	8.6	10.7
1732 853	1732 485	1733 591	1735 137	1737 109	1740 446	1745 151	1747 342	1744 987	1737 569	1730 942	1724 614	1759 424	1695 257	1737 960
6 155	6 154	6 153	6 152	6 151	6 148	6 146	6 145	6 143	6 141	6 132	6 131	6 173	6 043	6 173
67.5	67.3	68.0	69.0	70.2	72.3	75.3	76.7	75.3	70.8	67.0	63.3	83.9	45.6	70.4
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.6	10.2	12.7	8.6	10.7
1763 007	1762 516	1763 906	1765 871	1768 361	1772 583	1778 568	1781 337	1778 291	1768 720	1760 024	1751 884	1796 970	1733 855	1768 338
6 245	6 244	6 243	6 242	6 241	6 244	6 244	6 244	6 241	6 233	6 219	6 213	6 270	6 117	6 239
25.5	25.5	25.8	26.2	26.7	27.6	28.8	29.4	29.0	27.6	26.7	25.4	33.0	20.1	27.0
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.6	10.2	12.7	8.6	10.7
1645 613	1645 602	1645 798	1646 030	1646 349	1646 862	1647 500	1647 816	1647 593	1646 820	1646 352	1645 575	1649 480	1642 041	1646 424
5 877	5 877	5 873	5 869	5 863	5 853	5 840	5 833	5 838	5 854	5 863	5 877	5 938	5 794	5 860
0.16	0.16	0.15	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.13	0.15	0.16	0.12
63.6	63.3	64.3	65.2	67.2	70.0	73.8	75.7	73.8	67.9	62.0	57.8	85.6	45.6	77.8
22.3	22.2	22.6	23.1	23.8	24.9	26.6	27.5	26.7	24.3	22.5	20.7	32.1	14.1	24.3
1755 963	1754 893	1756 119	1757 872	1760 067	1763 777	1769 041	1771 435	1768 699	1760 086	1752 018	1744 620	1785 692	1709 215	1759 875
5 877	5 877	5 873	5 869	5 863	5 853	5 840	5 833	5 838	5 854	5 863	5 877	5 938	5 794	5 860
10.10	10.7	10.8	10.3	10.5	10.3	10.2	10.9	10.7	10.5	9.5	9.5	12.5	6.0	10.3
22.3	22.2	22.6	23.1	23.8	24.9	26.6	27.5	26.7	24.3	22.5	20.7	32.1	14.1	24.3
1807 009	1806 324	1808 034	1810 503	1813 581	1818 795	1826 237	1829 608	1825 690	1813 388	1801 743	1791 230	1850 096	1740 827	1813 264
6 016	6 016	6 015	6 012	6 008	6 001	5 992	5 987	5 989	5 998	5 990	6 008	6 046	5 927	6 004
53.5	53.5	54.1	55.0	56.1	58.1	60.7	62.0	60.8	57.0	54.0	50.7	68.7	36.8	56.5
22.3	22.2	22.6	23.1	23.8	24.9	26.6	27.5	26.7	24.3	22.5	20.7	32.1	14.1	24.3
620 668	619 943	623 312	627 756	633 671	643 705	657 590	664 403	658 113	638 228	622 842	606 112	699 713	535 639	636 101
25.5	25.5	25.8	26.2	26.7	27.6	28.8	29.4	29.0	27.6	26.7	25.4	33.0	20.1	27.0
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.6	10.2	12.7	8.6	10.7
620 668	619 943	623 312	627 756	633 671	643 705	657 590	664 403	658 113	638 228	622 842	606 112	699 713	535 639	636 101
25.5	25.5	25.8	26.2	26.7	27.6	28.8	29.4	29.0	27.6	26.7	25.4	33.0	20.1	27.0
10.2	10.2	10.3	10.4	10.6	10.9	11.3	11.5	11.3	10.8	10.6	10.2	12.7	8.6	10.7
481 860	481 770	483 337	485 216	487 848	492 223	497 906	500 832	498 762	491 857	487 881	481 554	517 953	456 119	489 319
22.3	22.2	22.6	23.1	23.8	24.9	26.6	27.5	26.7	24.3	22.5	20.7	32.1	14.1	24.3
53.6	53.5	54.1	55.0	56.1	58.1	60.7	62.0	60.8	57.0	54.0	50.7	68.7	36.8	56.5
481 860	481 770	483 337	485 216	487 848	492 223	497 906	500 832	498 762	491 857	487 881	481 554	517 953	456 119	489 319
2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.7	2.8	3.0	3.1	3.3	3.9	4.0	111	0.7	2.8
4.6	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.8	4.8	4.8	4.8	5.0	5.0	6.4	4.4	4.8
371 847	372 556	372 582	372 853	373 433	374 322	375 058	375 677	376 102	377 070	380 246	380 672	413 866	365 318	374 890
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	1040	-56	766
538	539	537	536	546	547	556	559	561	573	594	594	1375	0	616
5	3	2	1	1	0	0	0	11	9	10	10	1601	0	725
6	4	2	1	1	0	0	0	13	10	11	10	1601	0	725
0.471	0.471	0.470	0.469	0.480	0.482	0.493	0.496	0.497	0.505	0.492	0.518	0.931	-0.048	0.674
0.429	0.430	0.429	0.427	0.436	0.437	0.444	0.446	0.449	0.459	0.476	0.832	0.000	-0.045	0.674
0.005	0.003	0.002	0.001	0.001	0.000	0.000	0.000	0.011	0.009	0.009	0.009	13.55	0.000	0.617
50	50	51	51	53	55	58	60	59	56	51	50	122	-4	76
1	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	160	0	74
51	51	51	51	53	55	58	60	60	57	52	51	291	-3	150
65	64	65	66	68	70	75	77	75	72	65	64	156	-5	97
1	1	0	0	0	0	0	0	2	1	1	1	265	0	109
65	65	65	66	68	70	75	77	77	73	67	66	407	-4	206
8.24	8.31	8.26	8.15	8.00	7.77	7.43	7.29	7.26	7.86	8.44	9.06	13.85	-3.74	5.21
8.35	8.38	8.29	8.19	8.01	7.77	7.43	7.29	7.45	8.02	8.62	9.25	13.88	6.53	8.23
0.09	0.06	0.03	0.02	0.01	0.00	0.00	0.00	0.17	0.14	0.17	0.17	12.59	0.00	2.68
8.33	8.37	8.29	8.17	8.01	7.77	7.43	7.29	7.43	8.00	8.60	9.23	13.87	6.05	7.86
0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.001	0.001	0.001	0.171	0.000	0.073
0.001	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.001	0.001	0.001	230.6	0.000	0.088
2.8	1.8	0.9	0.5	0.4	0.0	0.0	0.0	5.5	4.4	4.9	5.1	739.8	0.0	318.2
0.116	0.116	0.114	0.114	0.116	0.115	0.116	0.116	0.117	0.118	0.113	0.120	0.221	-0.010	0.162
0.158	0.158	0.157	0.156	0.158	0.158	0.159	0.160	0.160	0.162	0.155	0.164	0.302	-0.013	0.222
588.4	588.3	584.3	581.0	570.3	567.3	574.1	574.4	575.4	584.1	589.3	590.2	1088.9	-48.3	788.5
550	551	549	547	558	559	569	572	574	586	572	605	1066	-58	783
5	3	2	1	1	0	0	0	11	9	10	10	1375	0	616
545	548	547	546	557	559	569	572	563	577	563	595	853	-398	188

