

Analyse av eit varmepumpeanlegg ved ei produksjonsbedrift

Silje Eik Kalve

Master i energi og miljø
Oppgåva levert: Juni 2009
Hovudrettleiar: Jørn Stene, EPT

Oppgåvetekst

Bakgrunn

Frank Mohn Fusa er ei stor produksjonsbedrift av pumper og lensesystem til båtar. På Venjanaset sør for Bergen har dei eit stort industrianlegg med mange produksjonshallar, kor eit varmepumpesystem vert nytta til kjøling av hydraulikkolje frå prøvestanden heile året. Anlegget varmar opp ventilasjonsluft via væskekopla varmebatteri, og om vinteren vert anlegget nytta til oppvarming av lufta i produksjonshallane via viftebatteri. Varmepumpesystemet på industrianlegget er under utbygging, og i februar/mars 2009 vil det vera tre varmepumpeaggregat i drift. Eit varmepumpeaggregat nyttar ammoniakk som arbeidsmedium, medan to varmepumpeaggregat nyttar R134a. Sjøvatn vert nytta som varmekjelde med ei indirekte systemløyning

Ammoniakkvarmepumpa er utstyrt med to stempelkompressorar i parallell på 90 og 55 kW. Den dimensjonerande varmeytinga ved 42/38 gr.C tur-/returtemperatur i varmedistribusjonssystemet er om lag 500 kW. Dei to varmepumpene som nyttar R134a som arbeidsmedium har ei varmeyting på 500 kW og 1100 kW ved 40/30 gr.C tur-/returtemperatur. Som spisslast vert det brukt ein elektrokjel på 225 kW og ein oljekjel på 1100 kW. Dei tre varmepumpeaggregata og spisslast einingane er etter ombygginga av anlegget skild frå varmedistribusjonssystemet med fira varmevekslarar.

Mål

Målet med oppgåva er å gjera ei detaljert analyse av varmepumpesystemet på Frank Mohn Fusa gjennom teoretiske vurderingar, utrekningar (simuleringar) og målingar.

1. Gje ei detaljert skildring av varmepumpesystemet
2. Vurder komponentval, utforming og reguleringsstrategi for varmepumpesystemet, og gje forslag til forbetring av systemet.
3. Analyser varmepumpesystemet gjennom teoretiske utrekningar (simuleringar) og målingar.
4. Vurdera system for oljeretur for ammoniakkvarmepumpa, og gje forslag til forbetringar.

Medrettleiar: Tore Hjerkin, Multiconsult AS

Oppgåva gitt: 21. januar 2009

Hovudrettleiar: Jørn Stene, EPT



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Silje Eik Kalve

Våren 2009

Analyse av varmepumpesystem ved en produksjonsbedrift

Analysis of a Heat Pump System at a Manufacturing Company

Bakgrunn

Frank Mohn Fusa er en stor produksjonsbedrift av pumper og lense-systemer til båter. På Venjane-set sør for Bergen har de et stort industrianlegg med mange produksjonshaller, hvor et varmepumpesystem blir brukt til kjøling av hydraulikkolje fra prøvestanden hele året. Anlegget sørger også for oppvarming av ventilasjonsluft via væskekopledede varmebatterier, og om vinteren blir anlegget benyttet til oppvarming av luften i produksjonshallene via viftebatterier. Varmesystemet på industrianlegget er under utbygging, og i februar/mars 2009 vil det være tre varmepumpeaggregater i drift. Ett varmepumpeaggregat benytter ammoniakk som arbeidsmedium mens to varmepumpeaggregater benytter R134a. Sjøvann blir brukt som varmekilde med en indirekte systemløsning.

Ammoniakkvarmepumpen er utstyrt med to stempelkompressorer i parallell på 90 og 55 kW. Den dimensjonerende varmeytelsen ved 42/38°C tur-/returtemperatur i varmedistribusjonssystemet er ca. 500 kW. De to varmepumpene som benytter R134a som arbeidsmedium har en varmeytelse på 500 kW og 1100 kW ved 40/30°C tur-/returtemperatur. Som spisslast blir det brukt en elektrokjel på 225 kW og en oljekjel på 1100 kW. De tre varmepumpeaggregatene og spisslastenhetene er etter ombyggingen av anlegget skilt fra varmedistribusjonssystemet med fire varmevekslere.

Mål

Målet med oppgaven er å foreta en detaljert analyse av varmepumpesystemet på Frank Mohn Fusa gjennom teoretiske vurderinger, beregninger (simuleringer) og målinger.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Gi en detaljert beskrivelse av varmepumpesystemet.
2. Vurdere komponentvalg, utforming og reguleringsstrategi for varmepumpesystemet, og gi forslag til forbedringer av systemet.
3. Analysere varmepumpesystemet gjennom teoretiske beregninger (simuleringer) og målinger.
4. Vurdere systemer for oljeretur for ammoniakk-varmepumpen, og gi forslag til forbedringer.

---- " ----

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende 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 prosesseteknikk.

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

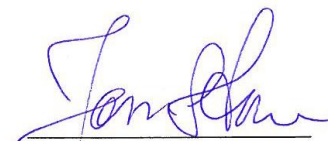
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi og prosesseteknikk, 12. januar 2009



Johan Hustad
Instituttleder


Jørn Stene
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e): Tore Hjerkin, Multiconsult AS

Forord

Denne masteroppgåva er skriven ved Noregs teknisk- naturvitenskaplege universitet (NTNU), Institutt for energi- og prosessteknikk våren 2009. Masteroppgåva har tittelen: "Analyse av eit varmpumpesystem ved ei produksjonsbedrift".

I denne oppgåva vert det totale varmpumpeanlegget på Frank Mohn Fusa sør for Bergen studert nærare. Hausten 2008 skreiv eg ei prosjektoppgåve der eg såg på ein del av varmpumpeanlegget, og denne masteroppgåva vert ei vidareføring av prosjektoppgåva. I denne rapporten vert det vist til prosjektoppgåva, og berre den aller viktigaste informasjonen vert teken med på nytt i denne rapporten. Det er sett som føresetnad at varmpumpeteknologi er kjend for lesaren av rapporten.

Det er i hovudsak kun dei to varmpumpene med ammoniakk (R717) og R134a som vert analysert og omtalt i denne rapporten. Den vidare utbygginga av varmeanlegget har vorte utsett, og det tredje varmpumpa som skulle vorte installert i februar 2009, vert først sett opp hausten 2009.

Arbeidet denne våren har mellom anna vore:

- innhenta tilstrekkeleg informasjon kring det totale varmpumpesystemet
- setja seg inn i og analysera det totale varmpumpesystemet
- setja seg inn i måleutstyr som skulle nyttast til måling av volumstraum, vassstemperatur og tilført effekt på R134a-varmpumpa
- kalibrera volumstraumsmålar ved vasskraftlaboratoriet på NTNU
- setja opp måleutstyret på R134a-varmpumpa
- setja opp måleutstyr for måling av trykkørstyrtemperaturen på R717-varmpumpa
- henta ut informasjon frå SD-anlegget kring målingane av effektfaktoren på R717-varmpumpa
- analyse av feilmålingar frå energimålaren på R717-varmpumpa
- analysera måledata og luka ut feilmålingar
- framstilla dei ulike måleresultata i diagram
- senda inn oljeprøve frå kompressorane i R717-varmpumpa til analyse
- kartleggja oljeutkastet frå kompressorane på R717-varmpumpa
- henta informasjon kring automatisk oljeretur frå tilsvarande ammoniakkvarmpumpeanlegg

For å verta kjend med utvidinga av varmpumpeanlegget og for oppsetjing av måleutstyr, har eg denne våren vore til saman sju dagar på anlegget på Frank Mohn. På enkelte områder har det vore veldig vanskeleg å få tak i tilstrekkeleg informasjon, og dette har avgrensa kor mykje som har vore mogleg å rekna på. Det har også vore vanskeleg å få tilstrekkeleg informasjon frå leverandør av R717-varmpumpa kring oljeutskiljarane og grunnlag for val av oljetype på kompressorane. Mykje av informasjonen kring R134a-varmpumpa vart først kjend i mai månad, då eg fekk data frå igongkøyringa av aggregatet frå leverandøren EPTEC. Etter mange telefonsamtalar til EPTEC er det framleis manglande informasjon kring fordamparen, kondensatoren, samt dimensjonerande fordamping- og kondenseringstemperatur. Dette har gjort det umogleg å rekna spesifikt på R134a-varmpumpa.

Ut frå erfaringar er det lurt å verta kjend med måleutstyret før ein tek det med seg ut på anlegg. Derfor vart utstyret montert opp i Vasskraftlaboratoriet på NTNU. Dette var ein godt eigna stad for kalibrering av målaren. Men det vart dessverre to veker forsinking med kalibreringa, grunna at det var vedlikehald på anlegget, noko som igjen forseinka reisa til Bergen og oppsett av måleutstyret på anlegget. Dette var uheldig sidan eg i utgangspunktet ynskte ein så lang måleperiode som mogleg.

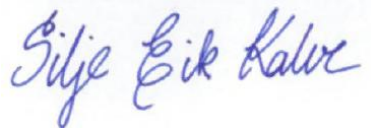
Mykje av arbeidet har gått med til å setja meg inn i måleutstyret samt gjera ei kalibrering av utstyret, før det vart sett opp på R134a-varmpumpa på Frank Mohn Fusa. Det har også vore mykje arbeid med å framstilla måleresultata frå R134a-varmpumpa, dette har ført til at det ikkje har vore tilstrekkeleg tid til ei grundig analyse. Hausten 2008 vart det montert måleutstyr på R717-varmpumpa. Det har vår 2009 vist seg at energimålaren ikkje fungerer heilt som den skulle, noko som har ført til ekstraarbeid med å luka ut alle dei feile måledata.

Eg vil retta ei stor takk til Tore Hjerkin og Svein Nytræ hos Multiconsult i Bergen for all informasjonen eg har fått om anlegget samt svar på mange spørsmål. Eg vil også retta ei stor takk til hovudretteleiareren min Jørn Stene for god oppfølging og gode råd.

Til slutt vil eg også takka:

- Olav Vindenes, driftsansvarleg ved Frank Mohn Fusa AS
- Helge Lunde, Thermoconsult AS
- Kevin Hughes, Invicta AS
- Tore Strand, Teknotherm AS (service)
- Torgeir Myklebust, Klüber AS
- Terje Aamelfot, driftsansvarleg Statoil Rotvoll
- John Hegdal, Celsiusteknikk AS, ansvarleg for SD-anlegget
- Ole Eide, Celsiusteknikk AS, ansvarleg for SD-anlegget
- Stein Terje Brekke, Teknotherm AS
- Reidar Tellebon, lab energi- og prosessteknikk, NTNU
- Idun Østgård og Joar Grilstad, Vasskraftlaboratoriet NTNU
- Helge Laukholm og Knut Ljostveit, Lab energi- og prosessteknikk NTNU (utlån av utstyr)
- Jorunn Eikanger, IT-avdelinga Frank Mohn Fusa

Trondheim 29. juni 2009



Silje Eik Kalve

Samandrag

I denne masteroppgåva vert varmpumpesystemet på industriområdet til Frank Mohn Fusa AS på Venjanaset sør for Bergen studert nærare gjennom analyse og målingar. Frank Mohn Fusa er ei stor produksjonsbedrift av pumper og lensesystem til båtar, og på industrianlegget vert eit varmpumpesystem nytta til kjøling av hydraulikkolje og oppvarming av produksjonshallane og Framo Aktiv treningscenter. Varmepumpesystemet er samansett av to varmpumper som nyttar sjøvatn frå 60 meters djup som varmekjelde. Varmeopptaket skjer ved ei indirekte systemløyning. Sjøvatnet vert fyrst veksla mot 20% etylenglykol, og deretter vert sekundærmediet veksla mot arbeidsmediet i fordamparen. Ut i frå varmpumpene er det eit vassbore varmesystem ut til dei ulike bygga.

Den eine varmpumpa nyttar ammoniakk (NH_3 , R717) som arbeidsmedium og er plassert i teknisk varmesentral. Den har ei maksimal varmeyting på 500 kW ved 3,5 °C inngåande glykoltemperatur til fordamparen (dimensjonerande i 1998) og 42 °C utgåande vasstemperatur frå kondensatoren, og den har vore i drift i sidan hausten 1998. Den andre varmpumpa som vart starta opp januar 2009, nyttar R134a som arbeidsmedium og er plassert i kjellaren i hall 16. Den har ei maksimal varmeyting på 1090 kW ved 7 °C inngåande glykoltemperatur til fordamparen og 50 °C utgåande vasstemperatur frå kondensatoren.

Det har dei siste åra vorte arbeida med utviding av varmeanlegget på Frank Mohn Fusa. Det siste trinnet av utbygginga vert gjort hausten 2009, når ei R134a-varmpumpe vert installert i teknisk varmesentral. Denne varmpumpa vil ha ei maksimal varmeyting på 500 kW ved 7 °C inngåande glykoltemperatur til fordamparen og 44 °C utgåande vasstemperatur frå kondensatoren.

I oppgåva er det lagt vekt på å gjera målingar av effektfaktoren (COP) til dei to varmpumpene under varierende driftstilhøve. Hausten 2008 vart det sett opp måleutstyr på R717-varmpumpa. Det vart montert inn ein volumstrømsmålar på vassrøret inn til kondensatoren med to tilhøyrande temperaturfølarar på inn- og utgåande vassrør til kondensatoren, samt ein nettanalysator på kvar av stempelkompressorane. Dette måleutstyret vart kopla opp mot SD-anlegget, og målingane starta i desember 2008. Våren 2009 vart det også sett opp måleutstyr på R134a-varmpumpa for ein kort periode. Det vart montert opp ein volumstrømsmålar på utsida av vassrøret ut av kondensatoren med tilhøyrande termoelement på inn- og utgåande vassrør til kondensatoren samt ein nettanalysator for måling av samla effekt tilført dei tre skruekompressorane.

Ut i frå simuleringar av igongkøyring av aggregatet i Cool Pack, har R134a-varmepumpa ein COP på 3,3, som utgjer ei energisparing på 70 % samanlikna med elektrisitet som oppvarming.

Gjennomsnittleg COP til R717-varmepumpa var 3,5 (71% energisparing) ut i frå målingane frå desember 2008 til mai 2009. Dersom ein ser nærare på måleperioden frå 18. desember til 31. mars var den gjennomsnittlege COPen om lag 3,6 (72% energisparing). Til samanlikning var den gjennomsnittlege COPen mellom 1. april og 27. mai 2009 lik 3,3 (70% energisparing). I den siste tidsperioden (01.04 - 27.05) var den tilførte effekten til kompressorane 52% av tilført effekt i den fyrste tidsperioden (18.12 -31.03) samt at den leverte varmemengda var 49% den leverte varmemengda i den fyrste tidsperioden. Ut i frå dette kan ein konkludere at R717-varmepumpa kun har 7% reduksjon i COP ved 50% dellast, og dette kun utgjer 2%-poeng reduksjon i energisparing.

Gjennomsnittleg COP til R134a-varmepumpa var om lag 3,0 (66 % energisparing) i måleperioden frå 6. mars til 5. april 2009. Dette gjer 4% lågare energisparing samanlikna med simuleringa, dette skuldast at varmepumpa har gått på dellast i heile måleperioden, medan simuleringa vart gjort av igongkøyringa sidan dette var dei einaste sikre data som var å få tak i forhold til fordamping- og kondenseringstemperatur for R134a-varmepumpa. COPen har variert mykje over tida sjølv om varmebehovet har vore nokså konstant. Målingar viser at det vart i gjennomsnitt tilført 35% (105 av 300 kW) av maksimal effekt til kompressorane, samstundes som det vart i gjennomsnitt levert 28% (309 av 1090 kW) av maksimal varmemengd. Målingane ved dellast gav ein høgare COP enn venta, sidan erfaring frå andre varmepumpeanlegg med skruekompressorar og sleideregulering har gitt relativ låg COP på dellast.

Ved samanlikning av måleresultata frå begge varmepumpene på dellast, ser ein at R717-varmepumpa (COP =3,3, 70% energisparing) kjem ut med ein høgare COP ved dellast enn R134a-varmepumpa (COP =3,0, 67% energisparing). Dette tyder at R134a-varmepumpa ikkje bør ha så lang driftstid på dellast, og det kan endrast ved å leggja om varmerøyra til forbrukaren Framo Aktiv (treningscenter og symjehall), slik at Framo Aktiv vert forsynt frå R717-varmepumpa i staden.

Det har vore eit problem med stort oljeutkast frå stempelkompressorane i R717-varmepumpa, heilt frå oppstarten i 1998. Det er i dag manuell fylling og tapping av kompressorolja, og oljeforbruket varierar mellom 3 til 10 liter i veka. Tappinga av olja skjer frå ein oljeutkokingsbeholdar som ligg under fordamparen.

Dersom trykkørstyrstemperaturen vert for høg kan ein få ei spalting eller koksing av olja, og derfor var det viktig å foreta ei måling av trykkørstyrstemperaturen før det vart sett på moglegheita for å setje opp eit automatisk oljeretursystem på R717-varmepumpa. 6. mars 2009 vart gjort ei måling av trykkørstyrstemperaturen for å stadfesta den maksimale temperaturen til kompressorolja. Trykkørstyrstemperaturen på den største stempelkompressoren vart målt til gjennomsnittleg 113 °C over måleperioden, og under denne målinga gjekk kompressoren med tilnærma 100 % last. Den høgaste trykkørstyrstemperaturen vart målt til 117 °C, og ved dette tidspunktet var også sugegasstemperaturen på det lågaste (1,6 °C). Oljeutkastet frå stempelkompressorane aukar med aukande trykkørstyrstemperatur og det var derfor viktig å få konstatert driftsforholda for R717-varmepumpa. Trykkørstyrstemperaturen gjer ein peikepinn på kor stor fraksjon av olja som er i damp form når arbeidsmediet og litt olje forlèt kompressoren og kan dermed seie noko om kor mykje olje det er mogleg å fange opp i oljeutskiljarane. Oljeutskiljarane kan kun fanga opp oljedråpar, uansett om det er ein enkel oljeutskiljar (mekanisk sykklon) eller ein finoljeutskiljar med utskiftbar filterkasse. Det har vore sendt inn oljeprøve til analyse og oljekvaliteten har vorte stadfesta som god. Det var ingen spor til koksing av olja. Vassinnhaldet, metallinnhald og syretalet var tilstrekkeleg, og dermed er det mogleg å bruka denne olja på nytt i eit automatisk oljeretursystem. Frå tilsvarande R717-varmepumper med oljeretursystem har det vore gode driftserfaringar etter ein liten instillingsperiode av automatikken. Etter at den tredje varmepumpa vert sett opp er det planlagt å auka kondenseringstemperaturen frå 44 til 46 °C for dekkja temperaturtapet ved oppsett av ein varmevekslar mot varmedistribusjonssystemet. Dette er ei uheldig for olja i kompressorane, sidan det kan føra til koksing av olja, det er noko ein må unngå dersom eit automatisk oljeretursystem skal kunne fungera. Ei løysing på dette er å koplå om kjølinga av hydraulikkolja til glykollleidningen før R717-varmepumpa, dette vil gje eit mindre temperaturløft og betra tilhøva for kompressorane.

Abstract

This Master thesis deals with a heat pump system at Frank Mohn Fusa AS, located at Venjanaset south of Bergen. The system is examined through analysis and measurements. Frank Mohn Fusa is a large manufacturing company that produces pumps and bilge system for ships. At this industrial area the heat pump system is used for cooling of hydraulics oil and heating of the production halls and Framo Aktiv fitness centre. The heat pump system is composed of two heat pumps that use seawater as the heat source. The heat source system has an indirect design where the seawater is heat exchanged with 20% ethylene glycol. The ethylene glycol is then heat exchanged with the working fluid in the evaporators. The condensers are connected to a hydronic heat distribution system in the factory buildings.

One of the heat pump use ammonia (R717) as a working fluid, and it is placed in "Teknisk varmesentral". It has a maximum heating capacity of 500 kW at 3.5 °C inlet brine temperature in the evaporator (design conditions 1998) and 42 °C outlet water temperature from the condenser. This heat pump has been in operation since Autumn 1998. The second heat pump was started up in January 2009. It uses R134a as working fluid and it is placed in basement of hall number 16. This heat pump has a maximum heating capacity of 1090 kW at 7 °C inlet brine temperature to the evaporator and 50 °C outlet water temperature from the condenser.

The heating system at Frank Mohn Fusa has expanded during the last two years. The last stage will be completed in Autumn 2009, when an R134a heat pump will be installed in "Teknisk varmesentral".

This Master thesis emphasises on measuring of the coefficient of performance (COP) for the two heat pumps. Measuring equipments on the ammonia heat pump were installed in Autumn 2008. It was mounted a flow meter in the water pipe on the condenser inlet and a net analyser on both of the reciprocating compressors. There were two temperature sensors appurtenant to the flow meter, and these sensors were mounted on the water pipes at the condenser inlet and outlet. This measuring equipment was tied back to the central operations control and the measurements started in December 2008. In Spring 2009, it also installed measuring equipment for R134a heat pumps for a short period. A flow meter was mounted at outside the water pipe at the condenser outlet, with thermocouples at outside of the water pipe at the condenser inlet and outlet.

A net analyser was also mounted for measuring the overall input power the three screw compressors.

From the CoolPack simulations of commissioning of the R134a unit, the heat pump has a COP of 3.3, which corresponds to an energy saving of 70% compared with an electric heating system.

The average COP of R717- heat pump from Desember 2008 to May 2009 was 3.5 (71% energy saving). The measured average COP from 18. Desember to 31. March was 3.6 (72% energy saving). In comparison, the average COP between 1. April and 27. May 2009 was 3.3 (70% energy saving). In the recent time period (1. April – 27. May) the added energy to the compressors was 52% of the maximum capacity of the first time period (18. December - 31. March), and that the supplied heat amount was 49% of the amount of heat delivered the first time-period. Consequently, it can be concluded that the R717-heat pump only has 7% reduction in COP at 50% part load, and this corresponds for only a 2% reduction in energy saving.

The average COP of R134a heat pump was about 3.0 (66% energy saving) in the measurement period from 6. March to 5. April 2009. That is 4% less energy saving compared with the simulation of the commissioning, and this is due to the fact that the heat pump has been operated at part load in the entire measurement period, and the heat pump was only operated on 100% during commissioning. The COP has varied substantially over time even if the heating capacity has been fairly constant. Measurements show that it was, on average, supplied 35% (105 of 300 kW) of the maximum power to the compressor, and it was on average delivered 28% (309 of 1090 kW) of the maximum amount of heat. The part load measurements gave a higher COP than expected, since experience from other heat pump systems with screw compressors and slide valve control has provided low COP at part load.

By comparison of measurement results from both heat pumps on part load, you can see that the R717-heat pump (COP = 3.3, 70% energy saving) comes out with a higher COP at part load than the R134a-heat pump (COP = 3.0, 67% energy saving). This suggests that the R134a-heat pumps should not be operated at part load for longer periods. It can be modified by alternatively connecting the R-717 heat pump to the consumer Framo Active (fitness centre and Swimming pool).

It has been a problem with a considerable discharge draft from reciprocating compressors in R717-heat pump since commissioning in 1998. The compressor oil is currently

charged and draw off manually, and the oil consumption fluctuated between 3 to 10 litres per week. Draining of oil occurs from a heated oil container that is placed under the evaporator.

A high exhaust gas temperature can result in carbonization of the oil, and it was therefore important to carry out measurements of the exhaust gas temperature before it was looked more closely at the opportunity to install an automatic oil return system for the R717-heat pump. March 6th 2009 it was made a measurement of the exhaust gas temperature to confirm the maximum temperature of the compressor oil. The exhaust gas temperature on the largest reciprocating compressor was in average 113 °C over the measurement period, and the compressor was operated at approximately 100% load. The highest exhaust gas temperature was 117 °C, and by this time the suction gas temperature was also at its lowest (1.6 °C). The oil discharge from the reciprocating compressors increases with increasing exhaust gas temperature and it was therefore important to find the operating conditions for R717-heat pump. The exhaust gas temperature gives a hint on how large fraction of oil that is in vapour form when the working fluid and some oil is discharged compressor and can therefore say something about how much oil it is possible to capture in oil separators. The oil separators can only capture oil droplets, whether it is a simple oil separator (mechanical cyclone) or a filter oil separator with replaceable filter enclosure. An oil sample was analysed and the oil quality has been verified as good. There was no carbonization of the oil. The water content, metal content and acid number were satisfactory, and it is therefore possible to reuse this oil by means of an automatic oil return system. From similar R717 heat pump installations an automatic oil return system has shown good operational experience, after a little adjustment period of the automatic controls.

Figurliste

Figur 1	Oversiktsbilete over produksjonsområdet på Frank Mohn Fusa	1
Figur 2	Forenkla systemskjema over det totale varmpumpesystemet på Frank Mohn Fusa	2
Figur 3	R134a-varmpumpe i hall 16.....	7
Figur 4	Log p-h diagram frå simulering av kjølekrins 1 av R-134a-varmpumpe [Cool Pack].....	16
Figur 5	Varmesystemet rundt R134a-varmpumpe i hall 16 [SD-anlegget].....	18
Figur 6	Trykkluftkompressorane i kjellaren i hall 16	19
Figur 7	Utnytting av varme frå trykkluftkompressorane i hall 16.....	20
Figur 8	Plassering av elektrokjellar, samt høgtemperatur varmedistribusjon ved strålepanel i hall 16	21
Figur 9	Varmedistribusjonssystemet lågtemperatur del 1	22
Figur 10	Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 2.....	23
Figur 11	R717-varmpumpe i teknisk varmesentral [Kalve, 2008]	26
Figur 12	Den opphavlege systemløysinga for R717-varmpumpe i teknisk varmesentral [Kalve, 2008].....	27
Figur 13	Log p-h diagram av driftstilhøva ved måling av trykkørstyrtemperatur 6.mars29	
Figur 14	Sjøvassrist i komposittmateriale, fibergrate [Glassartworld]	32
Figur 15	Systemskjema over sjøvassinntaket [utdrag frå flytskjema hall 16, vedlegg V]	33
Figur 16	Skisse av sjøvassinntaket [SD-anlegget].....	34
Figur 17	Tur -og retur glykoltemperatur til/frå teknisk varmesentral ved sjøvassinntaket 24. april 2009 [SD.anlegget].....	35
Figur 18	Sjøvassinntaket, ekstra temperaturfølar (RT203), SD-anlegget.....	36
Figur 19	Snitt av sjøvassinntak, reinsing av inntaksleidning	37
Figur 20	Oppsett av måleutstyr på R134a-varmpumpe.....	38
Figur 21	Alternativ oppkopling av volumstrømsmålar, "doubel traverse"	40
Figur 22	Oppkopling av volumstrømsmålar, "singel traverse"	41
Figur 23	Oppsett av volumstrømsmålar på R134a-varmpumpe	41
Figur 24	Oppsett av volumstrømsmålar og dataloggar på R134a-varmpumpe.....	42
Figur 25	Kalibrering av termoelement i isvatn.....	42
Figur 26	Montering av termoelement i hall 16.....	43
Figur 27	Dataloggar NI cDaq-9172 [Dataloggar, 2009].....	43
Figur 28	Modul for temperatur, NI 9211 [Modul for temperatur, 2009]	44
Figur 29	Modul for straum, NI 9203 [Modul for temperatur, 2009].....	44
Figur 30	Nettanalysator, Hioki 3169-20 [Nettanalysator, 2009].....	45
Figur 31	Lvert varmemengd, tilført effekt til kompressorane og COP midla over eit døgn i for R134a-varmpumpe i måleperioden 6. mars til 5. april 2009	48
Figur 32	Målte verdiar av tilført effekt til kompressorane, lvert varmemengd og COP midla over ein time frå 6. til 7. mars 2009 for R134a-varmpumpe.....	50
Figur 33	Målte verdiar av massestraum, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 6. til 7. mars 2009 for R134a-varmpumpe.....	51
Figur 34	Målte verdiar av tilført effekt til kompressorane, lvert varmemengd og COP midla over ein time frå 9. til 10. mars 2009 for R134a-varmpumpe.....	52
Figur 35	Målte verdiar av massestraum, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 9. til 10. mars 2009 for R134a-varmpumpe.....	52
Figur 36	Målte verdiar av tilført effekt til kompressorane, lvert varmemengd og COP midla over ein time frå 2. til 5. april 2009 for R134a-varmpumpe	53

Figur 37	Målte verdier av massestrøm, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 2. til 5. april 2009 for R134a-varmepumpa	54
Figur 38	Utdrag frå flytskjema av varmeanlegget i hall 16	56
Figur 39	Forslag til alternative kopling av returledning frå teknisk varmesentral.....	59
Figur 40	Måling av trykkørstyrtemperatur på kompressor 1	62
Figur 41	Last for kompressor 1, 6. mars 09	62
Figur 42	Måling av trykkørstyrtemperatur 6. mars 2009.....	63
Figur 43	Utsnitt frå målinga der trykkørstyrtemperaturen er på det høgaste, 6. mars 09	64
Figur 44	Målingar av total tilført effekt til kompressorane og levert varmemengd frå 18. desember til 27. mai på R717-varmepumpa	65
Figur 45	Samankopling av dei to varmepumpene i teknisk varmesentral [Kalve, 2008]	67
Figur 46	Oljeutkokingsbeholdar (venstre) og ekstra avtapping (høgre)	75
Figur 47	Delstrøm av ammoniakk ned til oljeutkokingsbeholdaren.....	75
Figur 48	Bilete av det automatiske oljereturssystemet på eit av R717-varmepumpene på Statoil Rotvoll	78

Tabelliste

Tabell 1	Dimensjonerande verdier til R134a-varmepumpa [Nytr�e, 2009].....	5
Tabell 2	Verdier fr� igongkøyringa av R-134a varmepumpa [Landberg, 2009].....	6
Tabell 3	Teknisk data for R134a-varmepumpa, HydroCIAT LWP 4200BX-HPS [Vedlegg C].....	8
Tabell 4	Informasjon kring R134a-varmepumpa ved igongkøyring [Landberg, 2009]...	10
Tabell 5	Fysiske og kjemiske eigenskapar til R134a [Vedlegg G] [Stene, 2001].....	13
Tabell 6	Resultat frå simuleringa av k�lekrins 1 i Cool Pack.....	15
Tabell 7	Verdier fr� igongkøyringa av k�lekrins 1, (7/50�C) [Cool Pack].....	16
Tabell 8	Dimensjonerande verdier til R717varmepumpa [Kalve, 2008].....	26
Tabell 9	Utrekna verdier fr� simulering av driftstilh�vet til R717-varmepumpa 6. mars09 [Cool Pack].....	29
Tabell 10	Verdier fr� måling av trykk�yrstemperatur [Cool Pack].....	30
Tabell 11	Verdier som vart lagt inn på volumstraumsm�laren.....	40
Tabell 12	Samanlikning av dimensjonerande- og målte verdier på R134a-varmepumpa	46
Tabell 13	Gjennomsnittlege verdier for levert varmemengd, tilført effekt til kompressorane og COP for R134a-varmepumpa i måleperioden 6. mars til 5. april 2009, data som ligg bak Figur 31.....	49
Tabell 14	Utrekning av eksergi ved ulike temperaturar og vassmengder.....	58
Tabell 15	Eksergitap ved alternativ løysing.....	59
Tabell 16	Gjennomsnitt av måleresultata 6. mars 09.....	62
Tabell 17	Maksimal trykk�yrstemperatur i måleperioden 6. mars 09.....	64
Tabell 18	Gjennomsnittlege verdier for COP, levert varmemengd og total tilført effekt til kompressorane i måleperioden 18. desember til 27.mai for R717-varmepumpa.....	66

Innhold

1	INNLEIING	1
1.1	BAKGRUNN.....	3
1.2	HENSIKT OG OMFANG.....	3
1.3	AVGRENSINGAR.....	3
1.4	RAPPORTEN SIN STRUKTUR.....	4
2	SKILDRING AV R134A-VARMEPUMPEANLEGGET I HALL 16	5
2.1	DETALJAR KRING R134A VARMEPUMPA.....	5
2.1.1	<i>Fordampar og kondensatorar</i>	7
2.1.2	<i>Kompressorane</i>	8
2.2	VARMEBEHOV VED PROSJEKTERING.....	12
2.3	VAL AV ARBEIDSMEDIUM.....	13
2.4	PROSESSEN I LOG P-H DIAGRAM.....	15
2.4.1	<i>Simuleringar i Cool Pack</i>	15
2.5	UTFORMING AV VARMEANLEGGET I HALL 16.....	18
2.5.1	<i>Varmepumpa</i>	18
2.5.2	<i>Trykkluftkompressorane</i>	19
2.5.3	<i>Plassering av elektrokjellar samt høgtemperatur varmedistribusjonssystem ved strålepanel</i>	21
2.5.4	<i>Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 1</i>	22
2.5.5	<i>Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 2</i>	23
2.6	STYRING OG REGULERING.....	23
2.6.1	<i>Reguleringa av R134a-varmepumpa</i>	24
2.7	KOMMENTAR TIL SYSTEMLØYSINGA.....	25
3	SKILDRING AV R717-VARMEPUMPA	26
3.1	PROSESSEN TIL R717-VARMEPUMPA I LOG P-H DIAGRAM.....	28
3.2	KJØLING AV HYDRAULIKKOLJE.....	31
4	SJØVASSINNTAKET	32
4.1	UTFORMING.....	32
4.2	STYRING OG REGULERING.....	34
4.3	VEDLIKEHALD AV SJØVASSINNTAKET.....	36
5	ANALYSE AV R134A-VARMEPUMPA I HALL 16	38
5.1	MÅLINGAR PÅ R134A-VARMEPUMPA.....	38
5.1.1	<i>Volumstrømsmålarane</i>	39
5.1.2	<i>Temperaturfølarane</i>	42
5.1.3	<i>Dataloggar</i>	43
5.1.4	<i>Nettanalysatoren</i>	44
5.1.5	<i>Lab View</i>	45
5.1.6	<i>Måleresultat frå R134a-varmepumpa</i>	46
5.2	EKSERGITAP GRUNNA SHUNTING AV KALDT OG VARMT VATN I HALL 16.....	56
6	ANALYSE AV R717-VARMEPUMPA	61
6.1	MÅLINGAR.....	61
6.1.1	<i>Måling av trykkørystemperatur på kompressor 1</i>	61
6.1.2	<i>Måling av effektfaktor</i>	65
6.2	SAMANKOPLING AV DEI TO VARMEPUMPENE I TEKNISK.....	67
	VARMESENTRAL.....	67
7	DRIFTSERFARINGAR	68

7.1	FORSLAG TIL FORBETRINGAR AV R717-VARMEPUMPA.....	68
7.2	FORSLAG TIL FORBETRINGAR AV R134A-VARMEPUMPA.....	70
8	FORSLAG TIL OLJERETURSYSTEM PÅ R717-VARMEPUMPA	71
8.1	SITUASJONEN I DAG	71
8.1.1	<i>Eksisterande oljeutskiljarar.....</i>	<i>71</i>
8.1.2	<i>Påfylling og tapping av olje</i>	<i>71</i>
8.2	VIKTIGE MOMENT ANGÅANDE KOMPRESSOROLJE.....	73
8.3	OLJERETURSYSTEM PÅ TILSVARANDE ANLEGG.....	77
8.3.1	<i>NTNU</i>	<i>77</i>
8.3.2	<i>Statoil Rotvoll.....</i>	<i>77</i>
8.4	FORSLAG OG TILRÅDINGAR	79
9	TILRÅDINGAR OG KONKLUSJON	80
10	LITTERATURLISTE	82
11	REFERANSELISTE	83
12	VEDLEGGSLISTE	84

1 Innleiing

Frank Mohn Fusa er ei stor produksjonsbedrift av pumper og lense-system til båtar og på Venjanaset sør for Bergen har dei eit stort industriområde med 14 produksjonshallar. Frank Mohn Fusa har i dag to varmpumper som nyttar sjøvattn som varmekjelde til oppvarming av produksjonshallane. Det er eit indirekte opptakssystem frå sjøvassinntaket og opp til varmpumpene og det er eit vassbore varmesystem frå varmpumpene og ut til dei ulike bygga. Vedlegg A viser dei ulike hallane på industriområdet samt sjøvassinntaket.

Den eine varmpumpa nyttar ammoniakk som arbeidsmedium og er plassert i teknisk varmesentral. Den har ei maksimal varmeyting på 500 kW, og har vore i drift i sidan hausten 1998. Den andre varmpumpa nyttar R134a som arbeidsmedium og er plassert i kjellaren i hall 16. Den har ei maksimal varmeyting på 1090 kW og vart starta opp i januar 2009. Figur 1 viser eit oversiktsbilete over produksjonsområdet på Frank Mohn Fusa.

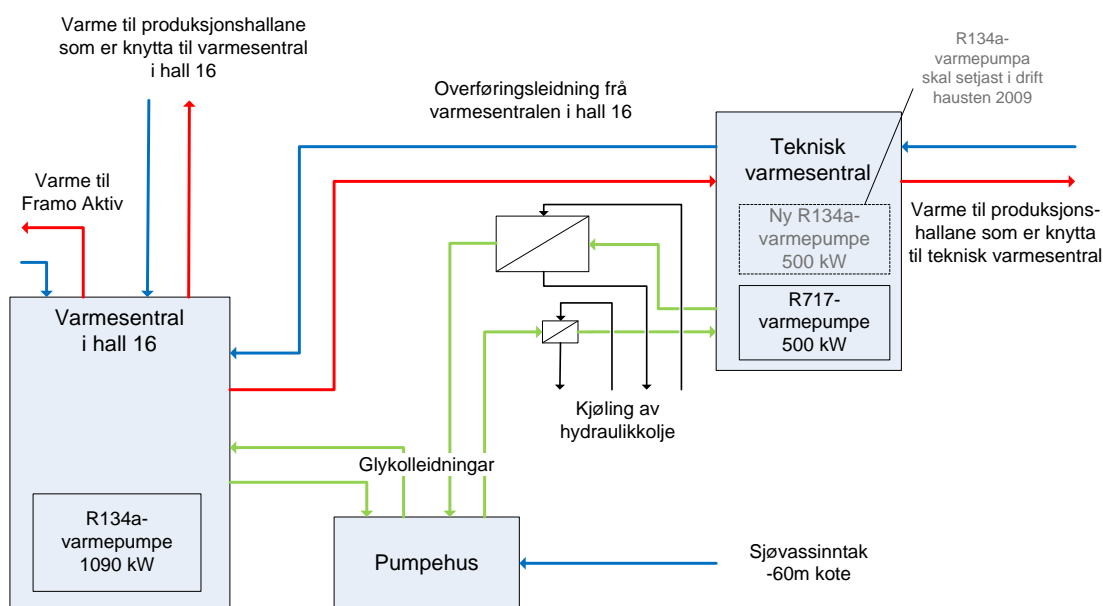


Figur 1 Oversiktsbilete over produksjonsområdet på Frank Mohn Fusa

1. Innleiing

Hovudformålet med oppgåva har vore å gjera ei detaljert analyse av det totale varmepumpesystemet på Frank Mohn Fusa gjennom teoretiske vurderingar, utrekningar, simuleringar og målingar på anlegget.

Figur 2 viser eit forenkla systemskjema over det totale varmepumpesystemet. I tillegg til oppvarming av produksjonshallane vert også treningscenteret Framo Aktiv som ligg rett ved industriområdet oppvarma. Det er ein nokså konstant tilførsel av varme sidan Framo Aktiv har ein symjehall. I teknisk varmesentral er vert hydraulikkolje som vert nytta i testing i produksjonen, kjølt ned av glykollinja.



Figur 2 Forenkla systemskjema over det totale varmepumpesystemet på Frank Mohn Fusa

Hausten 2008 vart det sett opp måleutstyr på R717-varmepumpe, for å kunne stadfeste effektiviteten til denne delen av anlegget. Sidan masteroppgåva også gjekk ut på å analysere den nye R134a-varmepumpe som er installert i hall 16, vart det bestemt at det også skulle verta gjort målingar på denne varmepumpe.

Simuleringsprogrammet Cool Pack har vore nytta for å gjera overslagsutrekningar, samt til å teikna varmepumpeprosessen i log p-h diagram. FrigoSim vart også vurdert, men dette simuleringsprogrammet krev mykje meir spesifikk informasjon om kvar enkelt komponent i varmepumpe. Sidan det var veldig vanskeleg å få tak i tilstrekkeleg informasjon

kring varmpumpene vart Cool Pack nytta i staden. Ulempa med Cool Pack er at det er eit mykje enklare simuleringsprogram, og at ein derfor må gjera ein del forenklingar.

1.1 Bakgrunn

I denne oppgåva er det totale varmeanlegget på Frank Mohn Fusa vorte studert nærare. Det totale varmeanlegget består i dag av to varmpumper, ei R717-varmpumpe og ei R134a-varmpumpe samt tre elektrokjeler og ein oljekjel som topplast. Denne oppgåva er ei vidareføring av prosjektoppgåva: "Analyse av ei ammoniakkvarmpumpe ved ei produksjonsbedrift" som vart skriven hausten 2008.

1.2 Hensikt og omfang

Det har vore ein del driftsproblem knytta til R717-varmpumpa. I prosjektoppgåva som vart skriven hausten 2008 vart R717-varmpumpa analysert. For å kunne kartlegga effektiviteten til denne varmpumpa vart det bestemt at det skulle setjast opp måleutstyr. Måleutstyret vart sett opp hausten 2008 og logginga starta i desember 2008. Det er no kontinuerleg logging av effektiviteten til R717-varmpumpa, og i denne oppgåva vert måleresultat frå desember 2008 til mai 2009 analysert. Det er eit stort oljeutkast frå kompressorane på R717-varmpumpa, og det er ynskjeleg å sjå på moglegheita for oppsett av eit automatisk oljeretursystem.

Det har dei siste åra vore arbeid med å utvida varmeanlegget på Frank Mohn Fusa. Hausten 2008 vart eit nytt sjøvassinntak sett i drift, og i januar 2009 vart ei R134a-varmpumpe sett i drift i den nye varmesentralen i hall 16. Det har vore ynskje om å gjera ei analyse av det totale varmpumpesystemet etter utvidinga. For å kartleggja drifta av R134a-varmpumpa, har det vorte lånt måleutstyr frå NTNU i ein periode denne våren.

1.3 Avgrensingar

Det har vore manglande informasjon kring R134a-varmpumpa som er sett opp i varmesentralen i hall 16. Dette har gjort det vanskeleg å rekna detaljert på dette aggregatet. Målingane som har vorte gjort har teke mykje tid, og det har derfor vorte lite tid til å sjå detaljert på nokon av delane av varmpumpesystemet.

1.4 Rapporten sin struktur

Rapporten er delt opp i desse hovuddelane:

- Skildring av R134a-varmepumpa i hall 16
- Utforming av varmesentralen i hall 16
- Kort skildring av R717-varmepumpa
- Skildring av sjøvassinntaket
- Analyse av R134a-varmepumpa:
 - Måling av effektfaktor
 - Vurdering av systemløysinga
- Analyse av R717-varmepumpa:
 - Måling av effektfaktor
 - Måling av trykkørstyrtemperatur
- Driftserfaringar til varmeanlegget
- Forslag til automatisk oljeretursystem
- Tilrådingar og konklusjon

2 Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

Varmeanlegget i hall 16 utnyttar overskotsvarme frå to trykkluftskompressorar og dersom desse åleine ikkje greier å dekkje etterspurnaden etter varme vil varmepumpa også tilføra varme. Ei detaljert oversikt over det totale varmeanlegget i hall 16 ligg som vedlegg V (A1 teikning). Dei ulike områda vert omtalt i kapittel 2.5 Utforming av varmeanlegget, side 18.

2.1 Detaljar kring R134a varmepumpa

I januar 2009 vart det installert ei R134a-varmepumpe i kjellaren i hall 16. Leverandøren oppgjer ein maksimal varmekapasitet på 1090 kW for aggregatet, ved 43/50 °C inn –og utgåande vasstemperatur i kondensatoren samt 7/2 °C inn –og utgåande glykoltemperatur i fordamparen [Nytræ, 2009]. Tabell 1 viser ei oversikt over dei dimensjonerande verdiane til R134a-varmepumpa.

Tabell 1 Dimensjonerande verdier til R134a-varmepumpa [Nytræ, 2009]

	Dimensjonerande verdier
COP [-]	3,63
Maksimal levert varmemengd [kW]	1090
Maksimal tilført effekt til kompressorane [kW]	300
Inngående glykoltemperatur til fordamparen [°C]	7
Utgående glykoltemperatur frå fordamparen [°C]	2
Volumstrøm ut av kondensatoren [L/min]	2592
Inngående vasstemperatur til kondensatoren [°C]	43
Utgående vasstemperatur frå kondensatoren [°C]	50

Varmepumpa er eit kompaktaggregat frå den franske fabrikanten CIAT, av type HYDRO-CIAT LWP 4200BX-HPS. Varmepumpa vart bestilt gjennom H. Dale kjøleservice AS. EPTEC AS er importør av CIAT-aggregat i Noreg, og har hatt ansvaret for å køyre i gong aggregatet [Nytræ, 2009].

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

EPTEC kunne ikkje oppgje fordamping -og kondenseringstemperatur for aggregatet ved dei gitte driftstilhøva, då desse verdiane ikkje var kjend. Det vart anbefalt frå EPTEC at fordampingstemperaturen er om lag 6-7 °C under glykoltemperaturen og kondenseringstemperaturen er 4-5 °C over utgåande vassstemperatur [Larsen, 2009].

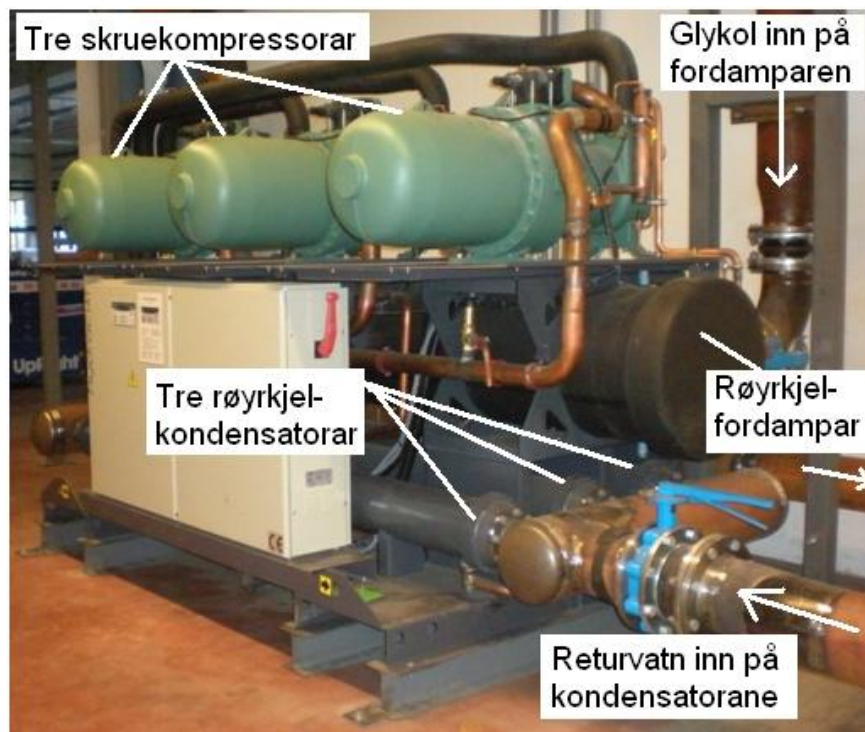
Ved prosjektering vart den inngåande glykoltemperaturen til fordamparen sett til 7 °C, medan den utgåande vassstemperaturen av kondensatoren vart sett til 50 °C [Nytræ, 2009]. Dette gjer ein fordampingstemperatur på om lag 0 °C og ein kondenseringstemperatur på om lag 55 °C, dersom ein nyttar råda frå Larsen. Det hadde vore beste å hatt ein dimensjonerande fordampings- og kondenseringstemperatur ut i frå dimensjonerande temperatur på inngåande glykol samt dimensjonerande vassstemperatur ut av kondensatoren. Men når dette ikkje er mogleg å få klarheit i, vert ein nødd til å bruka verdiane frå då varmepumpa vart køyrd i gong av EPTEC (Tabell 2). Dette kan vera ein peikepinn på fordamping -og kondenseringstemperaturen.

CIAT i Frankrike har heilt sikkert utfyllande informasjon kring aggregatet, men det vart ikkje tid til å kontakta desse, sidan det lenge vart trudd at EPTEC i Oslo kunne koma med denne informasjonen.

Tabell 2 Verdier frå igongkøyringa av R-134a varmepumpa [Landberg, 2009]

Fordampingstemperatur [°C]	-3,4
Fordampartrykk [bar]	18
Kondenseringstemperatur [°C]	60
Kondenseringstrykk [bar]	2,58
Trykkrøyrstemperatur [°C]	86

Aggregatet er bygd opp med tre parallelle einskilde kuldemediekrinsar ut i frå dei tre skruekompressorane (Figur 3). Fyllinga av R134a i dei tre kuldemediekrinsane varierer noko grunna ulik lengd på røystrekket mellom kompressorane og fordampar eller kondensator. EPTEC har gitt effekt faktoren 3,64 ved 7 °C inngåande glykoltemperatur til fordamparen og 50 °C utgåande vassstemperatur frå kondensatoren [Vedlegg B].