Vedlegg 8. Beregninger på forbedringstiltak

LØSNINGER						
INPUTS		Løsning 1	Løsning 2	Løsning 3	Løsning 4	Løsning 5
Vannmengde fordampner [m ³ /h]	m	134	134	134	134	134
Fordampningstemperatur [°C]	T0	3,4	4,2	4,6	5,0	4,2
Returtemperatur vann [°C]	Tretur	7,3	8,2	8,5	8,9	8,2
Turtemperatur vann [°C]	Ttur	14,8	15,8	16,3	16,8	15,8
Temperaturdifferanse fordampner	Delta T	7,5	7,6	7,8	7,9	7,6
Massestrøm NH3 LT [kg/s]	mNH3-LT	1,027	1,056	1,071	1,085	1,056
Fordampningstrykk [bar]	P0	4,9	5,0	5,1	5,2	5,0
Mellomtrykk [bar]	Pm	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
Mellomtrykksbeholder-temp [°C]	Tm	27,4	27,9	28,2	28,4	27,9
Kondensatorkapasitet HT [kW]	Qk	948	948	948	948	948
Vanntemperatur [°C]	Tretur	55,8	55,8	55,8	55,8	55,8
Vanntemperatur [°C]	Ttur	51,8	51,8	51,8	51,8	51,8
Kondensatortrykk [bar]	Pk	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
Kondensatortemperatur [°C]	Tk	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5
Trykkforhold	Pk/Pm	2,22	2,19	2,17	2,16	2,19
VERDIER AMMONIAKK		Løsning 1	Løsning 2	Løsning 3	Løsning 4	Løsning 5
1	T	3,4	4,2	4,6	5,0	4,2
	P	4,9	5,0	5,1	5,2	5,0
	h	1627 261	1628 087	1628 495	1628 900	1628 087
	s	6 139	6 129	6 124	6 119	6 129
	v	0,257	0,250	0,247	0,243	0,250
2' (Ideell verdi)	T	58,5	58,3	58,2	58,2	58,3
	P	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	h	1736 409	1735 199	1734 596	1733 995	1735 199
2 (Reell verdi)	T	70,1	69,7	69,5	69,3	69,7
	P	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	h	1767 195	1765 410	1764 523	1763 637	1765 410
3	T	27,4	27,9	28,2	28,4	27,9
	P	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	h	1646 745	1647 011	1647 141	1647 270	1647 011
4' (Ideell verdi)	T	87,0	86,4	86,1	85,8	86,4
	P	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	h	1758 670	1756 764	1755 816	1754 872	1756 764
4 (Reell verdi)	T	104,6	103,6	103,1	102,6	103,6
	P	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	h	1811340	1808 412	1806 957	1805 508	1808 412
5	T	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5
	P	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	h	635 561	635 561	635 561	635 561	635 561
6	T	27,4	27,9	28,2	28,4	27,9
	P	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	h	635 561	635 561	635 561	635 561	635 561
7	T	27,4	27,9	28,2	28,4	27,9
	P	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	h	491209	493 517	494 669	495 818	493 517
8	T	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	P	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5
	h	491209	493 517	494 669	495 818	493 517
9	T	3,4	4,2	4,6	5,0	4,2
	P	4,9	5,0	5,1	5,2	5,0
	h	377 670	381389	383 249	385 108	381389
UTREGNINGER		Løsning 1	Løsning 2	Løsning 3	Løsning 4	Løsning 5
[kW]	Kjølekapasitet (Q0)	1 167	1 198	1 214	1 230	1 198
[kg/s]	Massestrøm NH3 LT	1,027	1,056	1,071	1,085	1,056
[kg/s]	Massestrøm NH3 LT fordamperkrets	0,934	0,961	0,975	0,989	0,961
[kW]	Teoretisk arbeid LT	112	113	114	114	113
[kW]	Reelt arbeid LT	144	145	146	146	145
[-]	COP 2 kulde	8,12	8,26	8,34	8,41	8,26

Vedlegg 9. Risikovurdering i forbindelse med målinger

 NTNU HMS	Kartlegging av risikofylt aktivitet	Utarbeidet av	Nummer	Dato	
		HMS-avd.	HMSRV2601	22.03.2011	
		Godkjent av	Side	Erstatter	
		Rektor	1 av 1	01.12.2006	



Enhet: EPT

Dato: 13.03.2012

Deltakere ved kartleggingen (m/ funksjon): Kristian Korff, Trygve Eikevik

Kort beskrivelse av hovedaktivitet/hovedprosess: Bygge en målerigg og gjennomføre målinger av temperaturer i et akkumuleringsbasseng på Kongsberg Teknologipark

ID nr.	Aktivitet/prosess	Ansvarlig	Eksisterende dokumentasjon	Eksisterende sikringstiltak	Lov, forskrift o.l.	Kommentar
1	Reise til/fra Kongsberg	Kristian Korff				
2	Bygging av måleutstyr/målerigg + gjennomføring av målinger	Kristian Korff				

 NTNU HMS/KS	Risikovurdering	Utarbeidet av	Nummer	Dato	
		HMS-avd.	HMSRV2603	04.02.2011	
		godkjent av	side	Erstatter	
		Rektor	1 av 2	9.2.2010	

Enhet: EPT

Dato: 13.03.2012

Linjeleder: Olav Bolland



Deltakere ved risikovurderingen (m/ funksjon): Kristian Korff, Trygve Eikevik

ID nr	Aktivitet fra kartleggings-skjemaet	Mulig uønsket hendelse/ belastning	Vurdering av sannsynlighet (1-5)	Vurdering av konsekvens:				Risikoverdi	Kommentarer/status Forslag til tiltak
				Menneske (A-E)	Ytre miljø (A-E)	Øk/ materiell (A-E)	Omdømme (A-E)		
1	Reise til/fra Kongsberg (Offentlig transport)	Bussskraj, flykraj, togkraj, bilkraj	1	A-E				1xA-E	
2	Bygging av måleutstyr/målerigg + gjennomføring av målinger	Fall i basseng	1	A				1xA	
3	Oppholdelse i rom med ammoniakk-anlegg	Ammoniakk-lekkasje, ikke selvforskyldt	1	A				1xA	