Figur 3 R134a-varmepumpa i hall 16

2.1.1 Fordampar og kondensatorar

Fordamparen er ein røyrkjel med tre kjølekrinsar, ein krins frå kvar av kompressorane. Desse krinsane vert veksla mot ein felles glykolkrins (Figur 3). Det er ein elektronisk strupeventil på kvar av kjølekrinsane. Det er tre einskilde røyrkjel kondensatorar, ein til kvar av kjølekrinsane. Meir spesifikk informasjon er vist i Tabell 3:

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

Tabell 3 Teknisk data for R134a-varmepumpa, HydroCIAT LWP 4200BX-HPS [Vedlegg C]

Kompressor	Antal	3
	Levrandør	Bitzer
	Type	Semihermetisk skrue (Bitzer CSH8591-140Y-40P)
	Turtal [rpm]	2900
	Start	Delviklingsstart
	Oljetype	BITZER BSE 170 (syntetisk ester)
	Oljefylling [liter]	22+22+22
	Kap. regulering [%]	Mellom 17-100% ved sleideregulering
Fordampar	Antal	1
	Type	Røyrkjel
	Vassvolum [liter]	414
	Maks. sirkulerande volum [m ³ /h]	220
	Tilknytting [Ø]	DN 200
	Maks. arbeidstrykk vasside [bar]	10
	Maks. arbeidstrykk kuldemedieside [bar]	13
	Testtrykk vasside [bar]	14,3
	Testtrykk kuldemedieside [bar]	24
Kondensator	Antal	3
	Type	Røyrkjel
	Vassvolum [liter]	56+56+56
	Maks. sirkulerande volum [m ³ /h]	288
	Tilknytting [Ø]	DN 100
	Maks. arbeidstrykk vasside [bar]	10
	Maks. arbeidstrykk kuldemedieside [bar]	30
	Testtrykk vasside [bar]	14,3
Testtrykk kuldemedieside [bar]	60	

2.1.2 Kompressorane

Aggregatet har tre Bitzer semihermetiske skruekompressorar. Kompressorane er heilt identiske med ein maksimal kapasitet på 100 kW ved 7°C/50°C og dei er av typen Bitzer CSH8591-140Y-40P [Vedlegg B]. Det totale varmepumpeaggregatet kan regulerast mellom 17 og 100% ved sleideregulering. Regulatoren endrar på starttrekkjefølgja, slik at det vert om lag like lang gangtid på alle tre kompressorane over året.

Sleideregulering

Ein skruekompressor med sleideregulering kan regulerast trinnlaust mellom 100% og 10%. Reguleringa skjer ved at ein reguleringsgleide vert forskyven mot utlaupsopningen og opnar for "by-pass" tilbake til sugporten. Reduksjonen i volumforholdet fører til at kompressoren må arbeide mot fullt kondensatortrykk i stadig større del av kompresjons-

prosessen. Auken i energiforbruket samanlikna med ein ideell prosess kan verta nokså stort [Stene, 2001].

Economizer

Skruekompressorane på dette aggregatet er utstyrt med ein economizer, innkølinga er vist på side 21 i vedlegg C. I varmepumpesamanheng kan skruekompressorane verta utstyrt med mellomtrykksinnsuging (kjøling under kompresjonen) og to-trinns struping, dette vert kalla economizer-kopling. Economizerkoplinga aukar varmeytinga til kompressoren og redusera energiforbruket, samstundes som ein får ein lågare trykkgasstemperatur. Type arbeidsmedium, trykkforhaldet i anlegget samt mellomtrykksnivået avgjer kor mykje ein vann på løysinga med economizer. Når ytinga på varmepumpa vert redusert, fell effekta av ei eventuell mellomtrykksinnsuging. Ved 20-30% nedregulering av ytinga oppnår ein ingen effekt av mellomtrykksoppkoplinga.

Den ugunstige utviklinga av energiforbruket ved dellast er den største ulempa med skruekompressorar. Det er derfor her naudsynt og vurderer om ein skal dela ytinga på fleire aggregat. Dette er mykje viktigare for skruekompressorar enn for stempelkompressorar, sidan energiforbruket ofte er veldig høgt ved dellastregulering av skruekompressorar [Stene, 2001].

EPTEC AS har i mange år prøvd å få ei dellastkurver for skruekompressorane frå Bitzer, men Bitzer har ikkje gitt ut dellastkurver over kompressorane sine. Dette gjer at ein ikkje sikkert veit kor effektive skruekompressorane er på dellast. EPTEC har opparbeida seg ei viss erfaring med Bitzer sine skruekompressorar, men dei kan berre gjera ei kvalifisert gjetting av korleis effektforbruket til skruekompressorane er på dellast. Ut i frå erfaringstal med CIAT-aggregata har Ulf Larsen i EPTEC eit overslag av effektforbruket til skruekompressorane ved dellast. Når varmepumpa leverer 50% av varmeytinga er den tilførte effekta mellom 75 og 80%, dette gjer ein COP på om lag 2,3 (likning 1) [Larsen, 2009]. Dette fører til at varmepumpa har ein veldig låg effektfaktor på dellast, slik som også målingane viser (kapittel 5.1 side 38).

$$COP = \frac{1100kW \cdot 0,5}{300kW \cdot 0,8} = 2,29 \approx 2,3$$

(likning 1)

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

For å kunne seie noko meir om drifta til R134a-varmepumpa, bør ha ein lengre måleperiode enn kun ein månad slik som denne måleperioden frå mars til april. R134a-varmepumpa gjekk på dellast i heile måleperioden sidan målingane vart gjort heilt i slutten av fyringssesongen (kap. 5.1, side 38).

Igongkøyring av R134a-varmepumpa

EPTEC var på Frank Mohn Fusa og køyrde i gong aggregatet 12. januar 2009. Det vart då oppdaga at det var ein skade på den elektronisk ekspansjonsventilen på kjølekrins 2. Derfor vart det gjort ei ny køyring av aggregatet 17. februar 2009, der dei tre kjølekrinsane vart køyrd ein og ein. Det var ikkje så stort varmebehov under køyringa, men kvar og ein av kompressorane vart køyrd med 100 % last i ein kort periode [Landberg, 2009]. Tabell 4 viser eit utdrag av resultatet frå køyringa. Den totale tabellen ligg i vedlegg D.

Tabell 4 Informasjon kring R134a-varmepumpa ved igongkøyring [Landberg, 2009]

Type:	<i>HydroCIAT LWP 4200BX-HPS (134A) m/3 kretser(kompr.) Serienr: 01326814/0001</i>		
	Kompr. 1	Kompr. 2	Kompr. 3
	<i>Bitzer semiherm. skrue Bitzer CSH8591-140Y-40P</i>	<i>Bitzer semiherm. skrue Bitzer CSH8591-140Y-40P</i>	<i>Bitzer semiherm. skrue Bitzer CSH8591-140Y-40P</i>
Kuldemedie type:	<i>R-134a</i>	<i>R-134a</i>	<i>R-134a</i>
Fyllingsmengde:	<i>57 kg.</i>	<i>58 kg.</i>	<i>62 kg.</i>
Seglass/fuktindikator:	<i>Klart / grønn</i>	<i>Klart / grønn</i>	<i>Klart / grønn</i>
Topstrykk: ⁽¹⁾	<i>60 °C</i>	<i>(P331) 59,7 °C</i>	<i>61 °C</i>
Sugetrykk: ⁽¹⁾	<i>- 3,4 °C</i>	<i>- 3,2 °C</i>	<i>- 3,8 °C</i>
Temp. trykkør:	<i>86 °C</i>	<i>86 °C</i>	<i>89 °C</i>
Temp. sugerør inn kompr:	<i>3,5 °C</i>	<i>3,5 °C</i>	<i>3 °C</i>
Temp. væskerør (før underkjøler):	<i>48 °C</i>	<i>49 °C</i>	<i>48 °C</i>
Temp. væskerør (etter underkjøler):	<i>31 °C</i>	<i>32 °C</i>	<i>30,5 °C</i>
Fordamper type:	<i>1 stk. rørkjel m/3 kretser, felles isvannkrets.</i>		
Glykoltemp. inn ford:	<i>7,6 °C</i>		
Glykoltemp. ut ford:	<i>2,7 °C</i>		
Kondensatortype:	<i>1 stk. rørkjel pr. kompr./krets</i>		
Vanntemp. inn kond:	<i>45,5 °C</i>		
Vanntemp. ut kond:	<i>48,8 °C</i>		

⁽¹⁾ Metningstrykk ved gitt temperatur

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

Denne igongkøringa viser ein veldig høg LMTD både for fordamparen (LMTD ~11) og kondensatoren (LMTD ~ 11,2). Dette er verdiar som er langt over kva som er vanleg. Grunna manglande informasjon kring blant anna arealet frå fordampar og kondensator, var det ikkje mogleg å rekna på dette.

2.2 Varmebehov ved prosjektering

R134a-varmepumpa skal levera varme til hall 16, hall 10, hall 8, Framo Aktiv (trenings-senter med symjehall), det totale varmebehovet er til saman 1840 kW (vedlegg E) , der varmepumpa dekkjer 1090 kW. I kjellaren i hall 16 står det to trykkluftkompressorar som produserer trykkluft til produksjonen i hallane, spillvarmen frå produksjon av trykkluft vert utnytta i høgtemperatur delen av varmedistribusjonssystemet.

Dersom det er underskot av varme i bygga som er knytta til R717-varmepumpa teknisk varmesentral, kan varmepumpa i hall 16 overføra overskotsvarme til teknisk varmesentral. Storleiken på varmeleidningen mellom hall 16 og teknisk varmesentral er avgrensinga på kor mykje varme som kan overførast. Dette er noko av grunnen til at den utgåande vassstemperaturen av varmepumpa vart vald så høg som 50°C [Nytræ, 2009]. Vedlegg F viser varmefordelinga på heile produksjonsområdet.

Varmepumpa er dimensjonert med tilstrekkeleg kapasitet, slik at den i framtida å kunne levera varme til hall 14 når den vert bygd. Det er også teke høgde for at varmepumpa skal kunne levera meir varme til den eksisterande bygningsmassen som med åra vil verta forbetra i forhold til varme og ventilasjon. Hall 10 har i dag ingen ventilasjon og det er små hallar som ikkje er oppvarma (vedlegg E).

2.3 Val av arbeidsmedium

Arbeidsmediet R-134a vart vald på grunnlag av tilhøva i kjellaren der varmepumpeaggregatet skulle plasserast. Varmeanlegget vart dimensjonert etter at konstruksjonen av hall 16 var bestemt. Før varmeanlegget vart planlagt var det bestemt at det skulle stå to trykkluftkompressorar i kjellaren i hall 16. Sidan denne trykklufta går til maskinar og til trykkluftmasker til arbeidarane, kan ein ikkje ha ei varmepumpe med ammoniakk i nærleiken luftinntaket til luftkompressorane.

R-134a er eit syntetisk arbeidsmedium som er framstilt av hydrogen, fluor og karbon (HFK). R-134a er ein ein-komponent HFK og arbeidsmediumet har konstant temperatur ved fordamping og kondensering av mediet (azeotrop) [Stene, 2008]. Tabell 5 viser fysiske og kjemiske eigenskapar til R134a.

Tabell 5 Fysiske og kjemiske eigenskapar til R134a [Vedlegg G] [Stene, 2001]

Eigenskap	R-134a
Molvekt [g/mol]	102,03
Kritisk temperatur, T_K [°C]	101,1
Kritisk trykk, P_K [bar]	40,7
Tettleik gass, ρ_g ved 0°C [kg/m ³]	14
Tettleik væske, ρ_v ved 0°C [kg/m ³]	1295
Fordampingsvarme [kJ/kg] ⁽¹⁾	198,4
Termisk kond., væske [kJ/kg] ⁽²⁾	0,092
Termisk kond., gass [kJ/kg]	0,012
Spesifikt volum, væske [dm ³ /kg] ⁽³⁾	0,768
Spesifikt volum, gass [dm ³ /kg]	71,0
Kinem. viskositet, væske [10 ⁻⁶ m ² /s] ⁽⁴⁾	0,212
Kinem. viskositet, gass [10 ⁻⁶ m ² /s]	0,880
E_{om} [vol% luft] ⁽⁵⁾	-
Normalkokepunkt (ved 1 bars trykk) [°C]	-26,1
Metningstemperatur ved 25 bar [°C]	
Tenntemperatur [°C]	-
Brennbar ⁽⁶⁾	Nei
Giftig	Nei
Ozon nedbrytande (ODP)	Nei
Påverkar global oppvarming (GWP) [-] ⁽⁷⁾	1300
Form	flytande gass
Farge	ingen
Lukt	som eter
pH	nøytral

⁽¹⁾ Fordampingsvarme ved 0°C [W/mK]

⁽²⁾ Termisk konduktivitet for væske- og gassfasen ved 0°C [kJ/kg]

⁽³⁾ Spesifikt volum i væske- og gassfasen ved 0°C [dm³/kg]

⁽⁴⁾ Kinematisk viskositet ved 0°C [10⁻⁶m²/s]

⁽⁵⁾ E_{om} – ekspansjonsområde [volum % i luft]

⁽⁶⁾ Brennbar bare ved konsentrasjonar mellom 15-28 vol% i luft

⁽⁷⁾ $GWP_{CO_2} = 1.0$ (referanse) – ved utslepp frå forbrenningsprosessar

Kommentarar til val av arbeidsmedium

Dersom varmeanlegget hadde vorte teke med tidlegare i prosjekteringa, kunne ein teke høgde for utforming av maskinrommet i hall 16, og det kunne ha vorte installert ei varmepumpe med til dømes ammoniakk eller propan som arbeidsmedium. Det hadde vore mest naturleg om ammoniakk vart vald sidan det allereie er ei eksisterande varmepumpe som nyttar ammoniakk. Dette viser kor viktig det er at alle fagområde vert med i planlegginga heilt i frå starten av.

R134a har eit global oppvarmingspotensiale lik 1300, dersom det skjer ein lekkasje av arbeidsmediet vert det ei stor bot [Brekke, 2009]. I tillegg til R134a vart også R407C vurdert. R410A var ikkje så utbrett på denne storleiken då anlegget vart prosjektert i 2007 [Nytræ, 2009].

2.4 Prosessen i log p-h diagram

Simuleringsprogrammet Cool Pack vart nytta for å framstilla eit log p-h diagram av varmepumpeprosessen til R-134a-aggregatet.

2.4.1 Simuleringar i Cool Pack

Verdiane frå då kjølekrins 1 i R134a-varmepumpa vart køyrd i gong av EPTEC (17.02.09) (Tabell 4) vart lagt inn i Cool Pack :

- Fordampingstemperatur, $T_f = -3,4^\circ\text{C}$
- Kondenseringstemperatur, $T_k = 60^\circ\text{C}$
- 15 K underkjøling
- 6,9 K overheting

Den isentropiske verknadsgrada til kompressoren kunne ikkje EPTEC oppgje, derfor vart denne funne i Cool Pack ved følsomheitsanalyse. Dette vart gjort ved å legga inn ein antatt verdi av den isentropiske verknadsgrada i "cycle input". I "cycle info" og vidare til "Coordinates of points", får ein opp verdiane ved dei ulike stega i varmepumpeprosessen. Ved å legga inn isentropisk verknadsgrad lik 0,68, får ein fram at trykkroystemperaturen vert $85,9^\circ\text{C}$, dette stemmer bra med målt trykkroystemperatur frå igongkøyringa av kjølekrins 1 som var 86°C (Tabell 4).

- Isentropisk verknadsgrad, $\eta_{is} \approx 0,68$
- Trykkroystemperatur, $T_{tt} = 86^\circ\text{C}$
- Volumetrisk verknadsgrad, ca 0,8

Ut i frå dei innlagde verdiane vart resultatet av simuleringa:

Tabell 6 Resultat frå simuleringa av kjølekrins 1 i Cool Pack

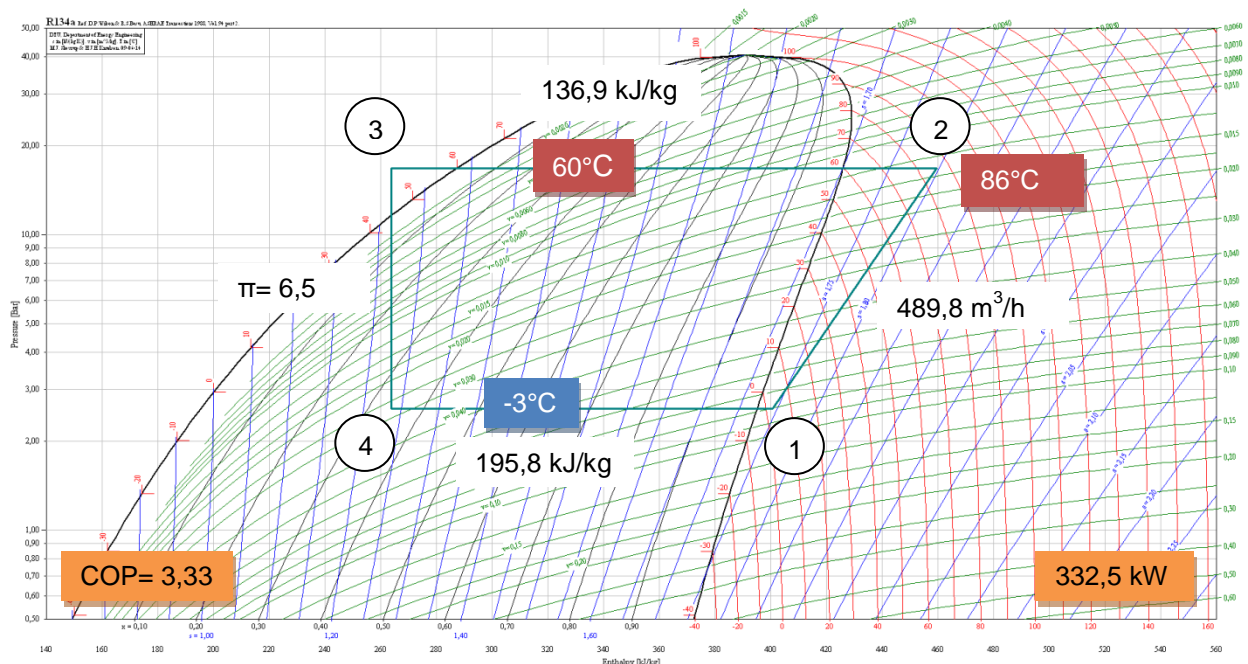
Utrekna verdier i Cool Pack	
Fordampingsvarme, $q_f = h_1 - h_4$ [kJ/kg]	136,9
Kondenseringsvarme, $q_k = h_2 - h_3$ [kJ/kg]	195,8
COP [-]	3,33
W [kJ/kg]	58,88
Trykkforhold, π [-]	6,5

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

Dei utrekna verdiane frå Cool Pack viser at effekt faktoren til varmepumpa er 3,33 ved den gitte simuleringa av kun kjølekrins 1.

Tabell 7 Verdier frå igongkøyringa av kjølekrins 1, (7/50°C) [Cool Pack]

Verdiar for kjølekrins 1	
Fordampingsvarme, Q_f [kW]	232,5
Kondenseringsvarme, Q_k [kW]	332,5
Massestrøm, m [kg/s]	5,61
Slagvolum, V_{inns} [m ³ /h]	489,8
Kompressorarbeid [kW]	100



Figur 4 Log p-h diagram frå simulering av kjølekrins 1 av R-134a-varmepumpa [Cool Pack]

Figur 4 er henta ut frå Cool Pack. Verdier som vart lagt inn i Cool Pack kjem frå igongkøyringa av kjølekrins 1 i R134a-varmepumpa (Tabell 4 og vedlegg D). Under igongkøyringa var tilført effekt til kompressorane tilnærma 100 kW, men denne igongkøyringa vert køyrd over ein tidsperiode på om lag ein time [Landberg, 2009]. Derfor gjer denne figuren berre ein peikepinn på korleis drifta av R134a-varmepumpa er når kompressoren i ein av kjølekrinsane går for fullt (100 kW). Det totale varmepumpeaggregatet vil ha ei varmemying på 996 kW dersom ein førespeglar seg at kjølekrins 2 og 3 har den same

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

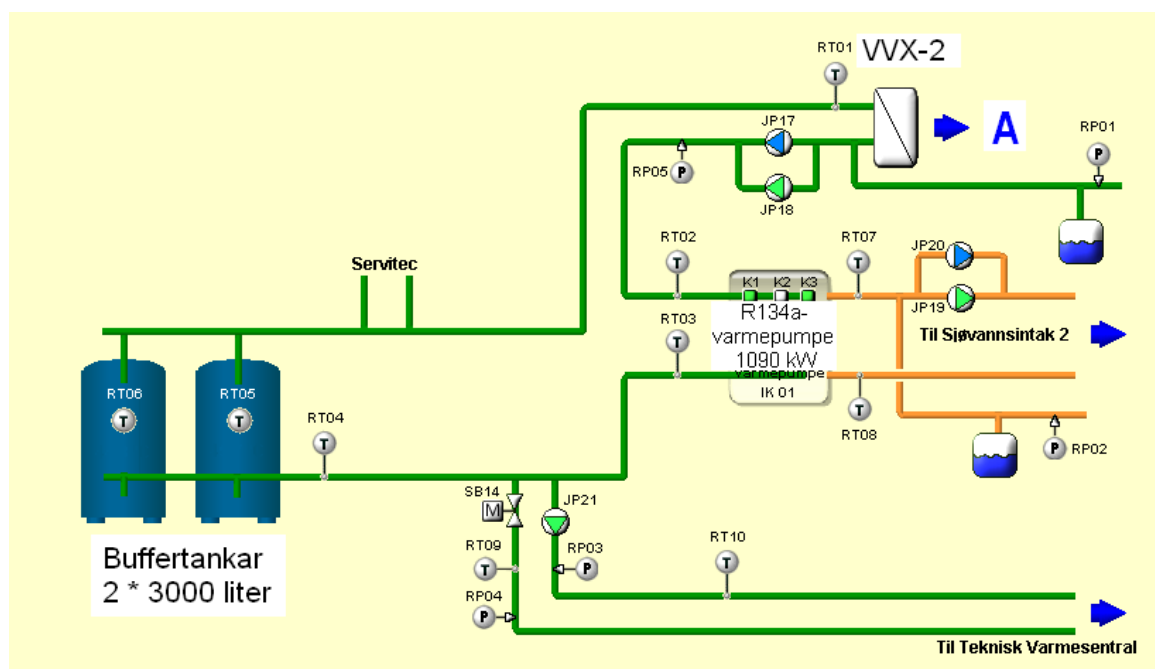
drifta som kjølekrins 1 (Figur 4). EPTEC har oppgitt ei maksimal varmeyting lik 1090 kW (7/50 °C). Dette fortel at anten så har ikkje kompressoren i kjølekrins 1 gått for fult ved igongkjøyringa eller så er den maksimale varmeytinga til R134a-varmepumpa 996 kW i staden for 1090 kW.

2.5 Utforming av varmeanlegget i hall 16

Det er eit nokså stort varmeanlegg som er knytta til varmepumpa og trykkluftkompresso- rane i hall 16. Systemskjema over det totale varmeanlegget i hall 16 er vedlagd laust bak i rapporten, vedlegg V. I dei neste kapitla vert dei ulike delane av varmeanlegget omtalt.

2.5.1 Varmepumpa

Figur 5 viser systemløysinga kring varmepumpa. Det utgåande vatnet frå varmepumpa går til buffertankane og vert vidare varmeveksla ut mot varmedistribusjonssystemet (VVX-2). For å gje varmepumpa ei best mogleg drift er det kopla til to buffertankar à 3000 liter. Det var naudsynt med ei slik løysing sidan vasskrinsen inn til varmepumpa i utgangspunktet hadde eit lite vassvolum, og ville ført til at varmepumpa måtte veksle ofte mellom trinna. Buffertankane gjer at varmepumpa går minimum 6 til 7 minutt på det lå- gaste trinnet (17% av maks last) [Hjerkinn, 2009].



Figur 5 Varmesystemet rundt R134a-varmepumpa i hall 16 [SD-anlegget]

2.5.2 Trykkluftkompressorane

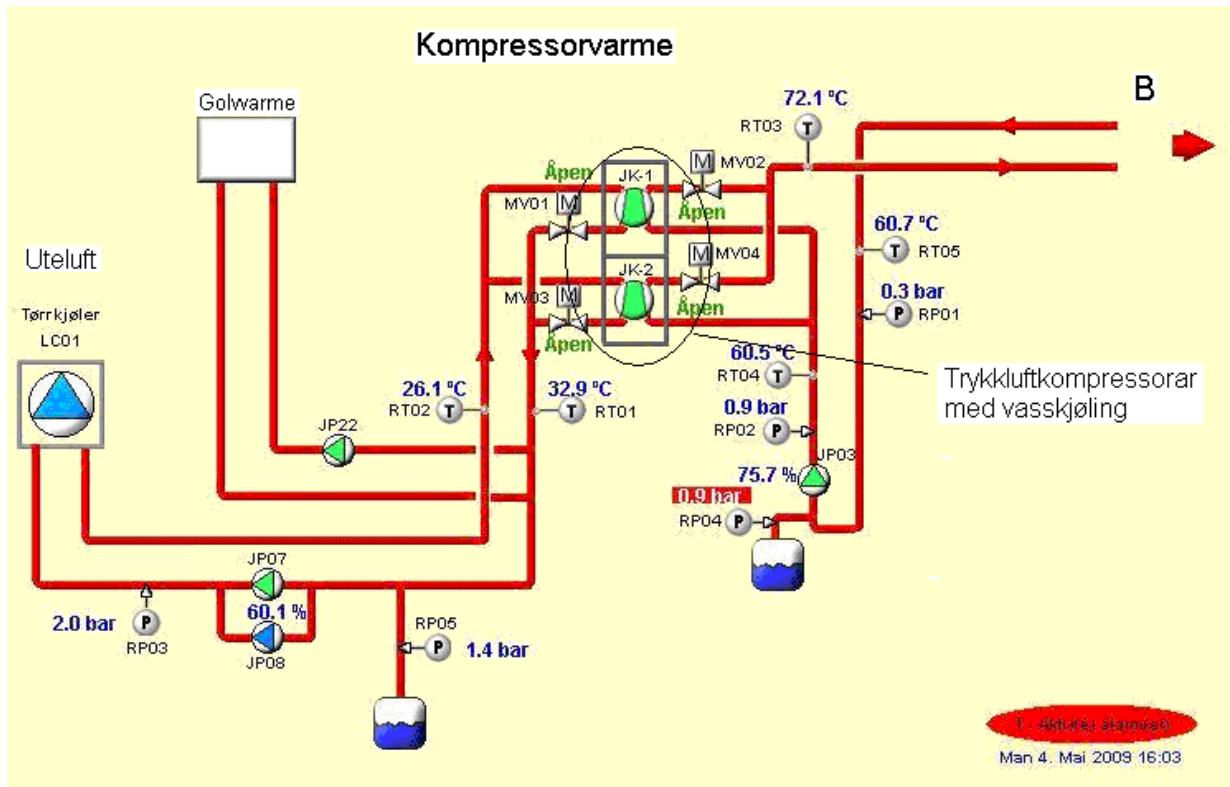
I kjellaren i hall 16 står det to trykkluftskompressorar (JK-1 og JK-2) av typen Atlas Copco med storleik 75 kW (Figur 6, Figur 7). Kompressorane er frekvensstyrte og har vasskjøling med tørke absorpsjon og trykktank [Nytræ, 2009]. Kompressorane produserer trykkluft til maskinar og trykkluftmasker i produksjonshallane på Frank Mohn Fusa. Trykkluftskompressorane går stort sett frå kl 07.00 til kl 24.00 måndag til fredag. Ein av kompressorane går også om natta for å levera trykkluft til dei automatiske maskinane i produksjonen [Vindenes, 2009].



Figur 6 Trykkluftkompressorane i kjellaren i hall 16

Sidan det er nokså lang driftstid på trykkluftskompressorane er varmeanlegget bygd opp slik at ein først utnyttar overskotsvarmen tilstrekkeleg frå desse kompressorane før varmepumpa slår inn. Trykkluftskompressorane leverer varme til høgtemperaturdelen av varmeanlegget i hall 16 (Figur 8). Den dimensjonerande vassstemperaturen er 70/40 °C ut- og inn på trykkluftkompressorane.

2. Skildring av R134a-varmepumpeanlegget i hall 16

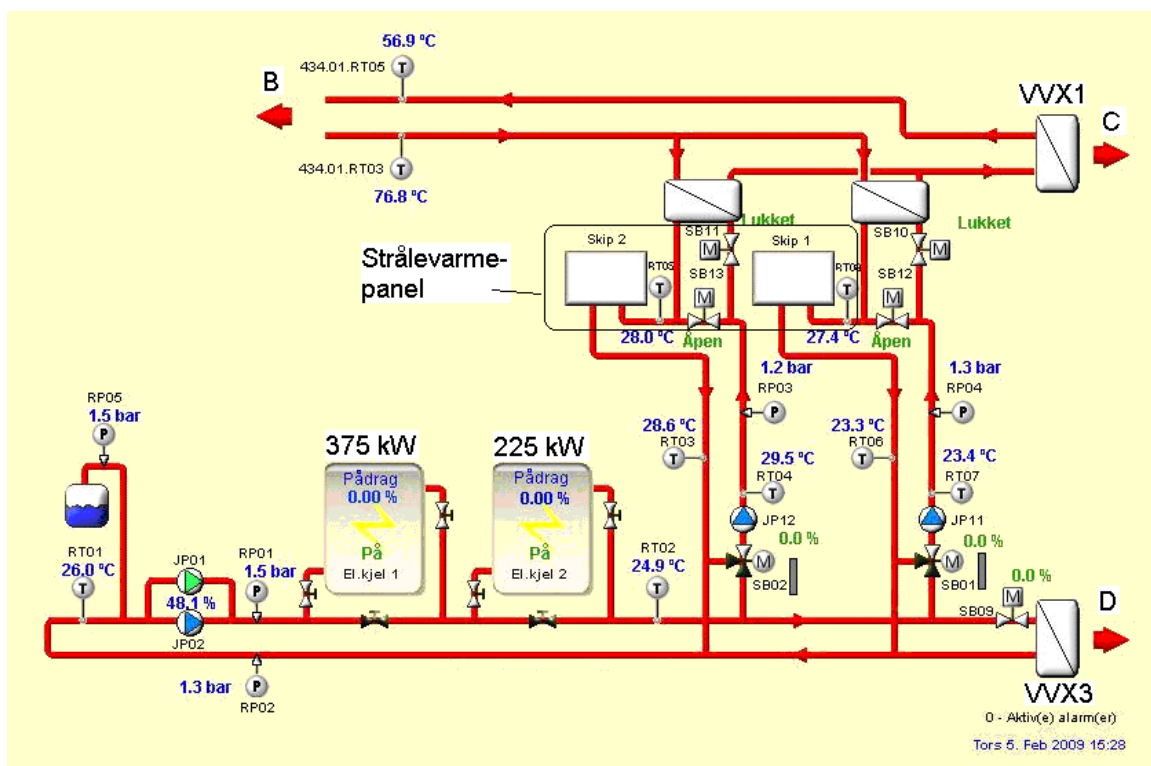


Figur 7 Utnytting av varme frå trykkluftkompressorane i hall 16

2.5.3 Plassering av elektrokjeler samt høgtemperatur varmedistribusjonssystem ved strålepanel

Varmtvatnet frå varmepumpa kan verta ettervarma med elektrokjelane som er plassert i serie med varmepumpa dersom det er behov. Elektrokjel 1 og 2 har ei varmeeffekt på 375 kW og 225 kW (type: Storebror elektrokjel).

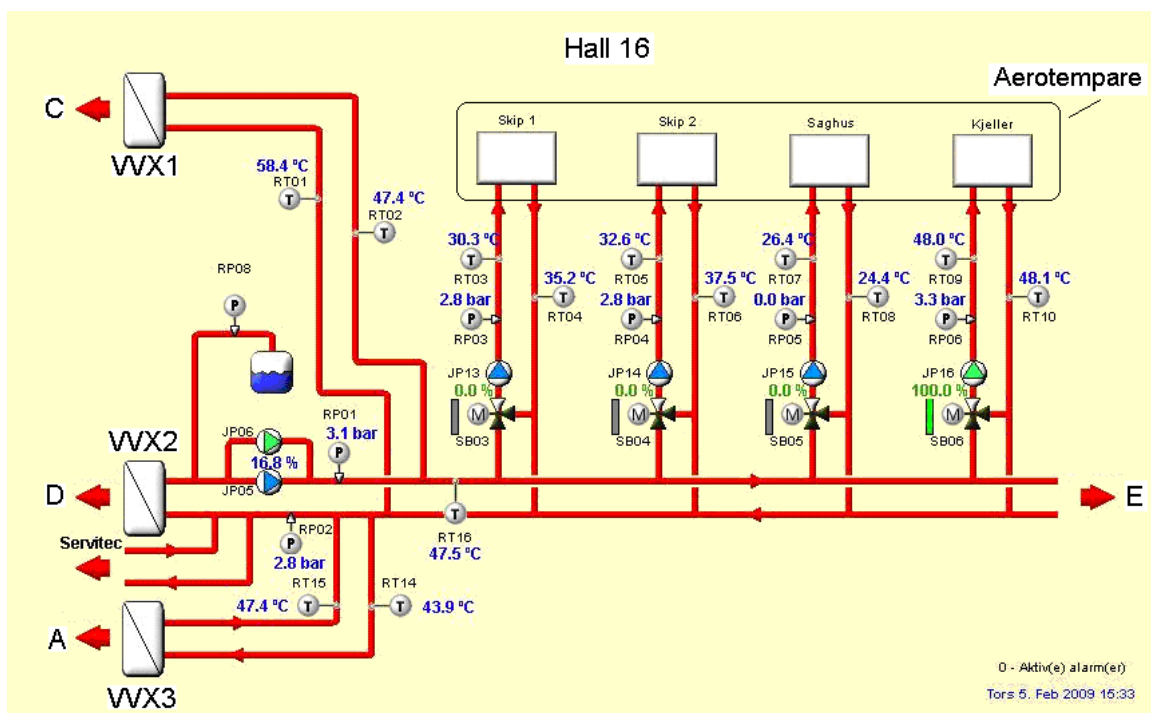
Varmen frå trykkluftkompressorane vert ført til strålevarmepanel i taket i del 1 (skip 1) og del 2 (skip 2) i hall 16 ved varmebehov (Figur 8).



Figur 8 Plassering av elektrokjeler, samt høgtemperatur varmedistribusjon ved strålepanel i hall 16

2.5.4 Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 1

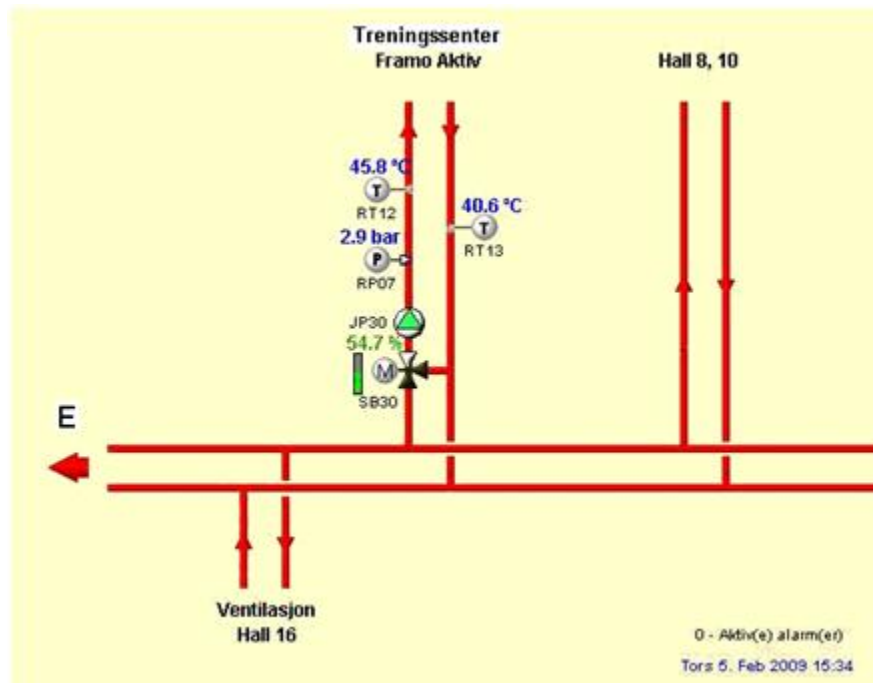
Varmen frå varmepumpa samt overskotet frå høgtemperaturkrinsen danner lågtemperaturkrinsen. Her vert varmen overført via aerotemparar som er plassert på veggane i hall-lane (16, 8 og 10), samt til oppvarming av symjebasseng og treningshall (Framo Aktiv).



Figur 9 Varmedistribusjonssystemet lågtemperatur del 1

2.5.5 Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 2

Varmerøyra fortset ut av hall 16 til dei andre forbrukarane.



Figur 10 Varmedistribusjonssystemet, lågtemperatur del 2

2.6 Styring og regulering

Det totale varmeanlegget i hall 16 er nokså komplekst, sjå vedlegg V. Det er sett opp ei reguleringsstrategi for oppvarming av alle hallane på Frank Mohn Fusa:

- 1.) Utnytte all tilgjengeleg spillvarme
- 2.) Produser varme frå varmepumpe
- 3.) Start opp elektrokjeler og eventuelt oljekjel

For varmeanlegget i hall 16 vil punkt ein for regulering vera å utnytta tilgjengeleg varme frå veksling mot trykkluftkompressorane, dersom dette ikkje er tilstrekkeleg vil R134a-varmepumpa starta. I driftstilhøve der punkt ein og to ikkje greier å dekkja varmebeho-

vet, vil elektrokjelane starta. Sidan det er ei stor internlast grunna mange maskinar i hall 16, vil det vere veldig sjeldan at det er naudsynt at elektrokjel forsyner varmedistribusjonssystemet. I vedlegg H ligg ein kort funksjonsbeskriving for varmesentralen i hall 16.

2.6.1 Reguleringa av R134a-varmepumpa

Slik innstillinga er i dag, er den utgåande vasstemperaturen frå kondensatoren sett til 47,5 °C, og varmepumpa går for å oppretthalda denne temperaturen [Hjerkin, 2009]. Det går ei tilnærma konstant vassmengd gjennom kondensatoren i varmepumpa, den leverte varmemengda vert dermed regulert ut i frå temperaturdifferansen over kondensatoren. Ei forbetra regulering av varmepumpa kan vera å styra den etter temperaturfølar RT14 som måler returtemperatur på vatnet inn på varmevekslar VVX-2 (Figur 5).

Dersom det vert driftstans på varmepumpa, vil trykkluftkompressorane eller elektrokjelane dekkja eit minimalt varmebehov, i eit slikt tilfelle vil kun grunnventilasjonen gå. På Venjanaset er den gjennomsnittlege utetemperaturen +7 °C, ut frå erfaringstal vert det sagt at hall 16 er sjølvforsynt med varme så lenge utetemperaturen er over +5 °C, grunna varme frå alle maskinane i hallen. [Nytræ, 2009]. Dette tyder at ein ikkje greier å levere tilstrekkeleg varme, dersom varmepumpa stoggar på ein kald vinterdag.

2.7 Kommentar til systemløysinga

Prinsippet bak systemskjemaet for varmeanlegget i hall 16 er at varmen frå trykkluftskompressorane først skal utnyttast, og dersom det framleis er behov for varme skal varmepumpa slå inn. Ut i frå driftserfaringar har hall 16 eit lite varmebehov grunna store internlaster i hallen, og det meste av varmen vert dekkja av varmegjenvinnaren i ventilasjonen. Slik drifta er i dag, så går varmepumpa vår, sumar og haust grunna eit oppvarmingsbehov til Framo Aktiv. Det bør derfor vurderast på det sterkaste å leggja om røyrnett til Framo Aktiv etter at teknisk varmesentral er utvida med ei ny R134a-varmepumpe (500 kW), slik at varmepumpene i teknisk varmesentral forsyner Framo Aktiv med varme. På denne måten vil ein kunne hinda at den store R134a-varmepumpa i hall 16 må gå på dellast kun for å forsyna Framo Aktiv med opp til 258 kW varme.

3 Skildring av R717-varmepumpa

R717-varmepumpa i teknisk varmesentral vart studert hausten 2008 (Figur 11). Her vert berre dei dimensjonerande verdiane (Tabell 8), og systemskjema (Figur 12) teke med. Forklarande tekst til Figur 12 ligg i vedlegg I. Utfyllande informasjon finn ein i prosjekt-oppgåva.

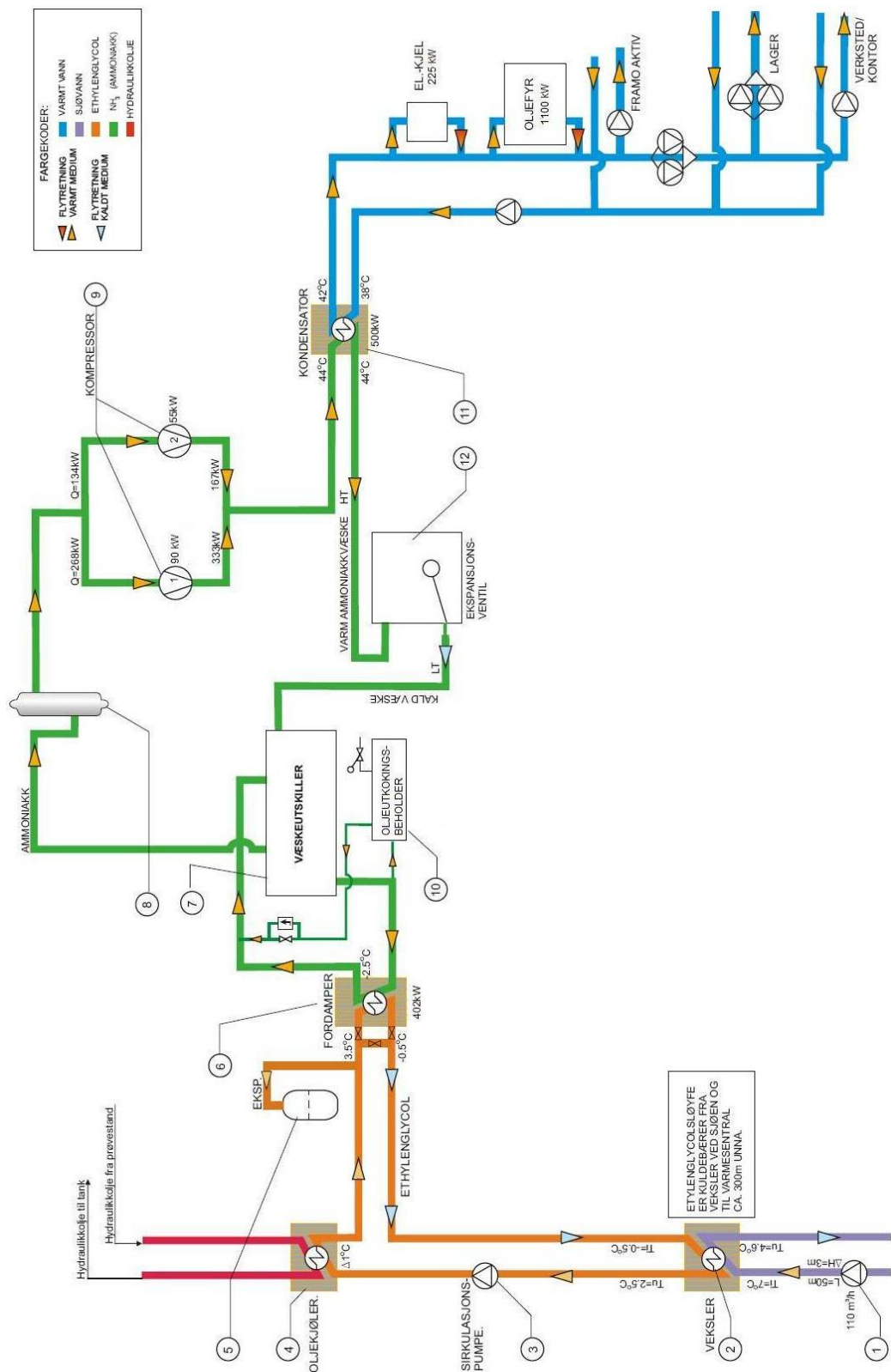
Tabell 8 Dimensjonerande verdier til R717varmepumpa [Kalve, 2008]

Maksimal varmeyting [kW]	500
Inngående glykoltemperatur [°C]	+3,5
Fordampingstemperatur [°C]	-3
Fordampartrykk [bar]	3,8
Utgående vassstemperatur [°C]	42
Kondenseringstemperatur [°C]	44
Kondenseringstrykk [bar]	17,3
Trykkørystemperatur [°C]	123,5



Figur 11 R717-varmepumpa i teknisk varmesentral [Kalve, 2008]

3. Skildring av R717-varmepumpa



Figur 12 Den opphavlege systemløysinga for R717-varmepumpa i teknisk varmesentral [Kalve, 2008]

3.1 Prosessen til R717-varmepumpa i log p-h diagram

Grunna manglande loggeutstyr vart trykkrørstemperaturen berre målt i ein time og eit kvarter 6. mars 2009. Derfor er dette dei einaste sikre måledata som kan nyttast til ei simulering av R717-varmepumpa.

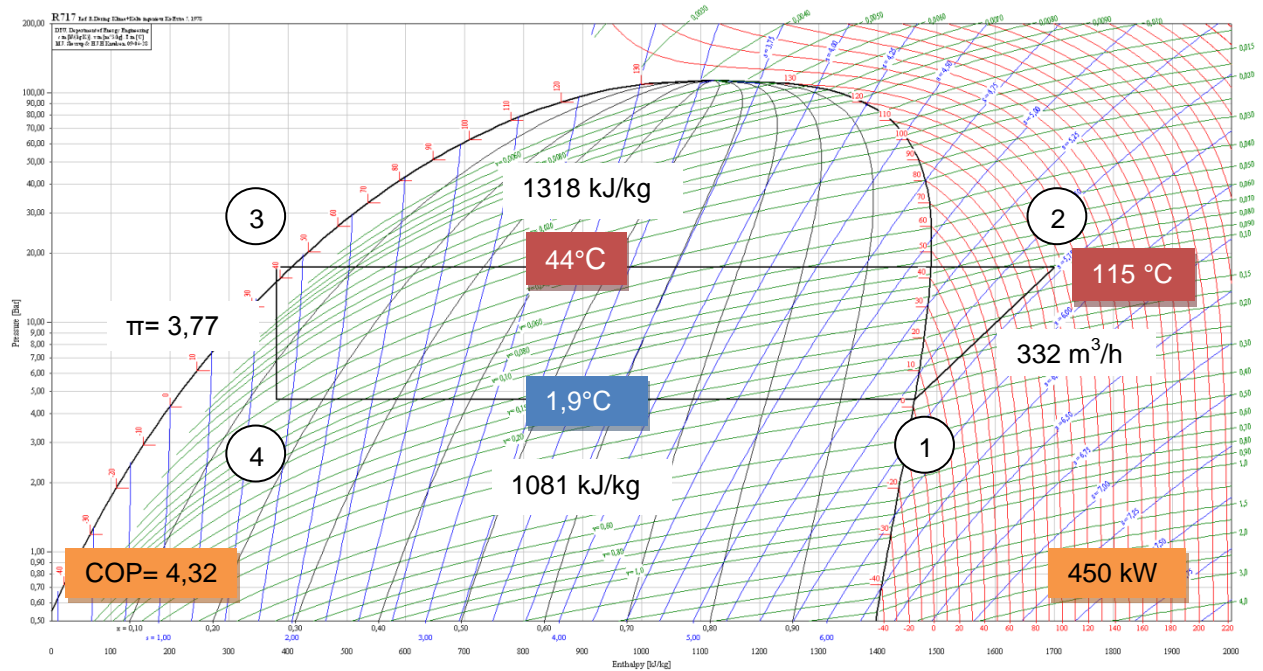
Verdiar ved driftstilhøva ved måling av sugegass- og trykkrørstemperatur, vart lagt inn i Cool Pack:

- Fordampingstemperatur, $T_f = 1,9^\circ\text{C}$
- Kondenseringstemperatur, $T_k = 44^\circ\text{C}$
- 5 K underkjøling
- Ingen overheting
- Trykkrørstemperatur, $T_{tr} = 115,1^\circ\text{C}$

Den isentropiske verknadsgrada til kompressoren vart funnen i Cool Pack ved følsomheitsanalyse, med same framgangsmåte som i kapittel 2.4, side 15. Ved å leggja inn isentropisk verknadsgrad på om lag 0,59, stemmer simuleringa med den målte varmemengda på om lag 450 kW og tilført effekt til kompressorane om lag 111 kW. Leverandøren av kompressorane oppgjer ei isentropisk verknadsgrad på om lag 0,79, den simulerte verdien var mykje lågare i det simulerte tilfellet.

- Isentropisk verknadsgrad, $\eta_{is} \approx 0,59$

3. Skildring av R717-varmepumpa



Figur 13 Log p-h diagram av driftstilløva ved måling av trykkørystemperatur 6.mars

Resultatet av simuleringa er vist i Tabell 9:

Tabell 9 Utrekna verdiar frå simulering av driftstilløvet til R717-varmepumpa 6. mars09 [Cool Pack]

Utrekna verdiar i Cool Pack	
Fordampingsvarme, $q_f = h_1 - h_4$ [kJ/kg]	1081,02
Kondenseringsvarme, $q_k = h_2 - h_3$ [kJ/kg]	1318,26
COP [-]	4,32
W [kJ/kg]	3,77
Trykkforhold, π [-]	3,77

3. Skildring av R717-varmepumpa

Dei utrekna verdiane frå Cool Pack viser at COPen til varmepumpa om lag 4,3 ved den gitte simuleringa. Ut i frå verdiar frå den kontinuerlege målinga av COP til R717-varmepumpa, var COP om lag 4,0 ut frå ein kondenseringsvarme på om lag 450 kW og eit kompressorarbeid på om lag 111,3 kW. Desse verdiane vart henta ut i frå SD-anlegget (sentral driftskontroll) i tidsperioden som målinga av trykkørstyrstemperatur fant stad.