Sannsynlighet
 1. Svært liten
 2. Liten
 3. Middels
 4. Stor
 5. Svært stor

Konsekvens
 A. Svært liten
 B. Liten
 C. Moderat
 D. Alvorlig
 E. Svært alvorlig

Risikoverdi (beregnes hver for seg):
 Menneske = Sannsynlighet x Konsekvens Menneske
 Ytre miljø = Sannsynlighet x Konsekvens Ytre miljø
 Økonomi/materiell = Sannsynlighet x Konsekvens Øk/materiell
 Omdømme = Sannsynlighet x Konsekvens Omdømme

NTNU  HMS/KS	Risikovurdering	utarbeidet av	Nummer	Dato	
		HMS-avd.	HMSRV2603	04.02.2011	
		godkjent av Rektor	side 2 av 2	Erstatter 9.2.2010	

Sannsynlighet vurderes etter følgende kriterier:

Svært liten 1	Liten 2	Middels 3	Stor 4	Svært stor 5
1 gang pr 50 år eller sjeldnere	1 gang pr 10 år eller sjeldnere	1 gang pr år eller sjeldnere	1 gang pr måned eller sjeldnere	Skjer ukentlig

Konsekvens vurderes etter følgende kriterier:

Gradering	Menneske	Ytre miljø Vann, jord og luft	Øk/materiell	Omdømme
E Svært Alvorlig	Død	Svært langvarig og ikke reversibel skade	Drifts- eller aktivitetsstans > 1 år.	Troverdighet og respekt betydelig og varig svekket
D Alvorlig	Alvorlig personskade. Mulig uførhet.	Langvarig skade. Lang restitusjonstid	Driftsstans > ½ år Aktivitetsstans i opp til 1 år	Troverdighet og respekt betydelig svekket
C Moderat	Alvorlig personskade.	Mindre skade og lang restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 mnd	Troverdighet og respekt svekket
B Liten	Skade som krever medisinsk behandling	Mindre skade og kort restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 uke	Negativ påvirkning på troverdighet og respekt
A Svært liten	Skade som krever førstehjelp	Ubetydelig skade og kort restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 dag	Liten påvirkning på troverdighet og respekt

Risikoverdi = Sannsynlighet x Konsekvens

Beregn risikoverdi for Menneske. Enheten vurderer selv om de i tillegg vil beregne risikoverdi for Ytre miljø, Økonomi/materiell og Omdømme. I så fall beregnes disse hver for seg.

Til kolonnen "Kommentarer/status, forslag til forebyggende og korrigerende tiltak":

Tiltak kan påvirke både sannsynlighet og konsekvens. Prioriter tiltak som kan forhindre at hendelsen inntreffer, dvs. sannsynlighetsreducerende tiltak foran skjerpet beredskap, dvs. konsekvensreducerende tiltak.

Vedlegg 10. "Paper" Optimization of a 45 bar ammonia heat pump

OPTIMIZATION OF A 45 BAR AMMONIA HEAT PUMP

Master student K. KORFF
Department of Energy and Process Engineering
Kolbjørn Hejes v 1B, 7491 Trondheim
korff@stud.ntnu.no

ABSTRACT

During 2005-2006 a new combined heat pump/refrigeration system was installed in Kongsberg Teknologipark (Technology Park). The system is a two-stage ammonia system whose purpose is to provide process cooling to Volvo Aero Norway (VAN) and FMC Technologies (FMC), which are two companies that have manufacturing and testing facilities in the park. In addition to the process cooling the heat pump delivers heat to the Kongsberg's district heating network. The design cooling capacity and heat output are 1600 kW and 2200 kW respectively. The plant is built with an accumulation tank to accumulate cold water and to level VAN's sometimes huge cooling demands. Thermal stratification is desirable within the tank, in order to get hot water from the upper layer of the tank for the evaporator and cold water from the bottom layer of the tank for the process cooling. However, it has been shown that the thermal stratification in the tank is rather poor.

The purpose of the thesis has been to map the energy and fluid flows in and out of the accumulation tank, in order to see if the stratification problem is caused by large liquid agitation due to large amounts of fluid into and out of the pool. In addition, an analysis of both the process and consequences of variations in the cooling demand is done, and an analysis and calculations on the proposed solutions for optimizing the accumulation tank in terms of energy. The main focus is on the cold side of the plant and the accumulation tank.

Temperature measurements verify the stratification problem by showing that the temperature difference between the top and the bottom layers of the tank is small. Comparisons of temperature measurements and measurements of fluid flow in the tank have shown that stratification is not achieved. This is the case even at the smallest measured

flow of 169 m³/h. If thermal stratification is to be achieved, the fluid flow must be reduced below this level.

The analysis of the process show that from a process cooling perspective the aim should be to keep the cooling capacity at a higher level than the process cooling output at any time, and in this way maintaining a steady flow temperature for the process cooling. This is to avoid unnecessarily large fluid flows that are the result of a high process cooling flow temperature. From an energy optimization's perspective it is desirable to have as hot water as possible flowing to the evaporator, and as low as the district heat temperatures can be, since this gives the best energy factor.

Modifications should therefore be made in the accumulation tank to optimize the flow temperatures of the evaporator and process cooling, either by physically separating cold and warm water, or by enabling thermal stratification by reconnection of pipes in the accumulation tank so that the large fluid flows in the pool will decrease. A solution that improves energy factor of 10.5% is proposed.

1. INTRODUCTION

In 2005-2006 a new ammonia heat pump/refrigeration system was built in Kongsberg Teknologipark (KTP, Kongsberg Technology Park). The system delivers cooling water to two companies within Kongsberg Teknologipark; Volvo Aero Norge and FMC. It also delivers heat to Kongsberg Teknologipark's district heating system. Due to large changes in cooling demand during the day, relatively cold water is accumulated in a tank to ensure enough cooling capacity for the two companies. Optimally the water in the tank is hotter in the top and colder in the bottom. This gives the best possible conditions for the system. Large flows of water in the evaporator- and process cooling circuits causes the thermal stratification to be far from optimal.

This paper discusses:

- Mapping of energy and water flows in and out of the accumulation tank
- Different technical solutions to the thermal stratification problem in the accumulation tank
- Analysis of the heat pump/refrigeration system and consequences of the change in cooling demand during the day.