Tabell 10 viser ei oppsummering av dimensjonerande verdiar ved det gitte driftstilhøvet:

Tabell 10 Verdiar frå måling av trykkørstyrstemperatur [Cool Pack]

Verdiar for R717-varmepumpa 6. mars	
Fordampingsvarme, Q_f [kW]	369,02
Kondenseringsvarme, Q_k [kW]	450,0
Massestrøm, m [kg/s]	0,34
Slagvolum, V_{inns} [m ³ /h]	332,17
Kompressorarbeid [kW]	111,13

3.2 Kjøling av hydraulikkolje

Glykolkrinsen som går opp til R717-varmepumpa sørger også for ei kjøling av hydraulikkolja som vert nytta til testing i produksjonen. Tidlegare har det kun vore ein røyrkjelvarmevekslar som har kjølt ned hydraulikkolja. No i vår har det vorte kjend at det er sett inn fire kjølarar på returleidninga til glykol som kjem frå R717-varmepumpa, denne kjølinga er på til saman 1215 kW (600+200+365+50)kW. Vedlegg J viser det opphavlege systemskjemaet for denne innkoplinga, men her er dei fira kjølarane plassert på turleidninga før R717-varmepumpa [Fagertveit, 2009].

4 Sjøvassinntaket

Før utvidinga av varmeanlegget på Frank Mohn Fusa starta, var det eit lite sjøvassinntak som henta sjøvatn ved 6 meters djup. Og sjøvatnet vart veksla mot ein glykolkrins opp til R717-varmepumpa [Kalve, 2008]. Etter at utbygginga er ferdig og alle dei tre varmpumpene er i drift, vil den maksimale varmeytinga frå dei tre varmpumpene vera til saman 2090 kW [Nytræ, 2009]. Dette er ei firedobling av varmeytinga i forhold til R717-varmepumpa. Derfor var det heilt naudsynt å utvida til eit større sjøvassinntak, som hadde kapasitet til å levera tilstrekkeleg med sjøvatn/glykol til varmpumpene.

4.1 Utforming

I november 2008 vart det nye sjøvassinntaket teke i bruk. Figur 15 viser systemskjemaet over sjøvassinntaket. Sjøvatnet vert henta frå 60 meters djup, og vert ført opp gjennom ein 450 meter lang sjøvassleidning (PE100 SDR 17, PN 6) med diameter 500 mm. Det er laga ein inntakskum på kvote -4 meter. Kummen er delt i to, det er ein inntakskum (kammer 1) og ein indre kum (kammer 2) der sjøvasspumpene er plassert. Mellom kummane er det ei kvadratisk (1m*1m) rist som hindrar at fisk og anna sjødyr kjem inn til sjøvasspumpene. Rista er av eit komposittmateriale (plastikkmateriale) med masker 15mm *15 mm.

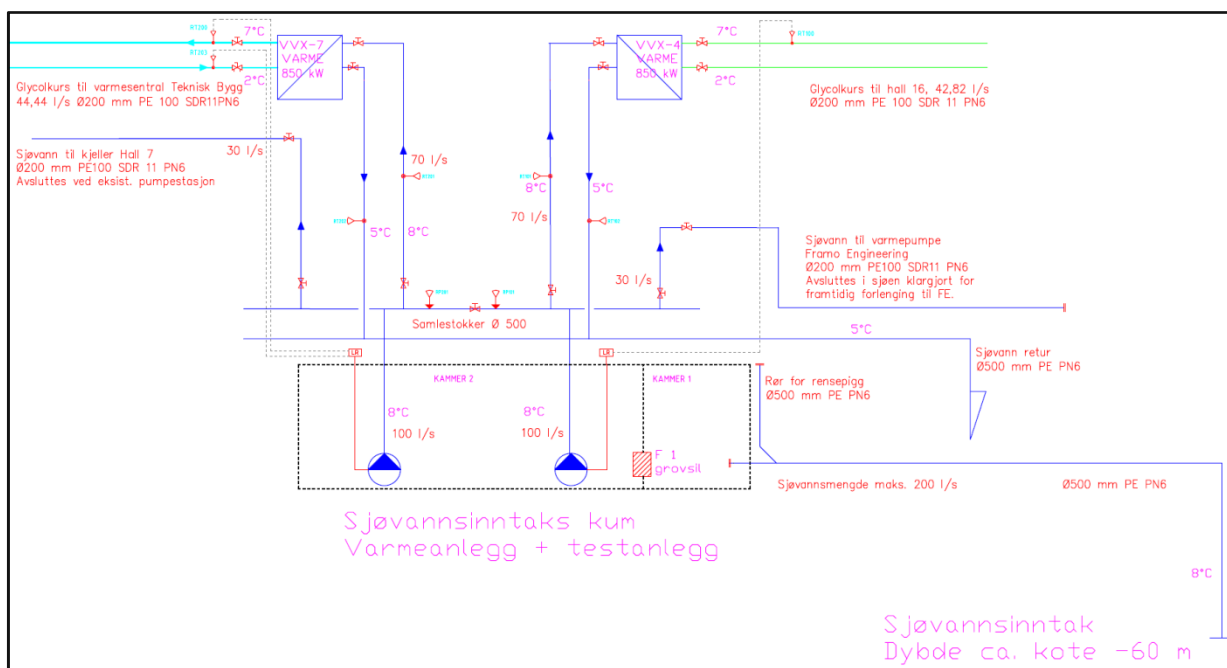


Figur 14 Sjøvassrist i komposittmateriale, fibergrate [Glassartworld]

I kammer 2 står det to nedsenkbare pumper frå Grundfos, pumpene er i støypejern og derfor utsyrt med sinkanodar. Kvar av pumpene har ei maksimalkapasitet lik 450 m³/h (125 L/s) [Multiconsult server, 2009]. Pumpene pumper sjøvatnet opp til samlestokken og vidare til dei to varmevekslarane mot glykollinjene. Vedlegg K viser snitt av sjøvassinntaket. Slik innstillinga er gjort i dag er samlestokken avstengd på midten slik at pumpe 1 leverer sjøvatn til varmevekslaren mot teknisk varmesentral, og pumpe 2 leverer sjøvatn til vekslaren mot hall 16. Dei to varmevekslarane som vekslar sjøvatn mot glykol-

4. Sjøvassinntaket

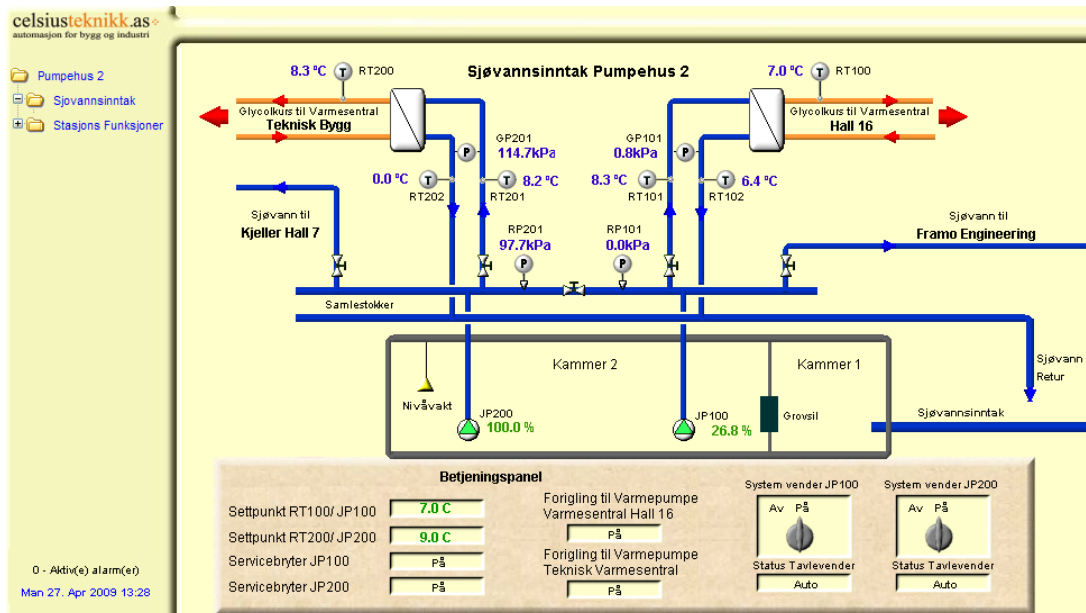
krinsane er to platevekslarar i titan frå Alfa Laval M15 BFM og dei har ei maksimal kapasitet på 850 kW [Nytræ, 2008] Utfyllande informasjon ligg i vedlegg L. 20% etylenglykol (Dowcal 10) transporterer varme frå sjøvassinntaket til teknisk varmesentral og hall 16. Det er to skilde glykollinjer, det er om lag 250 meter frå sjøvassinntaket og opp til teknisk varmesentral [Kalve, 2008] og om lag 75 -100 meter frå sjøvassinntaket til hall 16 (vedlegg A). I sjøvassinntaket er det lagt opp til å kunne levera sjøvattn til Framo Engineering og kjeller i hall 7, desse kursane er ikkje i drift på noverande tidspunkt. Sjøvasspumpene i pumpekummen er låst på 70 l/s, sidan dette er den maksimale kapasiteten til platevekslarane mot glykollinjene, som vist i Figur 15.



Figur 15 Systemskjema over sjøvassinntaket [utdrag frå flytskjema hall 16, vedlegg V]

4.2 Styring og regulering

Sjøvasspumpene vert styrt ut i frå turtemperaturen til glykol på dei to glykolkrinsane (RT100 og RT200), sjå Figur 16 . Det er stilt inn av sjøvasspumpene skal gå så lenge glykoltemperaturen er under 7 °C. Denne innstillinga vart gjort på grunnlag av sjøvass-temperatur over året varierar mellom 7 og 10 °C [Nytræ, 2009].

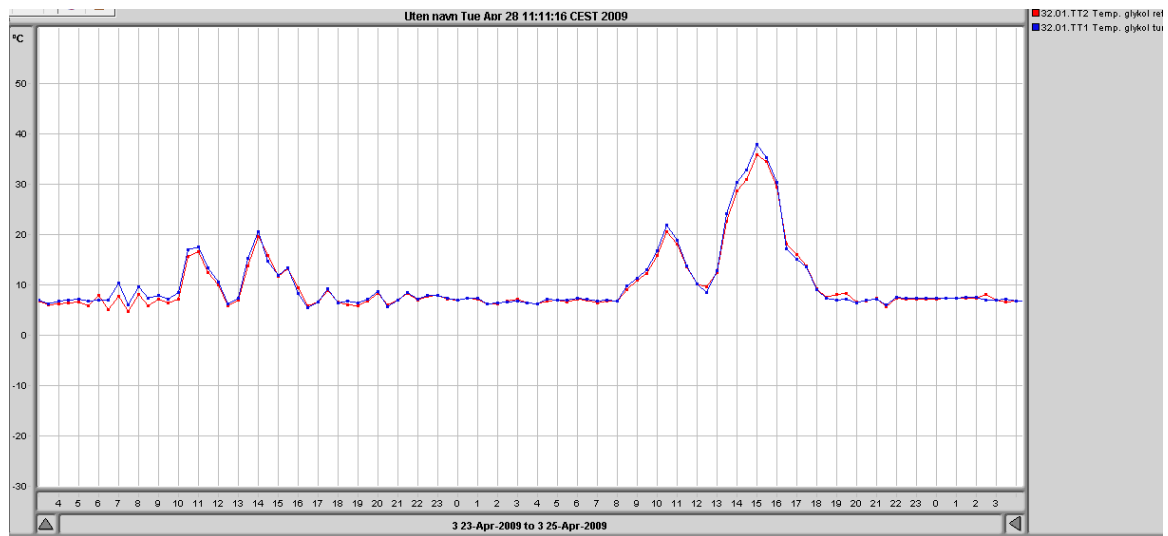


Figur 16 Skisse av sjøvassinntaket [SD-anlegget]

Problem

Fredag 24. april var glykoltemperaturen oppe i 35 °C (RT200). Glykoltemperaturen vart så høg grunna at sjøvasspumpa var stilt inn til å starta dersom glykoltemperaturen kom under 7 °C. Sidan det i periodar kan verta kjøling av hydraulikkolja på opp til 1215 kW kjøleeffekt på glykollinja som går til teknisk varmesentral, vil det i periodar verte ei kraftig auke i returtemperaturen til glykol. Sidan sjøvasspumpa først startar dersom glykoltemperaturen kjem under 7 °C. Når sjøvasspumpa sto, vart glykoltemperaturen berre høgare og høgare, sidan glykolen ikkje nedkjølt av sjøvattnet. Når temperaturen på glykollinja aukar så kraftig vil det gå ut over plastmateriale i linja, og det er stor fare for lekkasje. For å senka denne, stilte driftsansvarleg pumpa på minimum 15 Hz for å få kjølt ned igjen glykollinja, slik at ikkje sjøvasspumpa stoppar igjen før settpunktet til sjøvasspumpa vert endra på SD-anlegget [Vindenes, 2009].

4. Sjøvassinntaket

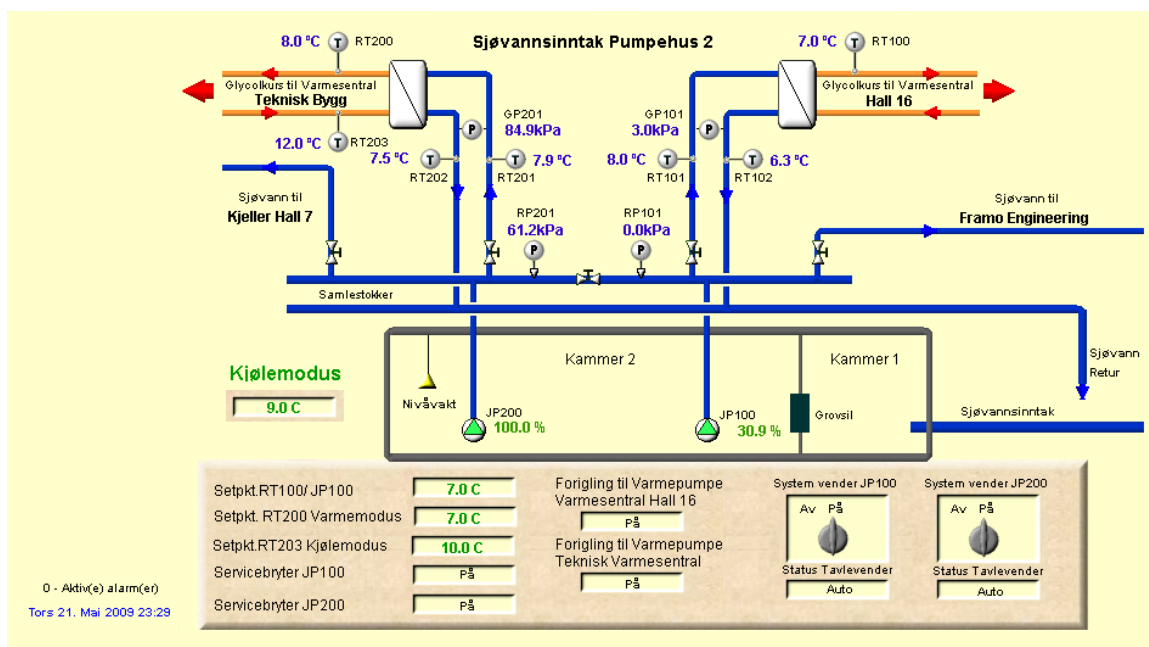


Figur 17 Tur -og retur glykoltemperatur til/frå teknisk varmesentral ved sjøvassinntaket 24. april 2009 [SD.anlegget]

Settpunkttemperaturen for glykol mot teknisk bygg vart endra frå 7 til 9 °C den 27. april 2009. Før denne endringa vart gjort har det vore mange periodar at pumpa i pumpekummen ikkje har gått, og det har vore lang oppstartstid på sjøvasspumpa og dermed har temperaturen på glykollinja kome heilt ned i 6 °C før pumpa startar, dette skuldast tregleik i systemet. Oppstartstida har vore på 10-15 minutt og forseinkinga i reguleringa skuldast at det er eit langt rørstrekk (250 m) opp til teknisk varmesentral frå sjøvassinntaket. Dersom ein skal ha ei optimal regulering bør sjøvasspumpa også verta styrt etter temperaturfølar i teknisk varmesentral, då vert forseinkinga halvert.

Ein må vita om det er eit kjøle - eller varmebehov i teknisk varmesentral. Om våren vil dette veksla fram og tilbake, nokon dagar vil det vera behov for varme og andre dagar ynskjer ein at sjøvatnet skal kjøla ned glykolen slik at glykolen held ein låg nok temperatur til å kunne kjøla hydraulikkolja tilstrekkeleg. For å vita om det er eit kjøle – eller varmebehov vart det installert ein temperaturfølar (RT203) på returleidningen til glykol. Sjøvasspumpa (JP200) startar grunna kjølemodus dersom temperturfølar RT203, viser meir enn 10 °C (Figur 18).

4. Sjøvassinntaket



Figur 18 Sjøvassinntaket, ekstra temperaturfølar (RT203), SD-anlegget

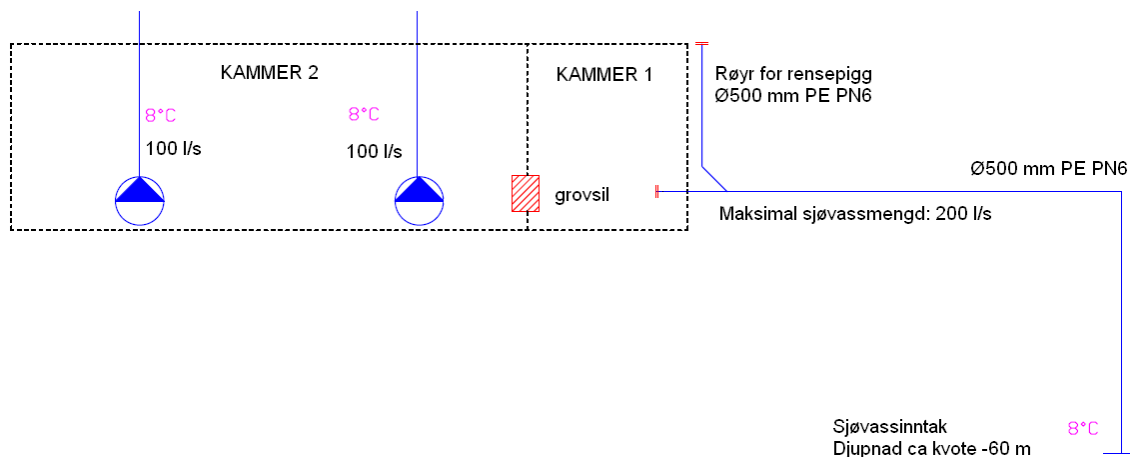
4.3 Vedlikehald av sjøvassinntaket

Sjøvassinntaket vart lagt på 60 meters djup for å redusera groing og algevekst, men på 60 meters djup kan ein ikkje ha noko rist på inntaket sidan det må verta gjort spesial dykk for å gjera vedlikehald på eit slikt djup [Nytræ].

Rista mellom kummane må reingjerast om lag ein gong i året ut frå erfaring frå andre tilsvarande anlegg [Aamelfot, 2009]. Det vil koma ein del fisk inn i inntakskummen, og fisken må verta teken opp med jamne mellomrom, for å hindra at den rotnar og legg seg på rista mellom kummane.

Det vil verta noko groing i inntaksleidningen og den bør kanskje piggast om lag ein gong i året [Aamelfot, 2009]. Etter lengre drift av anlegget, finn ein ut om ein gong i året er ofte nok eller ikkje. Ved pigging av inntaksleidningen, vert inntaket til kummane stengd og det vert køyrd ein pigg ned i inntaksleidningen. Piggen vert ført heilt ut til inntaket ved hjelp av vatn som vert kopla til røyret for reinsepigg.

4. Sjøvassinntaket



Figur 19 Snitt av sjøvassinntak, reinsing av inntaksleidning

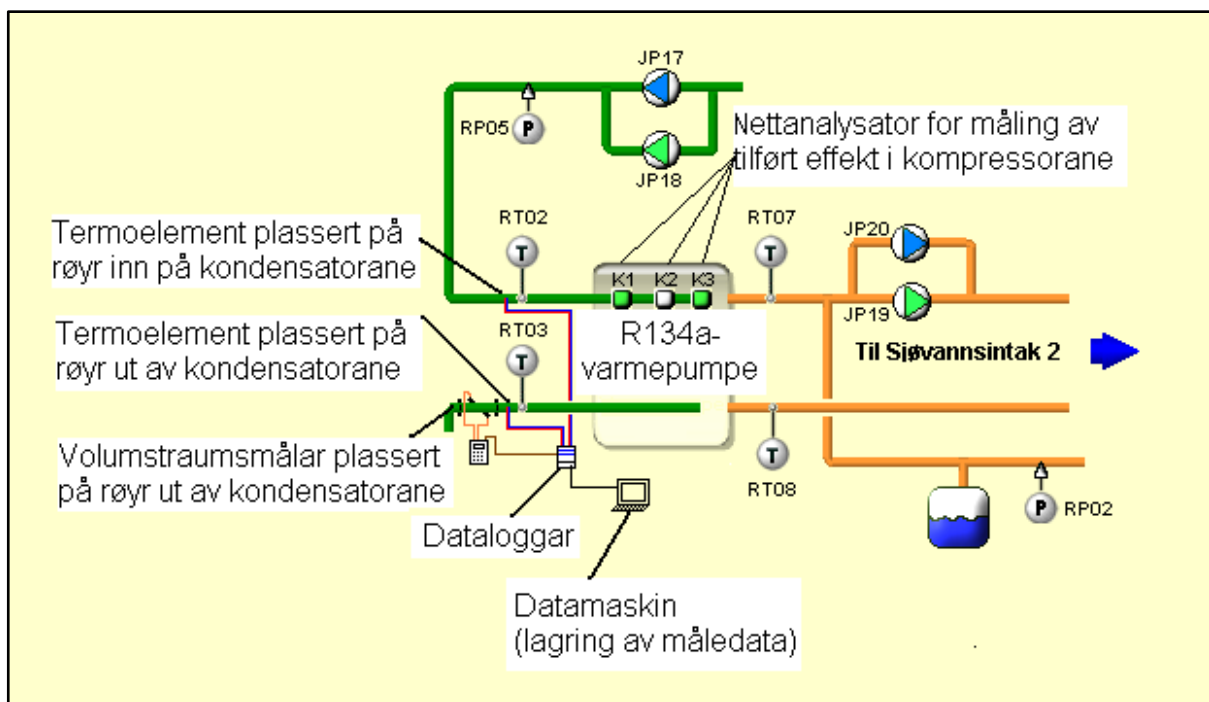
I dag er det ikkje planlagt noko reinsemiddel for platevekslarane i sjøvassinntaket. Min anbefaling er å nytta CP Øyens reins som er basert på myse og er dermed ikkje skadelig for miljøet, datablad for dette reinsemiddelet ligg i vedlegg M. Det må monterast ein behalda og røyrføring frå den til platevekslarane. På Statoil Rotvoll har dei nytta dette reinsemiddelet i eit par år på platevekslarane som varmevekslar mot sjøvatn, og det har vore vellukka [Aamelfot, 2009].

5 Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16

R134a-varmepumpa og systemløysinga rundt har vorte analysert. Sidan det har vore manglande informasjon frå EPTEC rundt komponentane og driftsforholdet til varmepumpa. Er det meste av analysa, med grunnlag i resultatata frå målingar på varmepumpa frå 6. mars til 5. april 2009.

5.1 Målingar på R134a-varmepumpa

Sidan det ikkje er noko instrumentering på R134a-varmepumpa vart det bestemt at det skulle setjast opp ein volumstrømsmålar, ein nettanalysator samt temperaturfølarar i ein kort måleperiode. Figur 20 viser ei prinsipiell skisse over korleis måleutstyret vart sett opp.



Figur 20 Oppsett av måleutstyr på R134a-varmepumpa

5.1.1 Volumstrømmåleren

For å måla volumstrømmen vart det nytta ein Panametrics ultralydmålar, transport modell PT868 vers. T3C. Den siste kalibreringa av måleren vart gjort i 09.02.1999. Denne har ei nøyaktigheit på $\pm 2\%$, (dersom måleren nyleg hadde vore kalibrert ville nøyaktigheita vore $\pm 1\%$) [Ljostveit, 2009]. Volumstrømmåleren vart montert på vassrøyret ut av kondensatoren, denne plasseringa gav eit langt røyrstrekk før volumstrømmåleren. Ideelt sett vert det sagt at måling av volumstrøm skal verta sett opp på vassrøyret inn på kondensatoren, sidan det her er den lågaste temperaturen, noko som vil gje ei meir nøyaktig måling [Ekerhovd, 2009].

Kalibrering av volumstrømmåleren

Kalibreringa vart gjort opp mot ein fastmontert elektromekanisk volumstrømmålar (Krohne EMF flowmeter: IFC 110F) i vasskraftlaboratoriet på NTNU. I 2006 ble usikkerheita utrekna til 0,092%. Måleutstyret vart montert tre meter frå den fastmonterte volumstrømmåleren og det vart teke om lag 20 måleseriar.

Volumstrømmåleren viste heile tida mindre enn kva den skulle. Ut frå dei ulike måleseriane kom det klart fram at avviket aukar litt med aukande vassmengd, men det var eit tilnærma lineært avvik i måleområdet under 4000 L/min, som vart sett som maksimalvolumstrøm på oppkoplinga på Frank Mohn Fusa. Det vart funnen ein korrigeringsfaktor tilnærma lik 1,123.