2. DESCRIPTION OF THE SYSTEM

2.1. Kongsberg teknologipark



Figure 1. Kongsberg teknologipark (Kongsberg 2011).

There are 40 companies stationed in Kongsberg teknologipark. These companies employ 5500 persons and together the companies have a turnover of approximately 30 billion NOK (Kongsberg 2012). KTP owns and operate both a district heating system and a district cooling system, that deliver heat and cooling to the companies in the technology park. Figure 1 shows a overview photo of Kongsberg Teknologipark.

2.2. The heat pump/refrigeration system and main components

Two of the companies in the technology park is Volvo Aero Norge (VAN) and FMC technologies. VAN produces parts to the flight industry and FMC is a oil industry company that uses their premises in the technology park for equipment testing. The installation is built to satisfy the cooling demand both for VAN's and FMC's activities on the area. At the same time, the installation delivers heat to KTP's district heating system. The evaporator

gets surplus heat from cooling of VAN’s hardening furnaces and production machineries, and FMC’s testing facilities. The use of the system depends on the climate. In the winter the condensing heat is delivered to the district heating system with a water temperature of approximately 70,5 °C. In the summer time, when the need for heating is lesser or none, the surplus heat from the intermediate pressure receiver is cooled in a intermediate condenser and the water from the intermediate condenser is then cooled either by a cooling tower or water from the nearby river. Normal pressure levels are approximately 5 bar low pressure, 13 bar intermediate pressure and 40 bar high pressure.

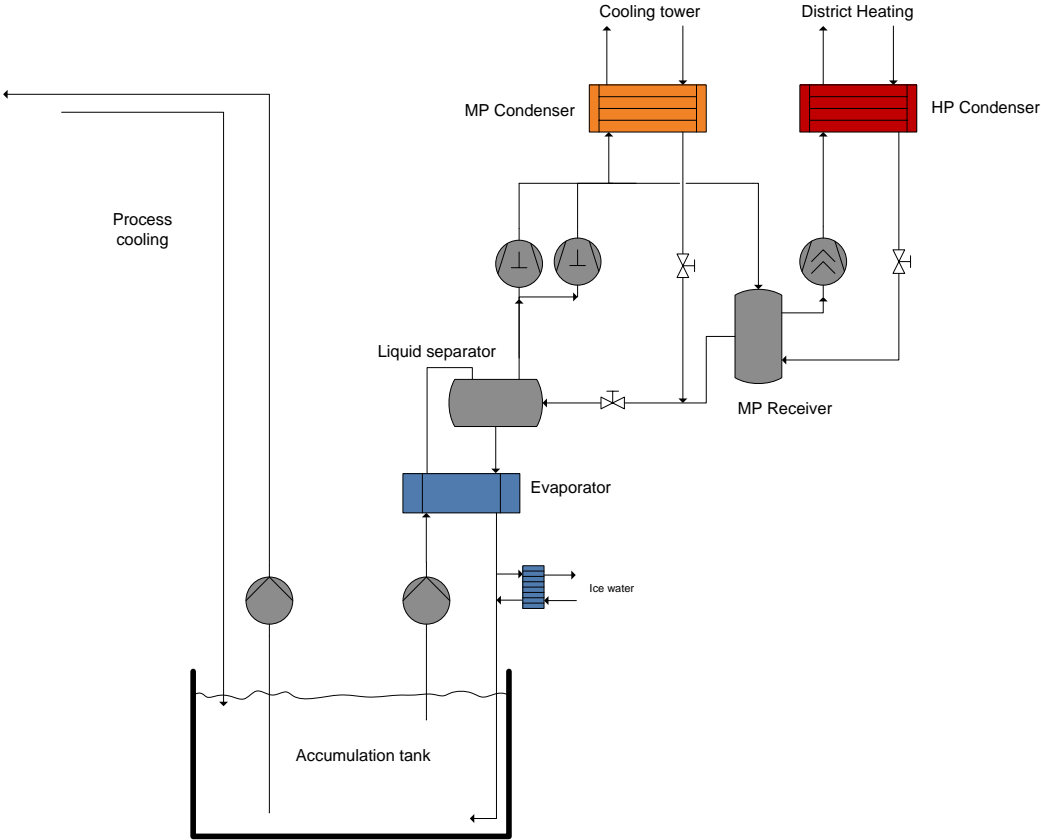


Figure 2. Sketch of the heat pump/refrigeration system.

Figure 2 shows a sketch of the heat pump/refrigeration system. The installation is a combined heat pump/refrigeration system. The system is built as a two stage ammonia system with two low pressure piston compressors. The evaporator is a filled plate evaporator, which uses the self circulation principle to get liquid ammonia from the liquid separator tank. The compressed gas from the low pressure compressors is then blown under the fluid level in the intermediate pressure receiver. Here the gas is cooled down to

saturation. In the summer time, when the need for heat is low, the heat is dumped into a water cooled intermediate pressure condenser as mentioned. The water from the intermediate pressure condenser is either cooled in a cooling tower or by the nearby river, and this heat is thus not utilized. When there is need for heat, saturated gas is sucked into a high pressure screw compressor, and the superheated high pressure gas is cooled and condensed in a “tube and shell” high pressure condenser, by the district heating water flow.

Table 1 shows the main components in the system.

Main Components			
Component	Type	Capacity	Other specifications / Dimensional values
LP - Compressors (reciprocating) x 2	MYCOM - 8L		Swept volume: 651 m ³ /h Power requirement: 112 kW
HP - Compressor (screw)	Howden		Suction volume: 815 m ³ /h Power requirement: 375 kW
Evaporator (plate heat exchanger)	Alfa Laval - T20 BWFG	1600 kW	Evaporating temperature: +8 °C Water flow: 25,28 kg/s Water temperature in/out: +24 °C / +12 °C
Liquid separator			Diameter: 1,2 m Length: 2,5 m
MP - receiver (vertical)			Diameter: 1,0 m Length: 2,0 m
MP - condenser (plate heat exchanger)	Alfa Laval MK15 BWFDR	1538 kW	Condensation temperature: +40 °C Water temperature in/out: +28 °C / 35 °C
HP - condenser (plate and shell)	Vahterhus PSHE 5HH-492/2/1	2144 kW	Condensation temperature: 73,5 °C Water temperature in/ou: +62 °C / 70,5 °C

Table 1. Main components in the system (Kongsberg 2011).