Oppsett av volumstrømmåleren

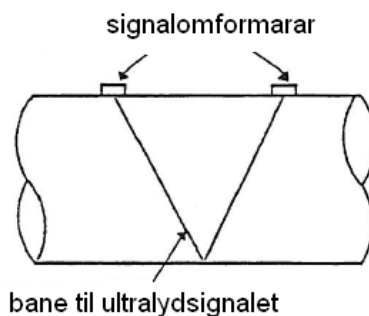
Volumstrømmåleren sender straumpulsar mellom 4 og 20 mA til straummodulen (NI9201) i dataloggaren. Den maksimale volumstrømmen utgjer eit signal på 20 mA. Dersom det skjer noko gale med målinga av volumstrømmen er det stilt inn at måleren skal senda ut det lågaste signalet som er mogleg, 4 mA. Det er då enkelt å luka ut enkelte feilmålingar i ettertid.

Måleverdiane frå volumstrømmåleren vart kontrollert opp mot den dimensjonerande vassmengda ut av kondensatoren. Samt måleverdiane frå termoelementa vart sjekka opp mot dei fastmonterte temperaturfølarane like ved.

Tabell 11 Verdier som vart lagt inn på volumstrømmålar

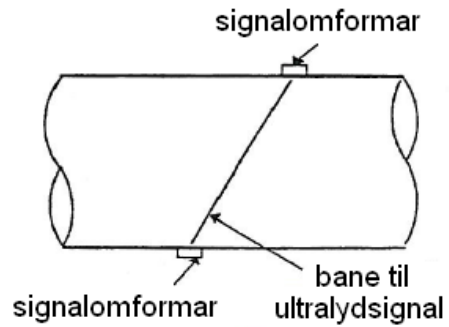
Rørdiameter [mm]	219
Tjuknad på røyrvegg [mm]	5
Røyrmateriale	Svartstål
Gjennomstrømande væske	Vatn
Temperatur til væska [°C]	47
Temperatur til røyrveggen [°C]	47
Eining for målingane	L/min
Maksimal volumstrøm [L/min]	4000

Det er viktig å vera nøye med oppkoplinga av volumstrømmålaren på røyrret, slik at målingane vert så nøyaktige som mogleg. Volumstrømmålaren har to signalomformarar for mottak og sending av ultralydsignal. Ved oppkopling har ein to moglegheiter: Ein kan kople målaren opp slik at signalomformarane er festa på same side av røyrret, då vil ultralydsignalet gå frå den eine signalomformaren, gjennom røyrret til den treff røyrveggen og reflekterar til den andre signalomformaren (Figur 21).



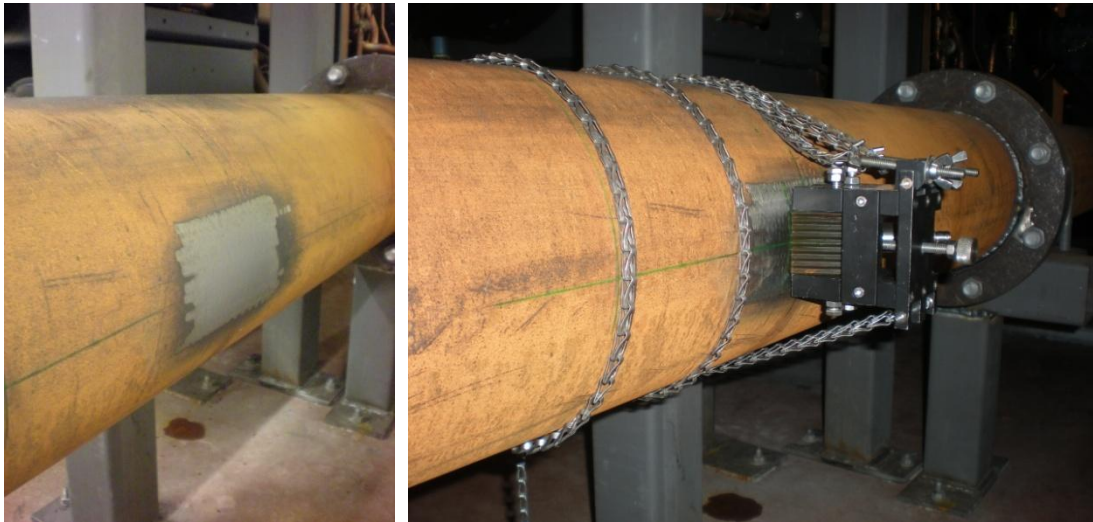
Figur 21 Alternativ oppkopling av volumstrømmålar, "doubl traverse"

Ved det andre alternativet vert signalomformarane plassert på kvar side av røyrret og ultralydsignalet går gjennom røyrret (Figur 22). Dette oppsettet vart vald sidan det gjer eit mest nøyaktig resultat. For begge oppsetta må ein rekne ut plasseringa av signalomformarane ut i frå vinkelen til signalet som kjem frå signalomformaren.



Figur 22 Oppkopling av volumstrømmåleren, "singel traverse"

Ved oppsett vart det gjort nøye oppmerking for å passa på at signalomformar sto heilt overfor kvarandre, samt at avstanden mellom dei var riktig ut i frå inngongsvinkelen til signalet (Figur 23 og Figur 24).



Figur 23 Oppsett av volumstrømmålar på R134a-varmepumpa

Til venstre i Figur 24 er oppsett vist ovanifrå, på bilete til høgre ser ein ultralydmålaren og dataloggaren



Figur 24 Oppsett av volumstrømmålar og dataloggar på R134a-varmepumpa

5.1.2 Temperaturfølarane

Det vart nytta to termoelement type T (kopar/konstantan). Dette termoelementet er eigna for målingar mellom -270 og $+400$ °C, og har ei nøyaktigheit på $\pm 0,5$ °C [Instrumentkompaniet, 2009]. Termoelementa vart festa på tur – og returrøyet på vassida av kondensatoren, slik at temperaturdifferansen på inn - og utgåande vatn frå kondensatoren vart logga.

Kalibrering av termoelementa

Termoelementa vart kalibrert i isvatn på Frank Mohn Fusa før dei vart teken i bruk (Figur 25). Dette gjer ei nøyaktigheit på om lag $\pm 0,15$ °C [Stene, 2009].



Figur 25 Kalibrering av termoelement i isvatn

Oppkoplinga

Først vart eit område av røyrveggen slipt glatt og termoelementet vart så festa med ein sølvteip etter at det var kalibrert. Til slutt vart målepunktet til termoelementet isolert, isolasjonen vart festa med teip slik at isoleringa skulle verte så god som råd, slik at avviket vert minst mogleg. Figur 26 viser stega i oppkoplinga.



Figur 26 Montering av termoelement i hall 16

5.1.3 Dataloggar

Det vart nytta ein dataloggar frå National Instruments (NI cDaq-9172) til å logga måledata frå dei to termoelementa samt signal frå volumstrømsmålar (Figur 27). Det kan koplant til ulike modular i denne dataloggaren, og i dette tilfellet vart det nytta ein modul for temperaturmåling (NI 9211) og ein annan modul (NI 9203) for å ta i mot strømsignal frå volumstrømsmålar.



Figur 27 Dataloggar NI cDaq-9172 [Dataloggar, 2009]

Modul for temperatur, NI 9211

- Fire kanalar $\pm 80\text{mV}$ 24-Bit termoelement "input"
- $\pm 1,5\text{ V}$ kanal-til-COM (jord)
- 250 Vrms CAT II kanal-til-jord isolasjon
- $-40^\circ\text{C} \leq T_a \leq 70^\circ\text{C}$



Figur 28 Modul for temperatur, NI 9211 [Modul for temperatur, 2009]

Modul for straum, NI 9203

- Åtte kanalar $\pm 20\text{mA}$ 16-Bit analog "input"
- 250 Vrms CAT II kanal-til-jord isolasjon
- $-40^\circ\text{C} \leq T_a \leq 70^\circ\text{C}$



Figur 29 Modul for straum, NI 9203 [Modul for temperatur, 2009]

5.1.4 Nettanalysatoren

Det vart nytta ein nettanalysator for måling av tilfør effekt til kompressorane, den er av typen: Hioki 3169-20. No. 08043952 og vist i Figur 30. Det vart kopla til tre straummålarar til nettanalysatoren, ein per fase (Hioki 9667 Flexible clamp on sensor No 080206670, 080206677, 080206678) [Tenold, 2009]. Nøyaktigheita er $\pm 2,2\%$ av avlesne verdi (rdg.) $\pm 0,4\%$ fullskala (f.s.) Meir informasjon kring målenøyaktigheit.

Nettanalysatoren kan gje ut mange ulike verdiar. I dette tilfellet vart tilført effekt til kompressorane midla over tidsintervallet på fem minutt som er stilt inn. I hall 16 går instrumentering (småelektronikk ca 100 W) på same kursen som det vart målt på, men dette er så lite at det ikkje vil verka inn på resultatane.



Figur 30 Nettanalysator, Hioki 3169-20 [Nettanalysator, 2009]

5.1.5 Lab View

Programmet Lab View vart nytta for å logga verdiar frå volumstrømmålarane og termoelementa. Det vart nytta ei ferdiglagd programfil som dei nyttar i labben på NTNU for logging ved målingar.

I dette programmet vert korrigeringa på volumstrømmålarane frå kalibreringa lagt inn. Programmet skriv loggdata til ei Excelfil. Det vart bestemt å logga volumstraum og tilhøyrande temperaturdifferanse kvart minutt. I ettertid vil verdiane verta midla kvart femte minutt, og det er då samanfallande med nettanalytoren som midlar effekta over ein periode på fem minutt.

5.1.6 Måleresultat frå R134a-varmepumpa

Ut i frå målingane som vart gjort frå 6. mars til 5. april 2009, er det ein veldig stor variasjon i effekt faktoren (COP) til R134a-varmepumpa. Volumstraum og dei tilhøyrande temperaturane vart målt kvart minutt og midla over ein fem minutt periode. Nettanalysatoren midla tilført effekt også over ein fem minutt periode. COPen varierar mellom 1,0 og 6,0 dersom ein trekk ut ytterpunkta i målingane. Noko av grunnen til denne store variasjonen skuldast at det er stor tregleik i det store vassvolumet som sirkulerar i varme-distribusjonssystemet. Sidan både volumstraum og inn- og utgåande vassstemperatur til/frå kondensatoren vart målt på utsida av vassrøyrret, vil det vera ei forseinking i målt vassstemperatur grunna termisk tregleik i metallet og det vil vera ein temperaturdifferanse over røyrveggen. Også små endringar i volumstraumen vert vanskeleg å fanga opp. Dette fører til at målingane av volumstraum, temperatur og tilført effekt ikkje vert samanfalande i tid og målingane er derfor midla over tid.

I Tabell 12 er dimensjonerande og målte verdiar for R134a-varmepumpa samanlikna. Gjennomsnittleg COP frå målingane er om lag 3,0, dette tilsvarar ei energisparing på 67% samanlikna med elektrisitet. Samanlikna med dimensjonerande COP for R134a-varmepumpa som vart sett til 3,63, gjer måleresultata 6% dårlegare energisparing. Den gjennomsnittlege leverte varmemengda er om lag 308,9 kW, dette er 28 % av maksimal varmemengd som R134a-varmepumpa kan levera. Til samanlikning er den gjennomsnittlege tilførte effekta til kompressorane 104,7 kW, dette utgjør 35% av maksimal tilført effekt. Dette viser at R134a-varmepumpa har gått på dellast i heile måleperioden. Målt COP ved dellast er i dette tilfellet høgare enn venta, med grunnlag i erfaringstal frå dellast drift av skruekompressorar på ulike varmepumpeanlegg [Stene, 2009].

Tabell 12 Samanlikning av dimensjonerande- og målte verdiar på R134a-varmepumpa

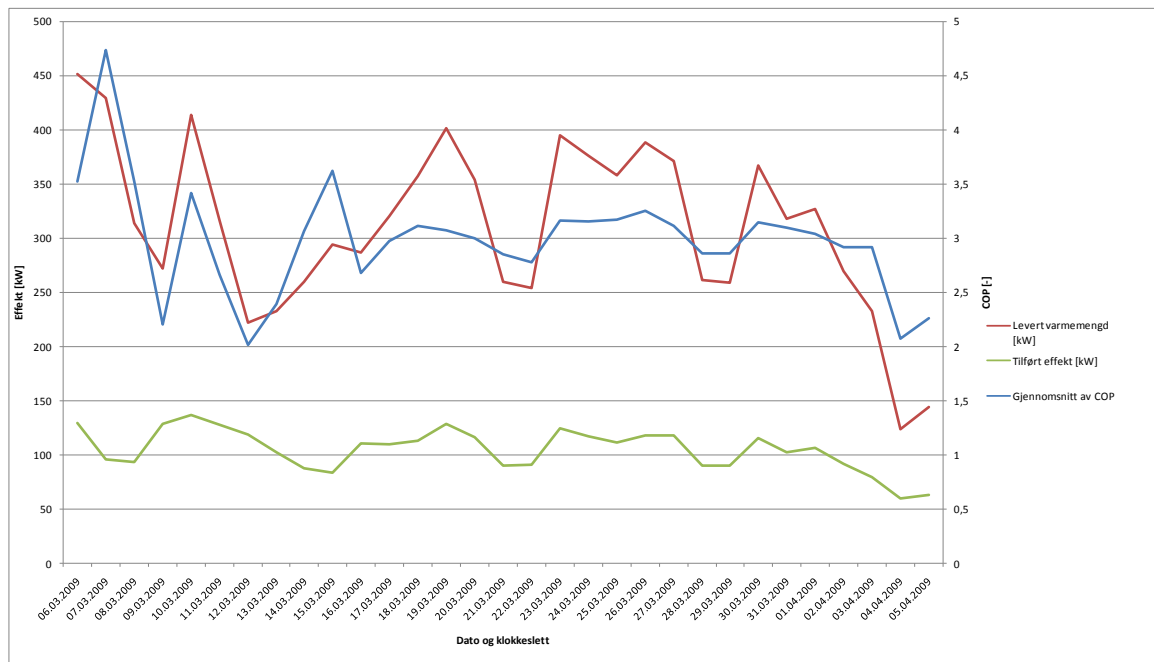
	Dimensjonerande verdiar ^(*)	Gjennomsnitt av målte verdiar	Målte verdiar samanlikna med dim.verdiar
COP [-]	3,63	3,0	18% lågare
Leverte varmemengd [kW]	1090 (maks.)	308,9	28% av maks.
Tilført effekt til kompressorane [kW]	300 (maks.)	104,7	35% av maks.
Volumstraum [L/min]	2592	2687,4	4% høgare
Inngåande vassstemperatur til kondensatoren [°C]	43	46,3	3,3 °C høgare
Utgåande vassstemperatur frå kondensatoren [°C]	50	48,0	2 °C lågare
Temperaturdifferanse over kondensatoren, ΔT [K]	7	2,7	4,3 °C lågare

(*) [Nytræ, 2009]

Den gjennomsnittlige volumstrømmen vart målt til om lag 2687 L/min, og dette er 4% høgare enn den dimensjonerande volumstrømmen på 2592 L/min. Sjølv om det vart gjort ei manuell kalibrering av volumstrømmemålar, er det ei nokså stor usikkerheit i måling utanpå røyr. Det vart oppgitt at volumstrømmemålar som vart nytta hadde $\pm 2\%$ avvik dersom den ikkje hadde vorte send til leverandør for kalibrering (kap. 5.1.1, side 39). Inngåande vassstemperatur til kondensatoren ligg om lag 3,3 °C over den dimensjonerande temperaturen. Den utgåande vassstemperaturen frå kondensatoren ligg om lag 2,0 °C under den dimensjonerande temperaturen. Dette skuldast at det er ei tilnærma konstant vassmengd som sirkulerer og at variasjonen i levert varmemengd vert regulert ut i frå temperaturdifferansen over kondensatoren. Sidan R134a-varmepumpa har gått på dellast i heile måleperioden er det naturleg at temperaturdifferansen over kondensatoren er relativt låg samanlikna med dimensjonerande temperaturdifferanse når R134a-varmepumpa går med full last.

Figur 31 viser at det er nokså stor variasjon i COP til R134a-varmepumpa. Midla COP per døgn i måleperioden, varierar mellom om lag 4,7 (7. mars) og 2,1 (4. april) (Tabell 13). For å kommentera diagrammet er dei tilfella der COP avviker frå det totale gjennomsnittet studert nærare. Perioden 6. til 7. mars har ein veldig høg COP samanlikna med gjennomsnittet. I perioden 9. til 10. mars er det stor variasjon i COP og frå 2. til 5. april er det ein stor reduksjon i COP.

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16



Figur 31 Levert varmemengde, tilført effekt til kompressorane og COP midla over eit døgn i for R134a-varmepumpa i måleperioden 6. mars til 5. april 2009

Tabell 13 viser tala som ligg bak Figur 31. Helgane er merka med grått sidan desse dagane ikkje er representativ for den normale drifta av R134a-varmepumpa. Driftstida for produksjonen på Frank Mohn Fusa er frå klokka 06.00 til 24.00 måndag til fredag. Frå klokka 06.00 til 15.00 er det full produksjon, og frå klokka 15.00 til 24.00 er det halv produksjon. Det er stilt inn til konstant ventilasjon (205 kW) i hall 8 heile døgnet og hall 10 vert oppvarma heile døgnet (maksimalt 150 kW). Konstant ventilasjon i hall 8 skuldast beiseanlegget i hallen, og den kontinuerlege drifta av varme i hall 10 skuldast eit gammalt varmeanlegg. Om natta går ein del automatiske maskinar, men det er ikkje kjend kor stor andel av den totale maskin parken dette utgjør [Vindenes, 2009]. Oversikt over varmebehovet i dei ulike hallane er vist i vedlegg F.

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16

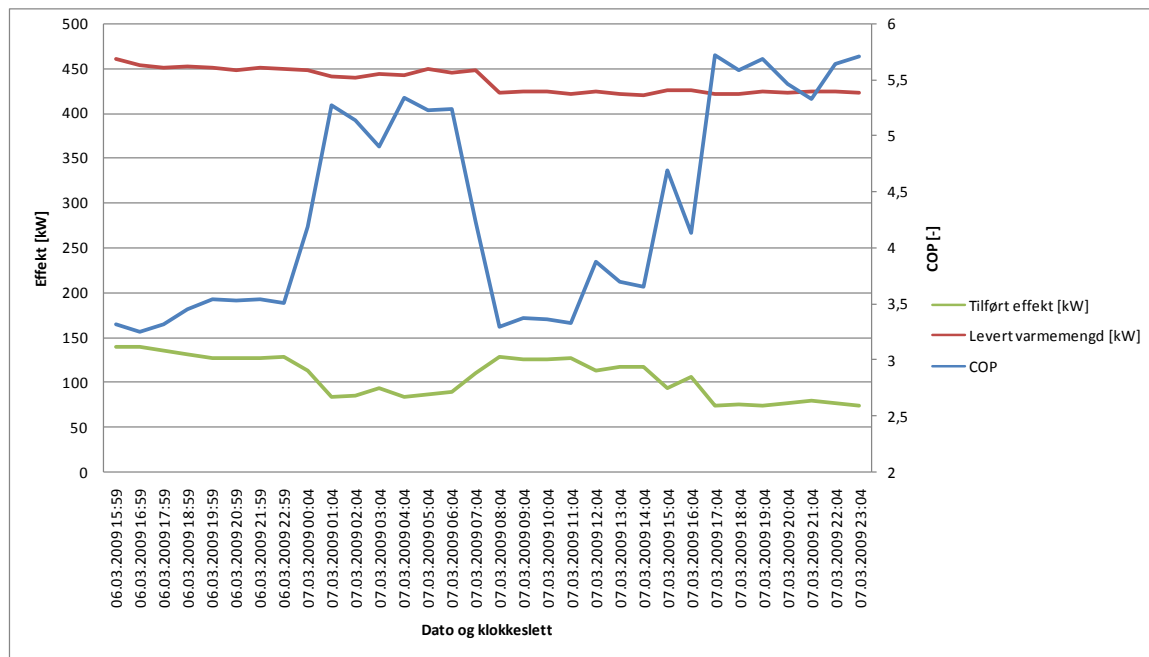
Tabell 13 Gjennomsnittlege verdiar for levert varmemengd, tilført effekt til kompressorane og COP for R134a-varmepumpa i måleperioden 6. mars til 5. april 2009, data som ligg bak Figur 31

Dato	Gjennomsnitt av COP	Levert varmemengd [kW]	Tilført effekt [kW]
06.03.2009	3,52	451,50	129,56
07.03.2009	4,73	429,75	95,66
08.03.2009	3,52	314,08	93,14
09.03.2009	2,20	272,14	128,85
10.03.2009	3,41	413,44	136,85
11.03.2009	2,66	315,82	127,98
12.03.2009	2,01	221,53	118,95
13.03.2009	2,39	232,51	102,73
14.03.2009	3,06	259,79	88,03
15.03.2009	3,62	294,37	83,24
16.03.2009	2,68	286,21	110,54
17.03.2009	2,98	320,46	110,19
18.03.2009	3,11	357,12	113,11
19.03.2009	3,07	401,47	128,28
20.03.2009	3,00	353,87	116,08
21.03.2009	2,85	259,58	90,35
22.03.2009	2,78	253,93	90,77
23.03.2009	3,16	394,97	124,31
24.03.2009	3,15	376,44	117,50
25.03.2009	3,17	357,70	111,64
26.03.2009	3,25	387,97	118,23
27.03.2009	3,11	371,49	118,08
28.03.2009	2,86	260,93	90,29
29.03.2009	2,86	258,45	89,82
30.03.2009	3,14	366,98	115,63
31.03.2009	3,09	317,98	102,14
01.04.2009	3,04	326,96	106,43
02.04.2009	2,91	269,22	91,58
03.04.2009	2,91	232,67	79,38
04.04.2009	2,07	123,36	59,88
05.04.2009	2,26	143,72	63,39
Totalt	2,98	308,87	104,72

Perioden 6. til 7. mars

I Figur 32 kan ein sjå at kompressorane trinnar seg ned om natta og medan den leverte varmemengda er relativt konstant heile døgnet, dette fører til at COPen aukar om natta. 6. mars var døgnmiddeltemperaturen 1,8 °C og den 7. mars auka den til 3,2 °C [Metrologisk institutt]. Ved låg utetemperatur vil det gå meir varme til hall 10 om natta grunna lågare internlast og instilling av konstant tilførsel av varme til hallen [Vindenes, 2009]. Sidan varme til hall 10 er 150 kW ved dimensjonerande utetemperatur (-10 °C) må det vera fleire grunnar til at den leverte varmemengda er så høg om natta. Ut i frå Figur 32 vert tilført effekt til kompressorane redusert om lag klokka 23, medan den leverte varmemengda framleis er konstant.

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16



Figur 32 Målte verdier av tilført effekt til kompressorane, levert varmemengd og COP midla over ein time frå 6. til 7. mars 2009 for R134a-varmepumpa

Figur 32 viser at varmemengda er veldig høg om natta, noko av grunnen er lågare internlast frå maskinane om natta. Figur 33 viser at massestraumen er relativt konstant med variasjonar mellom om lag 45,1 og 45,4 kg/s, samt at temperaturdifferansen på inn- og utgåande vatn frå kondensatoren er nokså konstant, dette gjer ei jamn levert varmemengd (likning 5) i denne perioden.

$$\text{Varmemengd, } \dot{Q}_{\text{levert}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

(likning 2)

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16



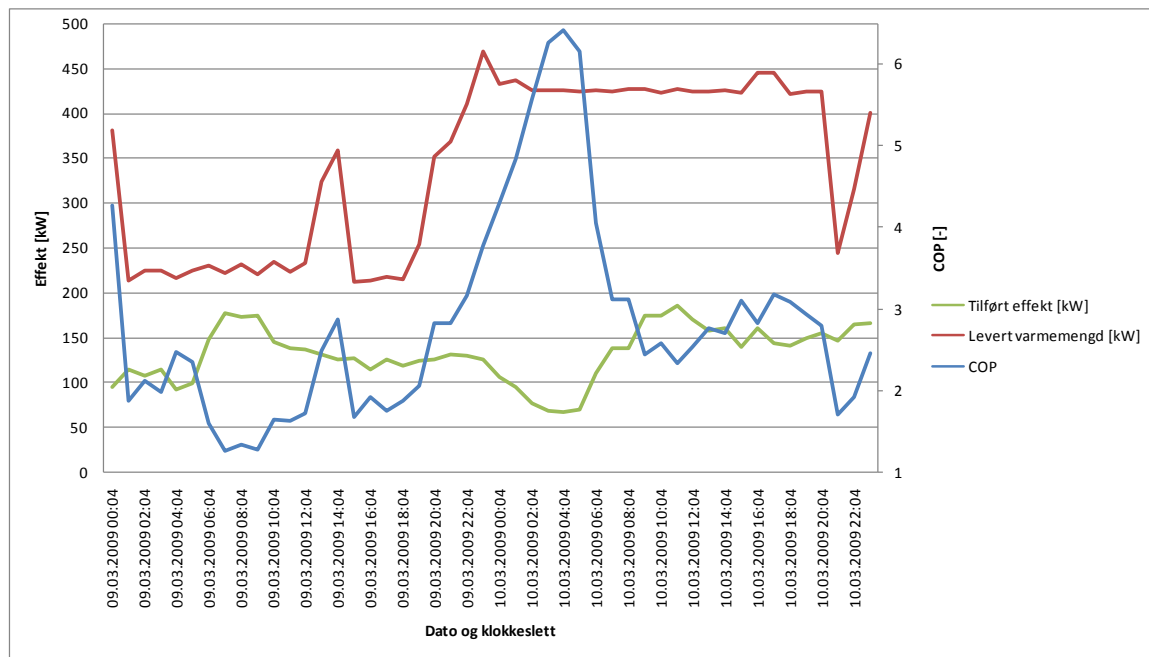
Figur 33 Målte verdier av massestrøm, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 6. til 7. mars 2009 for R134a-varmepumpa

Ut i frå den vesle informasjonen frå målingane, ser det ut som settpunktet for romtemperatur er det same heile døgnet og det er ei vesentleg mindre internlast om natta. For å finna ut av dette treng ein å vita dei ulike temperaturane rundt i varmedistribusjonssystemet, slik at ein kan finna ut kor varmen vert levert, og særskild sjå nærare på kva som skjer om natta. Det var ikkje mogleg å ta nye målingar etter at resultatata vart kjend, sidan oppgåva vart skriven i Trondheim og det var avgrensa tidsperiode for måleutstyret som vart sett opp på Frank Mohn Fusa.