2.3. The accumulation tank and the system around

The cold water produced in the evaporator is stored in a 500 m³ large water accumulation tank which is built under the room where the heat pump/refrigeration system is located. This solution is chosen to ensure cooling to VAN and FMC at all times, since the companies'

cooling demand is strongly variable throughout the day. Figure 3 shows the accumulation tank and the process cooling circuits.

The piping is placed in a way that the evaporator gets water from the top layer of the accumulation tank, where the warmest water should be located. Likewise the process cooling gets its water from the bottom layer of the accumulation tank, which should contain the coldest water in the tank. The return pipes is located high in the tank for the process cooling and low in the tank for the evaporator. This is done to try to get the best stratification as possible.

However, it turns out, accordingly to Kongsberg, that the magnitude of the flows in and out of the accumulation tank causes thermal stratification to fail. As a result, the temperature in the accumulation tank is nearly constant at every height.

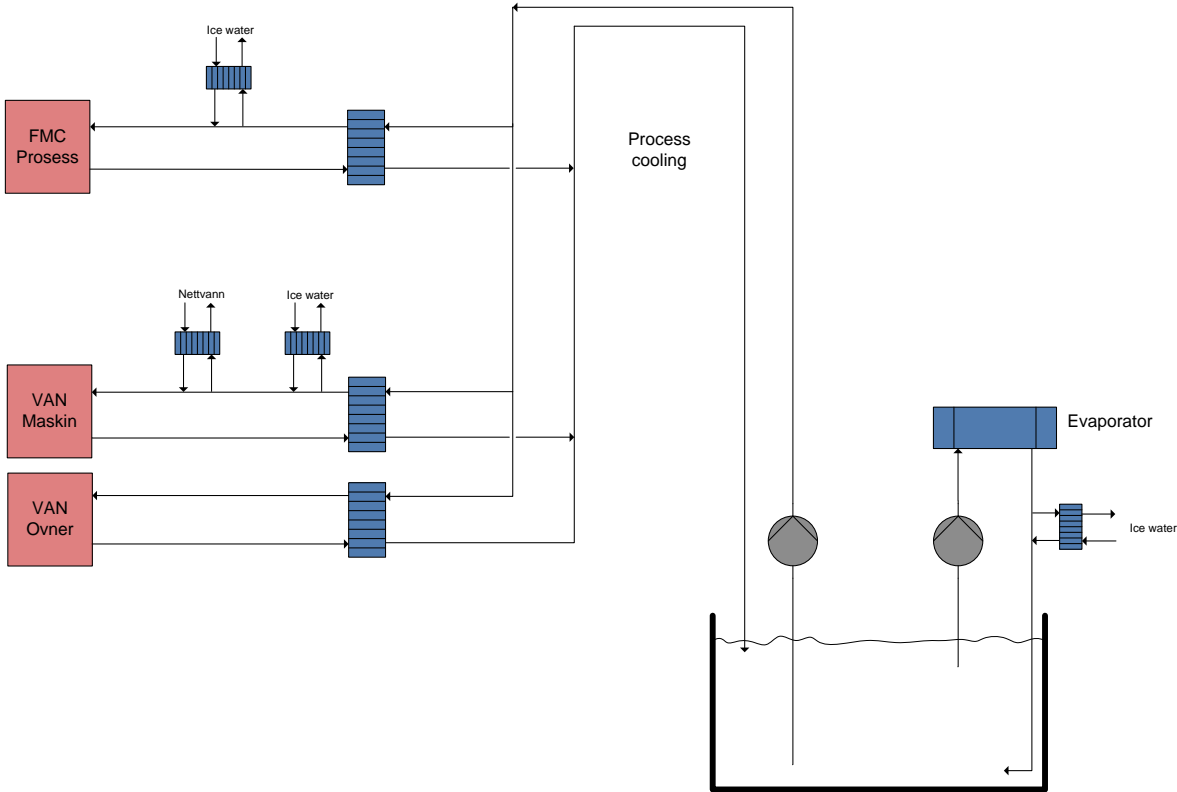


Figure 3. The cooling circuits to VAN and FMC together with the accumulation tank.

3. MAIN RESULTS OF MEASUREMENTS AND CALCULATIONS

3.1. Temperatures and energy- and liquid flows in the accumulation tank

The evaporator circuit has a stable constant flow rate of 134 m³/h. The reason for this is to ensure stable conditions for the evaporator (Kongsberg 2012). The flow rate of the process cooling is however varying throughout the measuring period.

Figure 4 shows the top and bottom temperatures and the flow temperature of the process cooling in the accumulation tank, together with the total water flow. From the figure it can be observed that the temperature difference between the top and the bottom in the tank is pretty low throughout the measuring period, thus the thermal stratification is poor. The maximum value is 0,7 °C.

Comparisons of temperature measurements and measurements of fluid flow in the tank shows that stratification is not achieved. This is the case even at the smallest measured flow of 169 m³/h. If thermal stratification is to be achieved, the fluid flow must be reduced below this level.

The light blue graph represents the flow temperature to the process cooling. This graph is above both top and bottom temperatures in the tank. The reason for this is unknown, but the situation is not desirable, and far from optimal. The temperature of the flow process cooling should be approximately the temperature of the bottom of the tank, since this is the lowest, and process cooling needs as cold water as possible.

The reason for the peaks in water flow at 19th and 26th of April is discussed later.