Perioden 9. til 10. mars

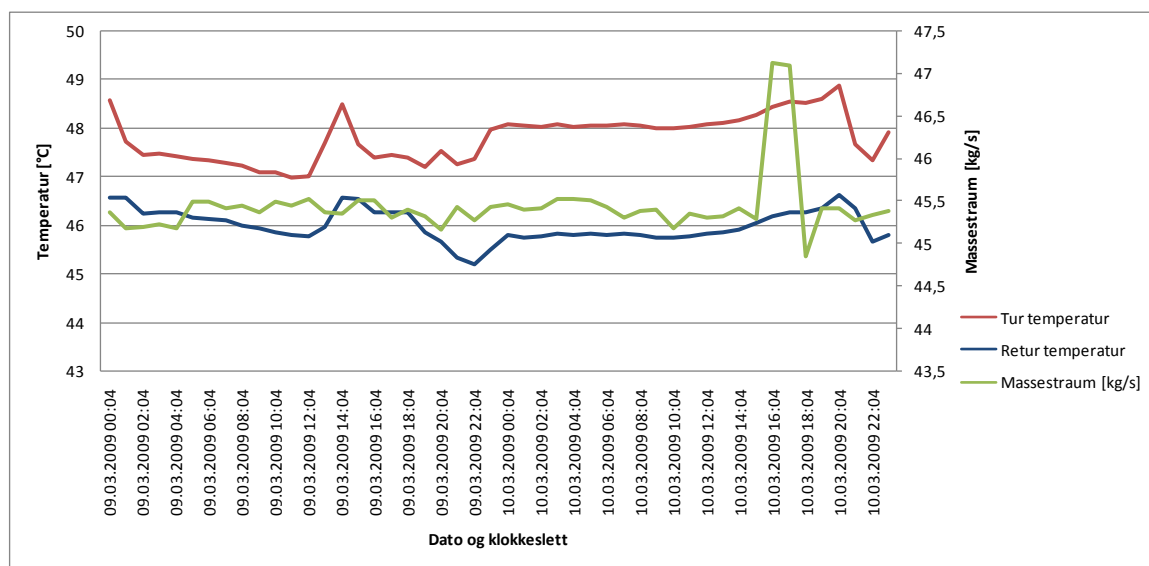
Også i denne måleperioden vert dei høgaste COP verdiane målt om natta, sidan også her er den leverte varmemengda høg og den tilførte effekta til kompressorane er relativt låg (Figur 34).

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16



Figur 34 Målte verdier av tilført effekt til kompressorane, levert varmemengd og COP midla over ein time frå 9. til 10. mars 2009 for R134a-varmepumpa

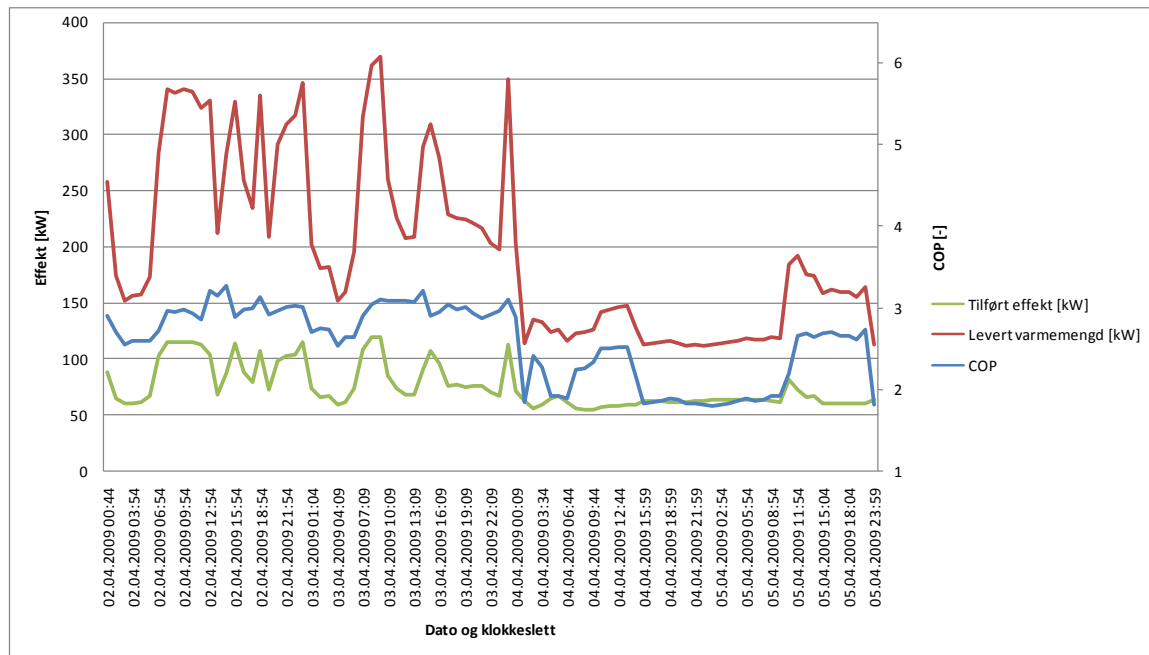
Figur 35 viser massestraum samt inn- og utgåande vatn frå kondensatoren. Som i perioden 6. til 7. mars er temperaturdifferansen nokså konstant. Mellom klokka 16 og 18 den 10. mars er det ei uvanleg auke i massestraumen, det er mogleg at årsaka kan vera at det er gjort ei justering på vassirkulasjonspumpa som står før kondensatoren.



Figur 35 Målte verdier av massestraum, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 9. til 10. mars 2009 for R134a-varmepumpa

Perioden 2. til 5. april

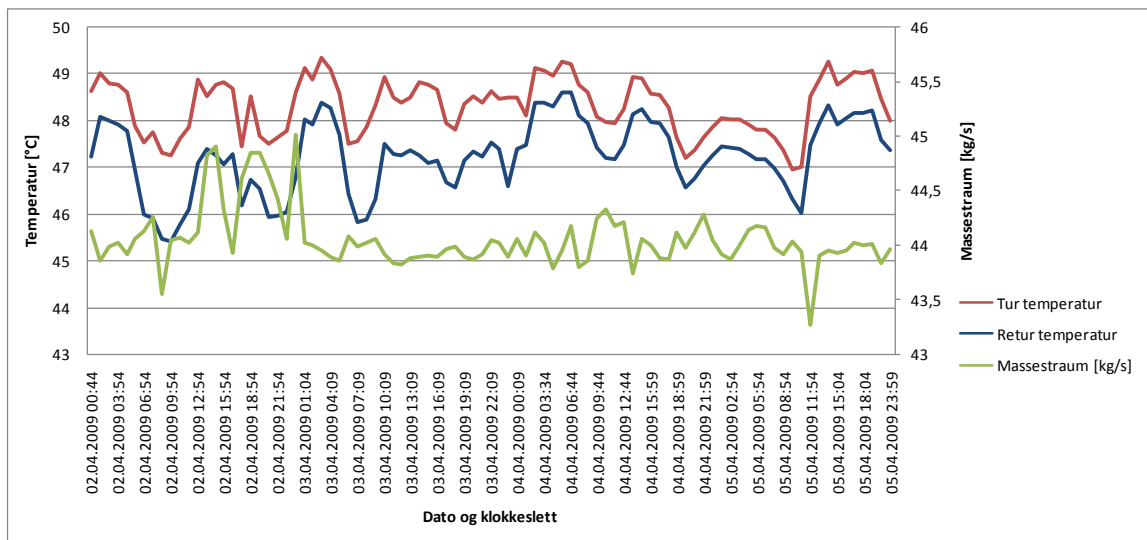
I denne måleperioden er COP verdien relativt jamn, i heile perioden varierer den mellom om lag 3,2 og 1,8. Den gjennomsnittlige COP for perioden er nokså låg, den varierer mellom om lag 3,0 og 2,0 (Figur 36). Den leverte varmemengda varierer mykje 2. og 3. april, og dermed skil denne perioden seg frå dei to andre periodane som er studert nærare.



Figur 36 Målte verdier av tilført effekt til kompressorane, levert varmemengd og COP midla over ein time frå 2. til 5. april 2009 for R134a-varmepumpa

4. og 5. april var ein laurdag og søndag, den leverte varmemengda er kraftig redusert (Figur 36) og det er ein større reduksjon enn i andre helger (Tabell 13). Påskehelga starta 4.april 2009 og det kan vera gjort ei manuell justering av tilført varme om ettermiddagen, fredag 3.april. Den midla døgn temperaturen var 4,8 °C den 3. april, samt 5 og 6,2 °C den 4, og 5. april [Metrologisk institutt], så forklaringa ligg ikkje der. Ut i frå Figur 37 ser ein at reduksjon i temperaturdifferanse justerar varmemengda kraftig ned, så lenge massestraumen er relativt konstant (3. til 5. april).

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16



Figur 37 Målte verdier av massestrøm, tur- og returtemperatur inn/frå kondensatoren midla over ein time frå 2. til 5. april 2009 for R134a-varmepumpa

Kjelder til målefeil

Under målingane vart både volumstrøm og tur- og returtemperatur målt på utsida av vassrøret. Ved denne typen målingar vil ein ikkje få med variasjonane i volumstrøm og temperatur like godt som ved måling av volumstrøm og temperatur i sjølve vasstrømmen. Det er ei forseinking frå det skjer ei endring i vasstemperaturen til dette endrar temperaturen på røyrveggen. Dette fører til at termoelement på røyrveggen ikkje får med dei raske svingingane i vass temperatur som ein temperaturfølar i ei lomme i røyrret vil gjera. Dette fører igjen til at det kan verte ei forskyving til dømes levert varmemengd i forhold til tilført effekt i kompressorane. Av denne grunn er ikkje utstyret som her vart brukt er eigna til å måla momentanverdiar.

Kommentar til målingane

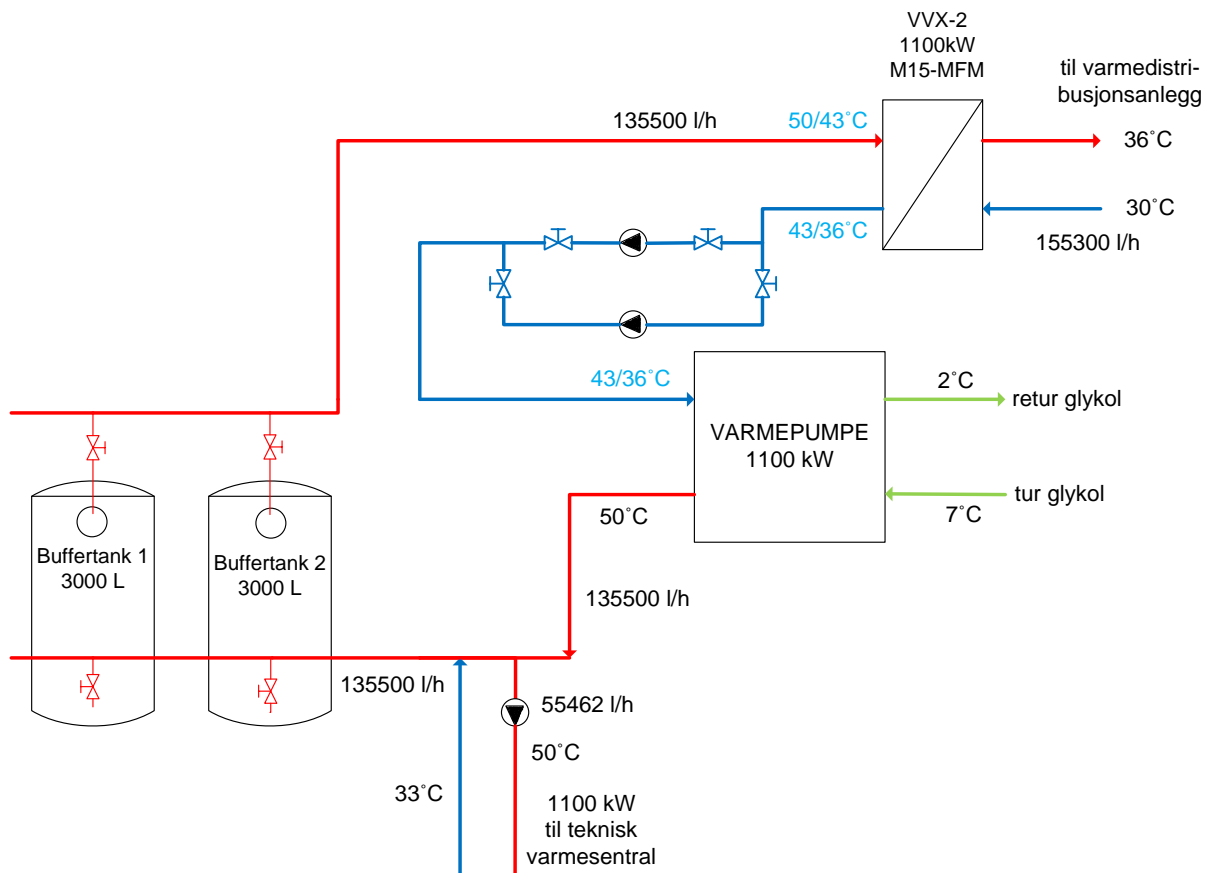
Sidan volumstrømsmålar og datalogger vart lånt på NTNU samt at det tok litt tid å få kalibrert utstyret, vart måleperioden kun ein måned. Utgangspunktet var å få gjort målingar i februar, men sidan det var vedlikehald i Vasskraftlaboratoriet vart det stopp i kalibreringa i om lag to veker. Så målingane kunne fyrst starta i mars, dette var uheldig sidan det då var heilt på slutten av fyringssesongen i Bergen. R134a-varmepumpa gjekk difor på dellast i heile måleperioden frå 6. mars til 5. april.

Ut i frå resultatane ser ein at det hadde vore nyttig å fått teke målinga av COP til R134a-varmepumpa også ved full last for å sjekka om COPen leverandøren oppgjer stemmer.

Utstyret vart frakta til Bergen og vart sett opp og testa i ein kort periode og henta når utstyret måtte leverast tilbake på NTNU. Sidan oppgåva vart skriven i Trondheim var det ikkje mogleg å ta nye målingar etter at måleresultatane vart kjend.

5.2 Eksergitap grunna shunting av kaldt og varmt vatn i hall 16

Eksergi er den delen av ei energimengd som gjennom ein reversibel (tapsfri) prosess, fullt ut kan omformast til ei kva som helst anna energiform [Stene, 2001]. Ved blanding av varmemengder ved ulike temperaturer, som ved shunting av vasstraumar i eit varmeanlegg vil eksergiandelen verta redusert [Stene, 2009]. Varmemengda som R134a-varmepumpa kan overføre til teknisk varmesentral er avgrensa ut i frå dimensjonen på røyrleidningen mellom hall 16 og teknisk varmesentral.



Figur 38 Utdrag frå flytskjema av varmeanlegget i hall 16

Kommentarar til løysinga

Dersom det vert levert varme til teknisk varmesentral vil ikkje temperaturen inn på varmevekslaren mot varmedistribusjonssystemet (VVX-2) vera 50 °C, slik som flytskjemaet viser (vedlegg V). Dersom varmepumpa leverer varme til teknisk varmesentral vil den

inngående temperaturen på VVX-2 vert redusert avhengig av kor stor vassmengd som går til teknisk varmesentral (Figur 38), det vert ein reduksjon sidan returvatnet frå teknisk varmesentral er dimensjonert til å vera 33 °C. Til dømes dersom varmepumpa leverer maksimal varmemengd til teknisk varmesentral (55462 l/h), vil den samla vassmengda (135500 l/h) inn på buffertankane ha ein temperatur på 43 °C (Figur 38) Dette igjen fører til at den inngående temperaturen frå buffertankane vert 43 °C i staden for 50 °C som er dimensjonert. Den utgåande temperaturen frå varmevekslinga i VVX-2 vert då 36 °C i staden for 43 °C (Figur 10).

Eksergitapet kan reknast ut frå ein eksergianalyse:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i e_{fi} - \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \dot{E}_{cv} \quad (\text{likning 3})$$

kor e_{fi} er eksergi, T_0 er omgivnadtemperaturen og E_{cv} er irreversibiliteten. Dersom ein set som føresetnad at det er stabile forhold, samt ingen tilførsel av varme og arbeid, kan ein forenkla likninga til:

$$\dot{E}_{cv} = \dot{m}_1 e_{f1} - \dot{m}_2 e_{f2} \quad (\text{likning 4})$$

Spesifik eksergi:

$$e_f = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (\text{likning 5})$$

5. Analyse av R134a-varmepumpa i hall 16

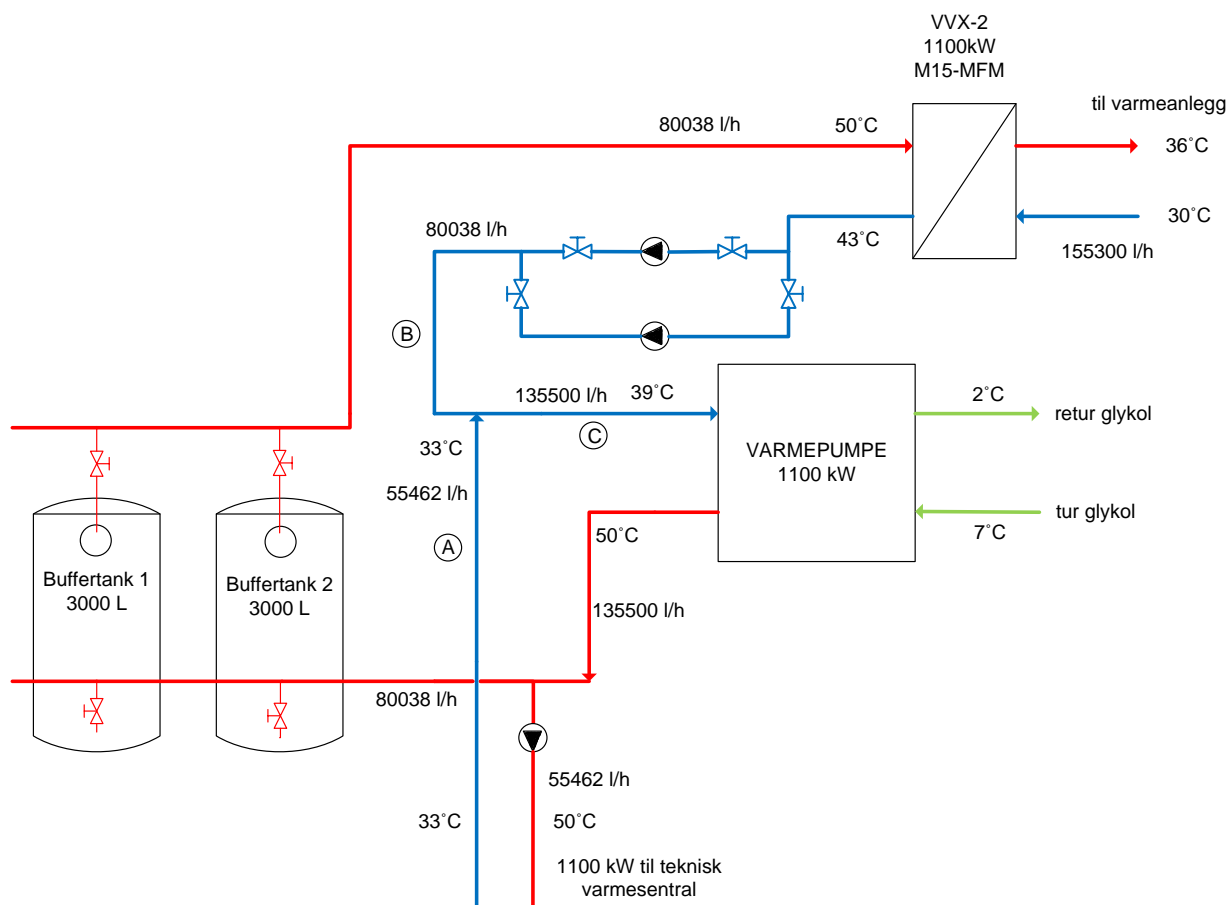
Eksergitapet grunna shunting av vatn frå teknisk varmesentral kan verta 72,57 kW eller 6,7 %, dette gjeld dersom returtemperaturen er 33 °C (Tabell 14). Eksergitapet vert mindre dersom returtemperaturen er høgare.

Tabell 14 Utrekning av eksergi ved ulike temperaturar og vassmengder

Del	Vassmengd [L/h]	Vassmengd [kg/s]	Andel av total vassmengd	Vasstemp-eratur [°C]	Eksergi, e_f [kJ/kg]	Eksergi, E [kW]	Kommentar
1	135500	37,56	1,00	50,00	4,19	157,50	Total vassmengd frå vp
2	80038	22,19	0,59	50,00	4,19	93,03	Andel som ikkje går til tekn.vs
3	55462	15,38	0,41	50,00	4,19	64,47	Tur til tekn. varmesentral
4	55462	15,38	0,41	33,00	0,45	6,94	Retur frå tekn. varmesentral
5	135500	37,56	1,00	0,00	2,26	84,93	Total vassmengd til buffertankar
Reduksjon i eksergi frå punkt 1 til 5 [kW]						72,57	
Prosentvis reduksjon i eksergi frå punkt 1 til 5:						6,66 %	(72,57 kW /1090 kW)

Forslag til alternativ innkopling av returen fra teknisk varmesentral

Med løysinga i Figur 39 vert eksergitapet redusert, samt at returtemperaturen inn på varmepumpe vert redusert, utrekningane er vist i.



Figur 39 Forslag til alternative kopling av returledning frå teknisk varmesentral

Tabell 15 viser utrekningar av eksergitap og temperaturar ved den alternative løysinga, den prosentvise eksergi reduksjonen vert så liten at den vert tilnærma lik null.

Tabell 15 Eksergitap ved alternativ løysing

Del	Vassmengd [L/h]	Vassmengd [kg/s]	Andel av total vassmengd	Vasstemp-eratur [°C]	Eksergi, e _f [kJ/kg]	Eksergi, E [kW]	Kommentar
A	55462	15,38	0,41	33,00	0,45	6,94	Retur frå teknisk varmesentral
B	80038	22,19	0,59	43,00	2,26	50,16	Frå VVX-2 til varmepumpe
C	135500	37,56	1,00	38,91	1,23	46,21	Tur til varmepumpe
Reduksjon i eksergi frå punkt B til C [kW]						3,95	
Prosentvis reduksjon i eksergi frå punkt 1 til 5:						0,00 %	(3,95 kW /1090kW)

Problem med denne løysinga:

- Vassmengda gjennom varmevekslaren VVX-2 vert for liten i forhold til det som er dimensjonert, ein får då ikkje overført den varmemengda som ein ynskjer.

Fordel med denne løysinga:

- Varmepumpa vil får ein lågare returtemperatur samanlikna med løysinga som er vald i dag. Dette er positivt, ved lågare temperatur inn på kondensatoren vil ikkje varmepumpa slå seg ut på høgtrykk.

6 Analyse av R717-varmepumpa

Det har vore ein del problem knytta høg trykkrøyrstemperatur ut av kompressorane i R717-varmepumpa. Denne varmepumpa har vore i drift sidan 1998 og det var ynskjeleg å finna effektiviteten etter 10 års drift.

6.1 Målingar

Denne våren har det vore kontinuerleg måling av effekt som er tilført i kompressorane samt varmemengda som er levert frå kondensatoren på R717-varmepumpa. Samt ei enkeltmåling av trykkrøyrstemperaturen.

6.1.1 Måling av trykkrøyrstemperatur på kompressor 1

Det er fastmonterte temperaturfølarar på suge- og trykkrøyrside på begge kompressorane på R717-varmepumpa. Den 6. mars vart det gjort måling på kompressor 1 (N8WA) frå kl 11.45 til kl 13.00, for å sjekka om dei fastmonterte temperaturfølararane viste rette temperaturar. Det vart kun målt i ein kort periode, sidan det var manglande loggeutstyr og dataloggaren frå oppsettet på varmepumpa i hall 16 vart nytta.