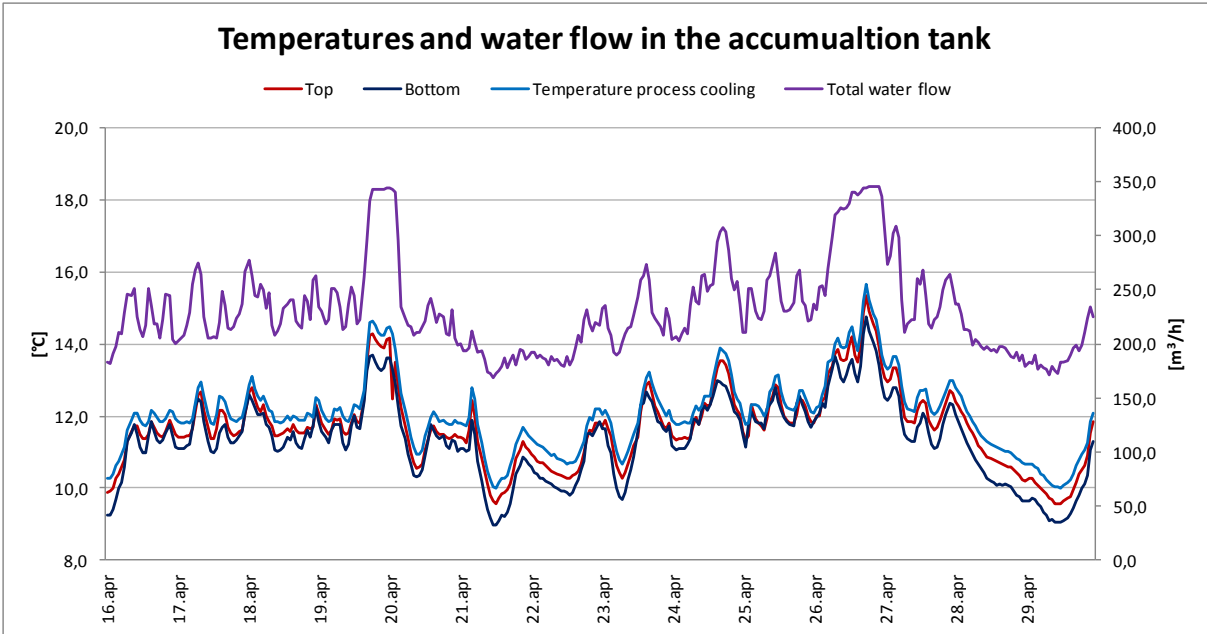


Figure 4. Top and bottom temperatures and the temperature of the process cooling in the accumulation tank, together with the total water flow.

Figure 5 shows the relation between the calculated cooling capacity (Q_0 - dark blue graph) and the measured output for process cooling (green graph).

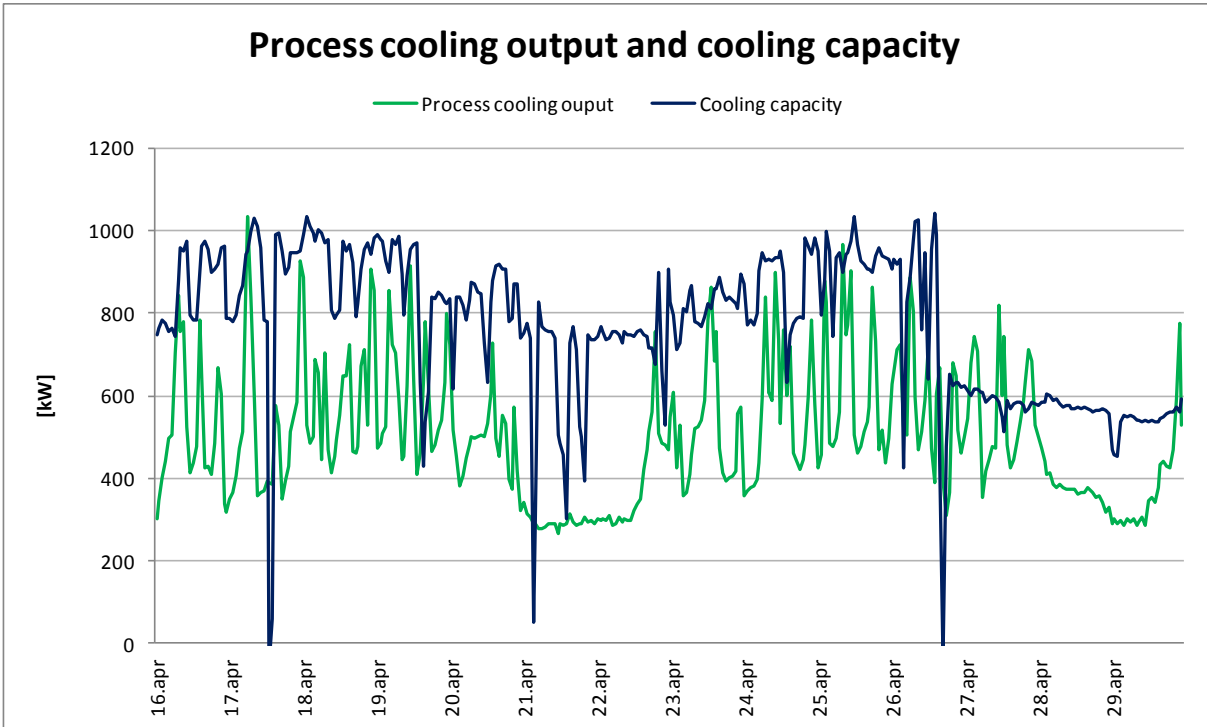


Figure 5. The relation between the calculated cooling capacity (Q_0 - dark blue graph) and the measured output for process cooling (green graph).

The graphs show that the cooling capacity is slightly above the process cooling output in big parts of the time period. This is necessary to keep the temperature in the tank, and thus the flow temperature to the process cooling, sufficiently low. The temperature in the tank drops in periods when the cooling capacity is significantly greater than the process cooling output, as can be seen when comparing Figure 4 and Figure 5. The unit is designed to deliver water to the process cooling that holds 12° C. In much of the period, this is the case, but several times the temperature is above 13° C and a couple of times up to 15-16 ° C. Such high temperature is not desirable. The reason that the tank temperature rises in certain periods can be seen from the graphs. In these periods the process cooling output is larger than the cooling capacity.

3.2. Analysis of the heat pump/refrigeration system and consequences of the change in cooling demand during the day

Figure 6 shows the flow temperatures for process cooling (light blue graph) and evaporator (red graph). It also shows return temperatures from the process cooling (pink graph) and the evaporator (dark blue graph).

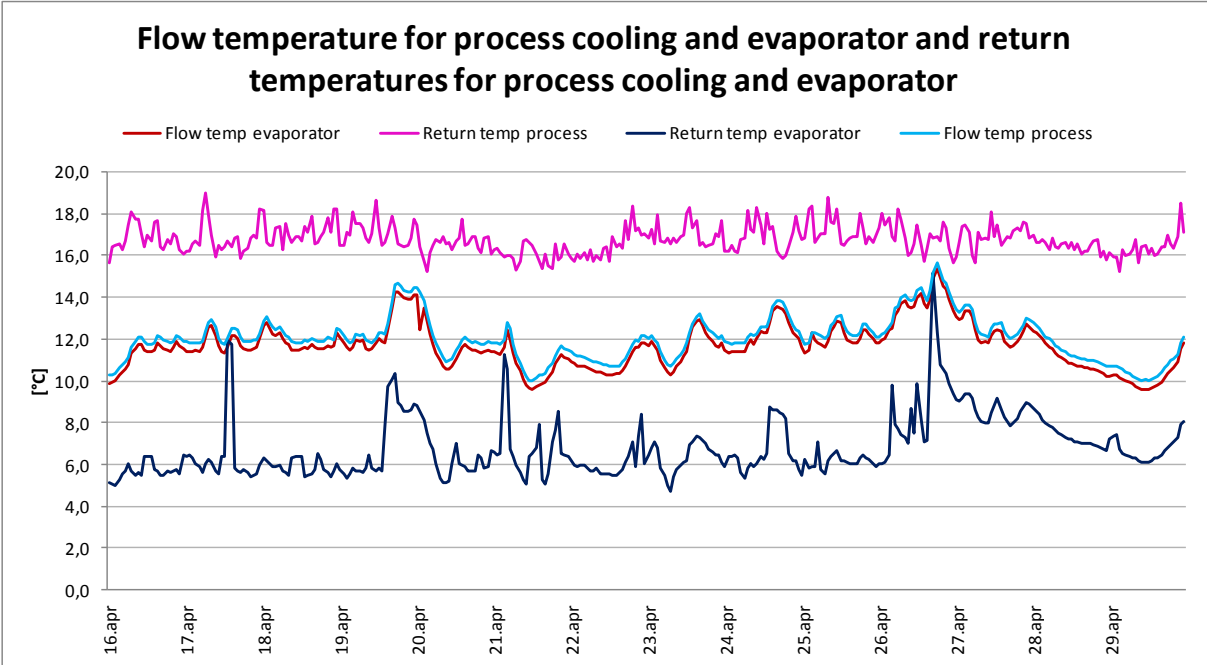


Figure 6. Flow temperatures for process cooling (light blue graph) and evaporator (red graph) and return temperatures from the process cooling (pink graph) and the evaporator (dark blue graph).

The variations in the ratio between the cooling capacity and the process cooling in Figure 5, causes the temperature in the tank to vary. The reason for the peaks in water flow at 19th

and 26th of April is a sudden rise of the flow temperature to the process cooling, due to higher process cooling output than cooling capacity. As a result of this, VAN must increase fluid flow to the process cooling to get full cooling of their processes. This can be seen from Figure 4, where the total fluid flow is shown. On the 19th of April the process cooling fluid flow rises dramatically from 88 m³/h up to 208 m³/h. This gives a total water flow of approximately 350 m³/h. The reason for this sudden peak is because the flow temperature to the process cooling increases, while the return temperature remains relatively stable. This means that the temperature difference between flow and return temperature here is at its lowest, with a temperature difference of only 2 °C.

Figure 7 shows the energy factor (yellow graph), COP 1 and COP 2 for cooling (blue and purple graph), and COP 3 for heat (green graph) over the period. The different efficiency factors are defined as follow (Bredesen, Eikevik et al. 2011) (Stene 2001):

$$COP\ 1_{cooling} = \frac{Q_0}{W_{tot}} \qquad COP\ 2_{cooling} = \frac{Q_0}{W_{LP}}$$

$$COP\ 3_{heat} = \frac{Q_c}{W_{tot}} \qquad \pi = \frac{Q_0 + Q_c}{W_{tot}}$$

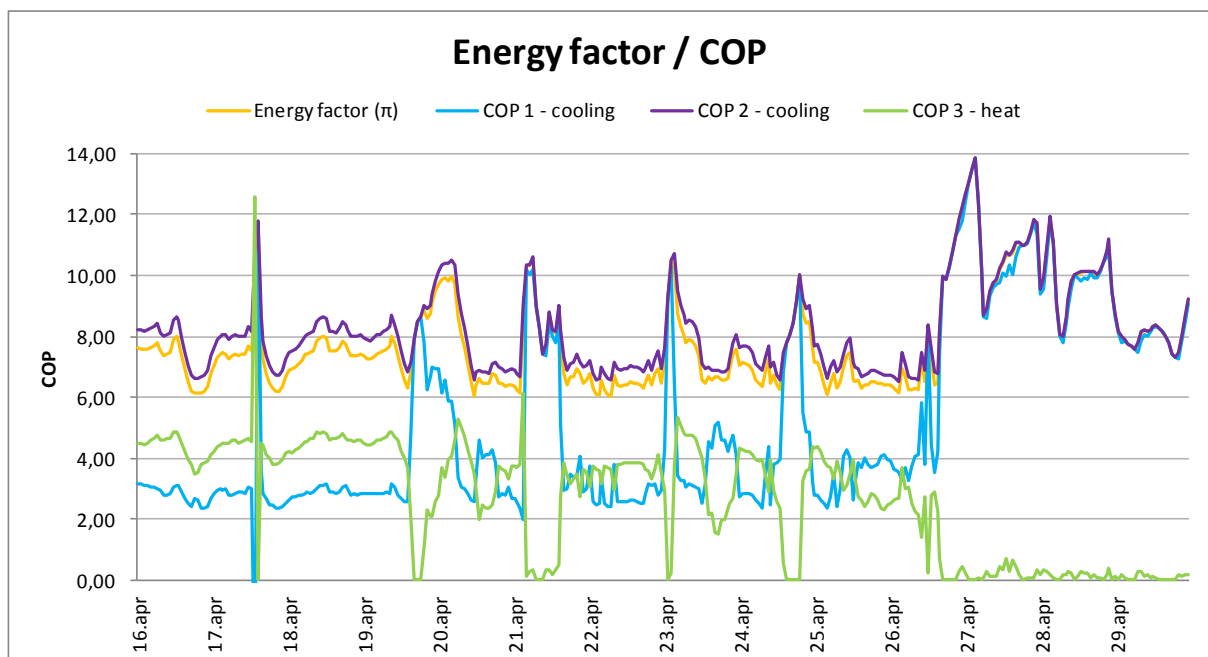


Figure 7. Energy factor and different COP's throughout the measuring period.

The energy factor (π) is the one of the four factors that is most significant for the plant, because this represents the total efficiency of the plant.

The energy factor fluctuates between 6,05 as a minimum and 13,87 as maximum, and it stays between 6,0 and 8,5 with some peaks exceeding 10,0 in throughout most of the time period. The average value is 7,86. The fluctuations indicate instability in the plants working conditions. But despite the instability the energy factor is relatively high the period.

The energy factor is dependent on the evaporation flow temperature, and the district heating circuit temperature, since these temperatures control the evaporation temperature and the condensation temperature. From an energy optimization's perspective it is desirable to have as hot water as possible flowing to the evaporator, and as cold water as possible flowing to the condenser in the district heat circuit. This gives the lowest pressure ratio, and also the best energy factor.

4. PROPOSED SOLUTIONS TO OPTIMIZE THE ACCUMULATION TANK

4.1. The different solutions

To improve the thermal stratification in the accumulation tank, and thus improve energy recovery in the tank, it has been suggested five possible solutions to the problem. The solutions are showed in Figure 8. All solutions have in common that they either have the function to reduce the agitation of water in the tank, or to separate the cold and warm water from each other and thus achieve greater temperature difference between cold and warm water. This is done to make the system as optimal as possible when it comes to water temperatures. Optimally, the evaporator should be provided with water with high temperature, and process cooling should be provided with water with a cold temperature.

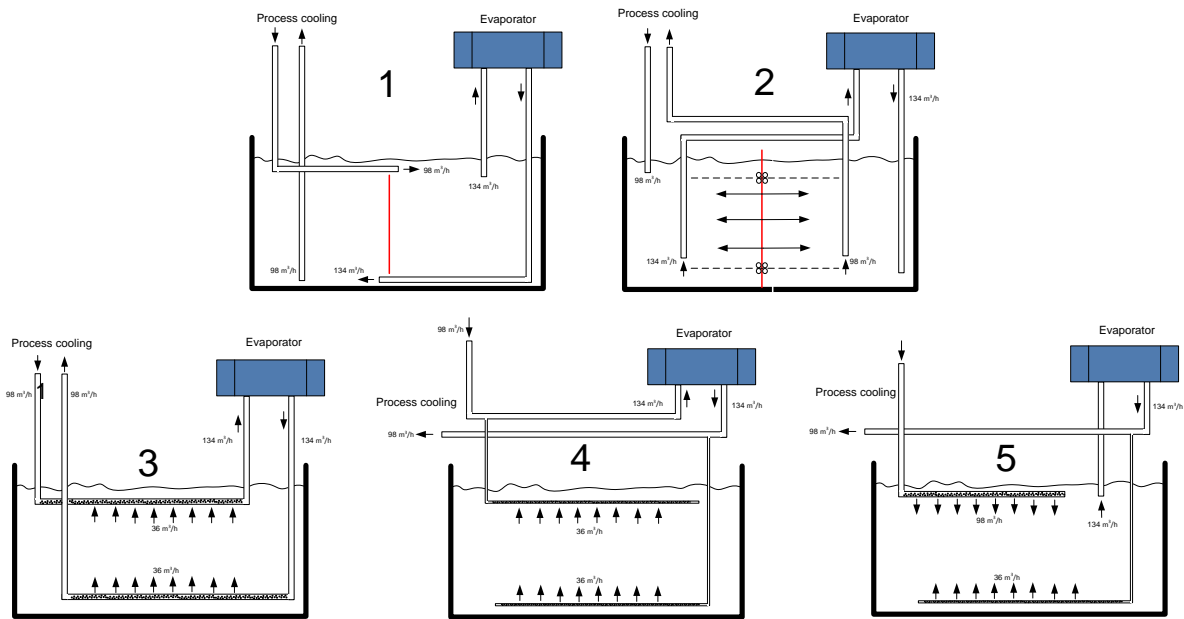


Figure 8. Different system solutions for improving the thermal stratification and the energy recovery in the accumulation tank.

4.2. Results of calculations

Table 2 shows a complete overview of the main assumptions and calculated results for the five different solutions. White background symbolizes an assumption and colored background symbolizes a calculated value. The table shows that the cooling capacity and COP changes quite a lot, with only small changes in flow temperature into the evaporator.

Assumptions and results - Solutions for optimization			Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5
	What						
Assumptions	Water flow evaporator [m ³ /h]	m _{H2O}	134	134	134	134	134
	Evaporation temperature [°C]	T ₀	3,4	4,2	4,6	5,0	4,2
	Return temperature evaporator [°C]	T _{return}	7,3	8,2	8,5	8,9	8,2
	Flow temperature evaporator [°C]	T _{flow}	14,8	15,8	16,3	16,8	15,8
	Temperature difference evaporator [°C]	ΔT _{evaporator}	7,5	7,6	7,8	7,9	7,6
	Evaporation pressure [bar]	P ₀	4,9	5,0	5,1	5,2	5,0
	Intermediate pressure [bar]	P _m	10,8	11,0	11,0	11,1	11,0
	Condensation pressure HP [bar]	P _c	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	Condensation temperature HP [°C]	T _c	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5
	Compression ratio	P _c /P _m	2,22	2,19	2,17	2,16	2,19
Results	Cooling capacity [kW]	Q ₀	1 167	1 198	1 214	1 230	1 198
	Mass flow NH ₃ LP [kg/s]	m _{NH3 LP}	1,027	1,056	1,071	1,085	1,056
	Compressor work LP [kW]	W _{LP}	144	145	146	146	145
	Refrigeration factor	COP 2	8,12	8,26	8,34	8,41	8,26

Table 2. The most important assumptions and results of calculations for the different solutions.

If one of the solutions is to be selected, the refrigeration factor, cost and feasibility should be weighed against each other to achieve the best choice. With the assumptions made, solution 4 is the best measure improvement in terms of energy efficiency. Although it is not the easiest of the solutions, it is relatively easy, and this solution is recommended.

5. CONCLUSION

Temperature measurements verify the stratification problem by showing that the temperature difference between the top and the bottom layers of the tank is small. Comparisons of temperature measurements and measurements of fluid flow in the tank have shown that stratification is not achieved. This is the case even at the smallest measured flow of 169 m³/h. If thermal stratification is to be achieved, the fluid flow must be reduced below this level.

The analysis of the process show that from a process cooling perspective the aim should be to keep the cooling capacity at a higher level than the process cooling output at any time, and in this way maintaining a steady flow temperature for the process cooling. This is to avoid unnecessarily large fluid flows that are the result of a high process cooling flow temperature. From an energy optimization's perspective it is desirable to have as hot water as possible into the evaporator, since this gives the best energy factor.

Modifications should therefore be made in the accumulation tank to optimize the flow temperatures of the evaporator and process cooling, either by physically separating cold and warm water, or by enabling thermal stratification by reconnection of pipes in the accumulation tank so that the large fluid flows in the pool will decrease. A solution that improves energy factor of 10.5% is proposed.

6. REFERENCES

Bredesen, A. M., T. Eikevik, et al. (2011). "Heat pumping process and systems - Thermodynamic Analysis."

Kongsberg, A. (2011). Samtaler med og stoff fått av Per Kristian Lange ved Kongsberg teknologipark.

Kongsberg, A. (2012). "Kongsberg Teknologipark." Retrieved 20.03, 2012, from <http://www.kongsberg-teknologipark.no/sider/artikler.asp?mal=Forsidemal&ant=5&nyhet=true&type=nyhet&kat=Norsk&meny=Venstremeny&forside=true>.

Kongsberg, A. (2012). Samtaler med og stoff fått av Per Kristian Lange ved Kongsberg teknologipark.

Stene, J. (2001). Varmepumper: grunnleggende varmepumpeteknikk. Trondheim, SINTEF.