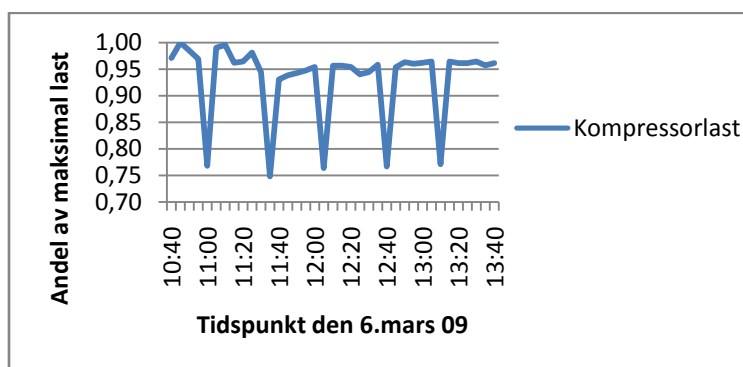
Det vart berre montert opp termoelement på kompressor 1 sidan det var umogleg å lesa av dei fastmonterte temperaturfølararane på kompressor 2. Det vart montert opp termoelement T på sugesida og trykkrøyrside av kompressor 1 (Figur 40). På trykkrøyrside vart termoelementet isolert så godt som mogleg for å få eit mest nøyaktig måleresultat.

6. Analyse av R717-varmepumpa



Figur 40 Måling av trykkørstyrtemperatur på kompressor 1

Under målinga gjekk kompressor 1 på nesten 100 % last (90 kW), det er kun i korte periodar at kompressoren trinnar seg ned (Figur 41).



Figur 41 Last for kompressor 1, 6. mars 09

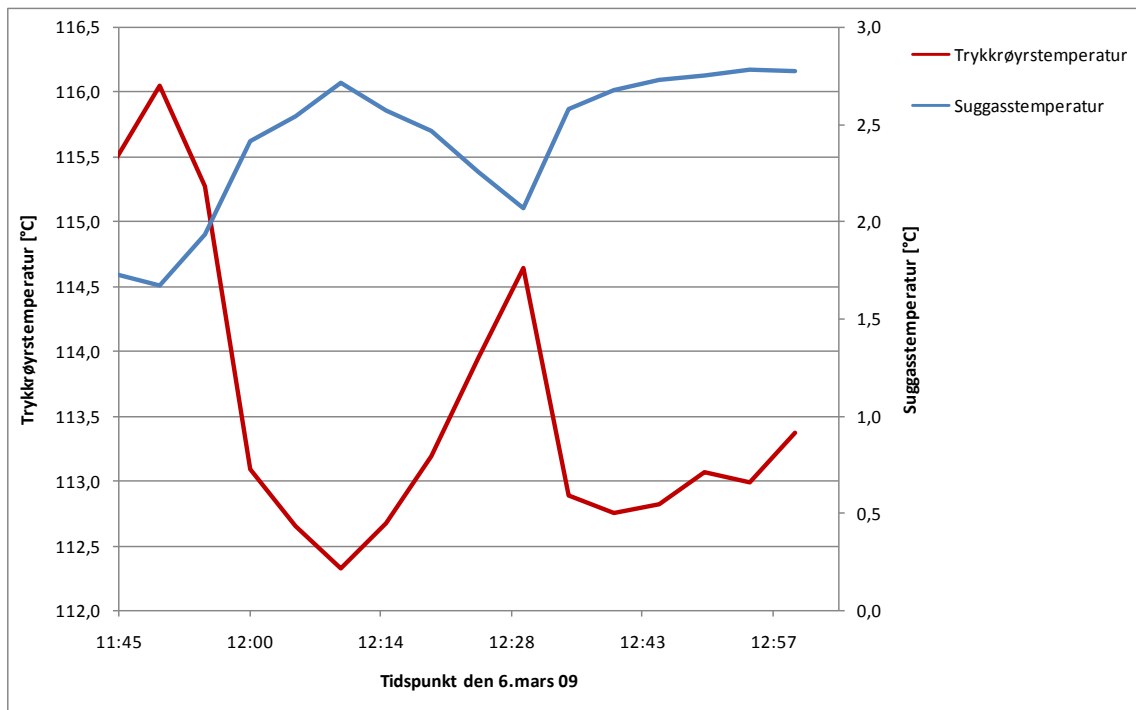
Det er viktig å vite i kva område trykkørstyrtemperaturen ligg, slik at ein veit kor stor fraksjon av olja som er i dampform og om olja koksar. Dette er vidare omtalt i kapittel 8.2, side 71. Tabell 16 viser gjennomsnittet frå måleresultata 6. mars.

Tabell 16 Gjennomsnitt av måleresultata 6. mars 09

Gjennomsnittleg glykoltemperatur i måleperioden [°C]	8,7
Fordampingstemperatur [°C]	Ca 0
Kondenseringstemperatur [°C]	44
Gjennomsnitt av målt sugegasstemperatur [°C]	2,4
Gjennomsnitt av målt trykkørstyrtemperatur [°C]	113,6
Gjennomsnittleg vasstemperatur ut av kondensatoren i måleperioden [°C]	42,3

6. Analyse av R717-varmepumpa

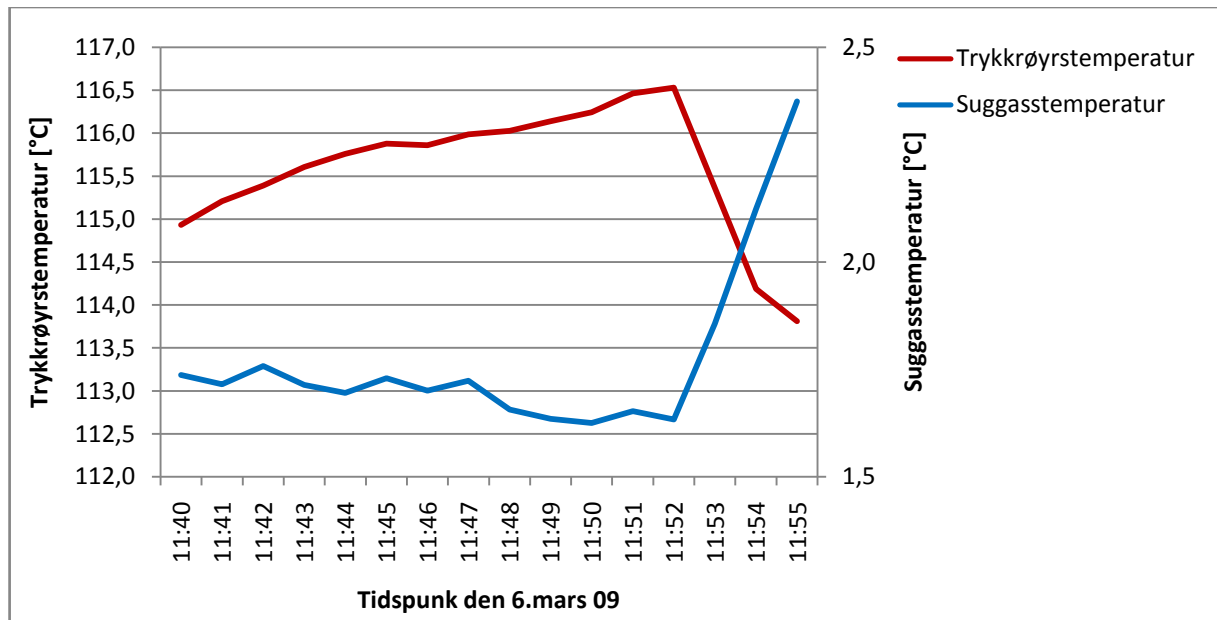
Sugegasstemperaturen er omvendt proporsjonal med trykkørystemperaturen (Figur 42), og det stemmer bra ut i frå log p-h diagrammet.



Figur 42 Måling av trykkørystemperatur 6. mars 2009

Figur 43 viser eit utsnitt av målingane av då trykkørystemperaturen var på det høgaste. Den maksimale verdien er 116,7 °C, på dette tidspunktet er sugegasstemperaturen nede i 1,64 °C. Dette stemmer sidan ein reduksjon i fordampingstemperatur gjer ein auke i trykkørystemperaturen.

6. Analyse av R717-varmepumpa



Figur 43 Utsnitt frå målinga der trykkørørstemperaturen er på det høgaste, 6. mars 09

Tabell 17 Maksimal trykkørørstemperatur i måleperioden 6. mars 09

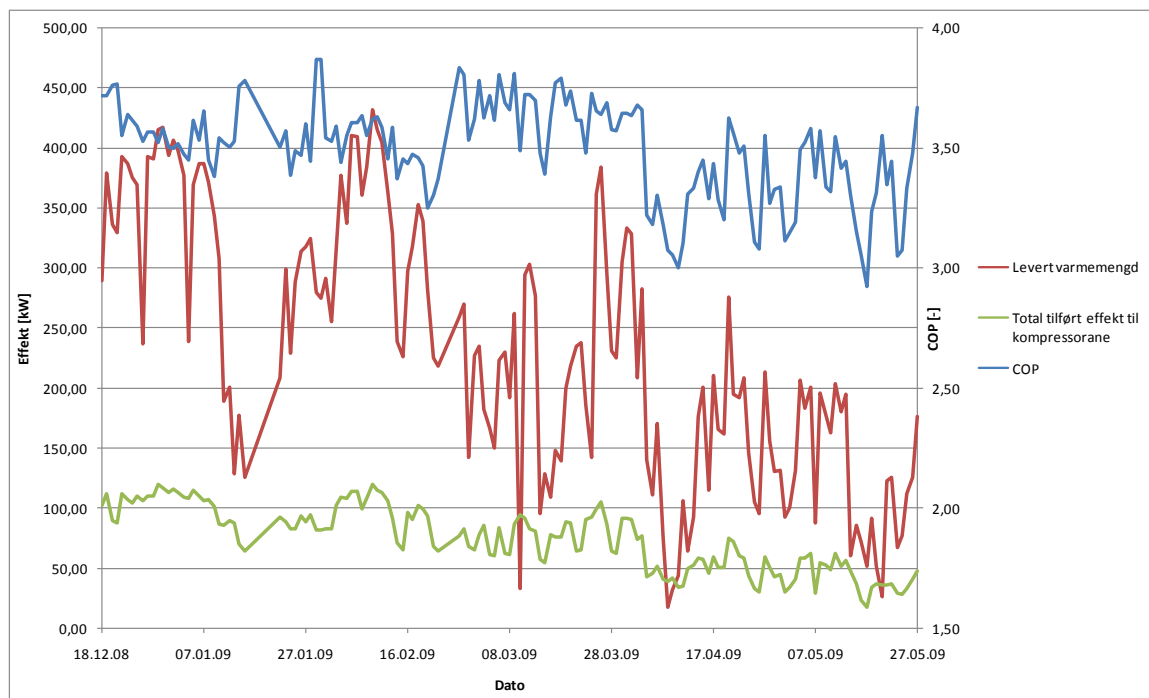
Tidspunkt for maksimal trykkørørstemperatur	12:52
Glykoltemperatur i måleperioden [°C]	8,56
Fordampingstemperatur [°C]	Ca 0
Kondenseringstemperatur [°C]	44
Sugegasstemperatur (tilhøyrande maksimal trykkør. temp.) [°C]	1,73
Maksimal trykkørørstemperatur [°C]	116,66
Vasstemperatur ut av kondensatoren i måleperioden [°C]	42,16
Teoretisk trykkørørstemperatur [°C] ⁽¹⁾	117

⁽¹⁾ Utrekning frå Helge Lunde

Det vart under målinga lese av ein sugegasstemperatur mellom 1-2 °C på det fastmonterte termometeret på kompressoren. Glykoltemperaturen var på dette tidspunktet mellom 8 og 9 °C, dette vil gje ein fordampingstemperatur på mellom 0 og 2 °C.

6.1.2 Måling av effektfaktor

Hausten 2008 vart det fastmontert ein volumstrømsmålar med tilhøyrande temperaturfølarar og ein nettanalysator på kvar av kompressorane. Det har vore gjort målingar på effektfaktoren til R717-varmepumpa frå 18. desember 2008 til 27. mai 2009. Den gjennomsnittlege effektfaktoren (COP) i denne måleperioden var 3,5, det gjer ei energisparing på 71 % samanlikna med elektrisitet. Ut i frå Figur 44 kan ein lesa at COPen er relativt stabil, den varierar mellom om lag 3,0 og 3,75. Dei store variasjonane over kort tid av levert varmemengd, kan skuldast problem med logginga frå energimålaren. Det var mange periodar at uthenta verdi frå energimålaren var lik null sjølv om det var tilført effekt til kompressorane i den same perioden.



Figur 44 Målingar av total tilført effekt til kompressorane og levert varmemengd frå 18. desember til 27. mai på R717-varmepumpa

Ut i frå Figur 44 vart det vald å dela måleperioden. Den fyrste perioden går frå 18. desember til 31. mars sidan den tilførte effekt då varierar mellom om lag 115 kW og om lag 75 kW. Etter om lag 31. mars var det ein reduksjon i COP grunna dellastdrift, det var derfor naturleg å dela opp måleperioden her, slik at den siste måleperioden vert frå 1. april til 27. mai. Dei gjennomsnittlege verdiane frå dei to periodane er vist i Tabell 18.

6. Analyse av R717-varmepumpa

I måleperioden frå 18. desember til 31. mars var den gjennomsnittlege COPen om lag 3,6 (72% energisparing). Til samanlikning var den gjennomsnittlege COPen mellom 1. april og 27. mai 2009 om lag 3,3 (70% energisparing). I den siste tidsperioden (1. april og 27. mai) var den tilførte effekta til kompressorane 52% av tilført effekt i den fyrste tidsperioden (18. desember til 31. mars) samt at den leverte varmemengda var 49% den leverte varmemengda i den fyrste tidsperioden. Ut i frå dette kan ein konkludere at R717-varmepumpa kun har 7% reduksjon i COP ved 50% dellast, og dette kun utgjør 2%-poeng reduksjon i energisparing.

Tabell 18 Gjennomsnittlege verdiar for COP, levert varmemengd og total tilført effekt til kompressorane i måleperioden 18. desember til 27.mai for R717-varmepumpa

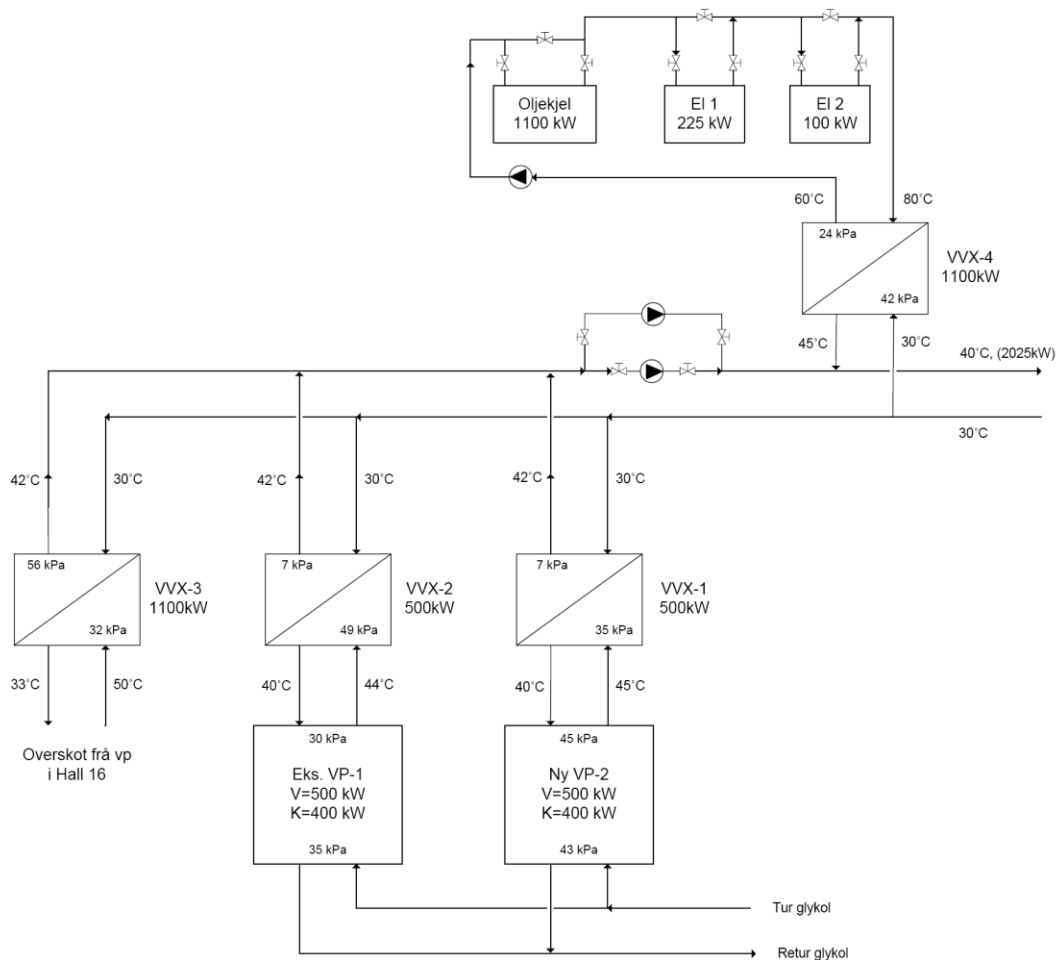
Tidsperiode	Gjennomsnittlege verdiar for		
	COP [-]	Levert varmemengd [kW]	Tilført effekt [kW]
18.des. til 31.mars	3,59	284,55	90,66
1.april til 27.mai	3,33	138,53	47,40

Kommentar til målingane

Målingane viser at R717-varmepumpa har ei jamn drift. Det er mykje mindre usikkerheit knytta til målingane på R717-varmepumpa sidan den er utstyrt med ein volumstraums-målar i sjølve røyret med tilhøyrande temperaturfølarar i følarlommer i røyret.

6.2 Samankopling av dei to varmepumpene i teknisk varmesentral

Hausten 2009 vert den tredje varmepumpa installert på Frank Mohn Fusa. Denne vil stå i parallell med den eksisterande R717-varmepumpa i teknisk varmesentral. Sidan det er laga ei løysing med ein ekstra vekslar mellom kondensatoren og varmedistribusjonssystemet (Figur 45). For å dekkje temperaturtapet ved veksling etter kondensatoren, må kondenseringstemperaturen på R717-varmepumpa auka frå 44°C til 46°C [Nytræ, 2009]. Dette gjer at også trykkrørstemperaturen aukar, og det er svært uheldig for drifta av R717-varmepumpa. Ved auke i trykkrørstemperatur vil ei mindre mengd av olja verta fanga opp i oljeutskiljarane, sidan ein større fraksjon av olja er i gassform [Lunde, 2009].



Figur 45 Samankopling av dei to varmepumpene i teknisk varmesentral [Kalve, 2008]

7 Driftserfaringar

Etter å ha analysert det totale varmesystemet på Frank Mohn Fusa både teoretisk og gjennom målingar. Kan ein konstatera korleis drifta av dei to varmpumpene har vore i måleperioden. Og ut i frå dette kan ein sei kva delar av anlegget som kan forbedrast.

7.1 Forslag til forbedringar av R717-varmpumpa

Det er framleis eit stort oljeutkast frå stempelkompressorane i R717-varmpumpa. Dette gjer at det vert eit ekstra arbeid med å fylla på og tappa olja frå anlegget. Ved tapping av olje vil ein del ammoniakk følja med, sidan det må tappast om lag kvar tredje veke vil ammoniakkfyllinga verta redusert over tid. Den 23. februar 2009 var det ein relativ stor lekkasje av ammoniakk grunna at ein ventil vart ståande open etter fylling av olje [Vindenes, 2009]. Etter denne hendinga var det altfor lite ammoniakkfylling på varmpumpa, og det vart 24. februar etterfylt med 126 kg ammoniakk. I servicerapporten hausten 2008, stod det at det burde fyllast på med ein til to flasker (42 -84 kg) ammoniakk. [Instruksjonsbok, 1998], [Strand, 2009]. Det bør fyllast på ammoniakk når det vert kjend at mengda er redusert.

Tiltak for å redusera trykkørstyrstemperaturen:

- Auka storleiken på fordampar/kondensator
- Betre kjøling av sylindertoppene
- Flytta kjøling av hydraulikkolje før varmpumpa, aukar fordampingstemperaturen

Etter utvidinga i teknisk varmesentral vert kondenseringstemperaturen på ammoniakk varmpumpa auka frå 44°C til 46°C, for å dekkje temperaturtapet ved veksling etter kondensatoren.

Kopla kjølarane inn på turleidningen med glykol

Ved å kopla alle kjølarane av hydraulikkolja inn på glykollinja før varmepumpene i teknisk varmesentral, vil temperaturløftet til varmepumpene verta mindre og effektiviteten vert då betre. Slik løysinga er i dag står det fire kjølarar på returleidningen med glykol (det opphavlege systemskjemaet i vedlegg J viser det motsette), denne plasseringa sikrar kjøling til ei kvar tid. Desse kjølarane vart sett inn for to år sidan og det var dimensjonert med ein glykoltemperatur lik 4 °C [Fagertveit, 2009]. Dersom kjølarane vert flytta til tur leidningen av glykol vil fordampingstemperaturen auka og trykkrørstemperaturen vil verta redusert. Dette kan vera ei løysing for å hindra for høg trykkrørstemperatur når kondenseringstemperaturen vert auka frå 44 til 46 °C.

7.2 Forslag til forbetringar av R134a-varmepumpa

Målinga på R134a-varmepumpa i hall 16 har vist at det er ein relativ høg COP på dellast ut i frå målingane. Ved analyse ser det ut som at drifta til varme og ventilasjon i hallane gjer ein høg COP om natta, og dette trekker opp gjennomsnittet.

Forslag til forbetringar av R134a-varmepumpa:

- Køyra varmepumpa i hall 16 på fullt når det er varmebehov. Det er ikkje ei god løysing å la denne store varmepumpa gå på dellast i store periodar. Det er betre å overføra overskotsvarmen til teknisk varmesentral (Figur 2,side 1).
- Forsyna Framo Aktiv med varme frå teknisk varmesentral i staden for hall 16 slik det er no. Dette vil verta ei betre løysing, sidan Framo Aktiv har eit varmebehov heile året grunna symjehallen

8 Forslag til oljeretursystem på R717-varmepumpa

Det har vore eit stort oljeutkast frå kompressorane på R717-varmepumpa, og derfor vert eit automatisk oljeretursystem vurdert. Det er to stempelkompressorane frå MYCOM. Kompressor 1 (N8WA) har ei maksimal yting på 90 kW, medan kompressor 2 (N4WA) har ei maksimal yting på 55 kW.

8.1 Situasjonen i dag

Det vert i dag nytta ei Klüber Summit RHT-68 olje på stempelkompressorane, det er ei parafinbasert mineralolje som i hovudsak vert nytta i ammoniakk anlegg (vedlegg N). Tidlegare har det vore nytta Gargoyle Arctic SHC 200 Series og Reflo 68A. Det vart i 2006 skifta over til Klüber Summit RHT-68, sidan denne olja vart anbefalt av kompressorleverandøren dersom det tidlegare har vore problem med kompressorane, og det har det vore på dette anlegget.

8.1.1 Eksisterande oljeutskiljarar

Det er originale oljeutskiljarar frå MYCOM av typen OFS-150 og OFS 125 på kompressorane 1 og 2. I 2003 vart det sett inn ein ekstra oljeutskiljar av type "Coalesser" frå Dominic Hunter på kompressor 1 [Brekke, 2009]. Dette er ein finoljeutskiljar som inneheld ein utskiftbar filterkasse. Det har i den seinare tida vore ein del vibrasjonar i denne oljeutskiljaren og det har vorte bestemt at den skal stivast av. Vibrasjonane kan skuldast for høg hastigheit på trykkørørgassen eller så vert vibrasjonane i sjølve kompressoren forplanta vidare til oljeutskiljaren.

8.1.2 Påfylling og tapping av olje

Slik drifta er i dag vert det fylt på til saman mellom 3 og 10 liter olje på dei to stempelkompressorane kvar veke, fyllingsmengda avhenger av drifta til kompressorane. Kvar tredje veke vert det tappa av mellom 10-30 liter frå ein oljeutkokingsbeholdar, som rommar om lag 48 liter. Det er eit vareelement i botn av oljeutkokingsbeholdaren, slik at det meste av ammoniakk gassen som følj med olja skal fordampa og samla i væskeutskiljaren. Det vil følja med ein del ammoniakk med olja som vert tappa av. Driftsansvarleg

8. Forslag til oljeretursystem på R717-varmepumpa

fortel at olja skummar mykje dersom det vert tappa store mengder på ein gong, når olja skummar er det ein del ammoniakk som føl med [Vindenes, 2009]. Utfyllande informasjon om mengder olje som er tappa frå år 2006 til 2008 ligg i vedlegg O.

8.2 Viktige moment angående kompressorolje

Det er mykje ein må tenkje på og ta høgde for dersom ein skal kunne nytta kompressorolja på nytt. I avsnitta nedanfor vert dette omtalt.

Oljetypen som vert brukt

Mycom har ei liste over tilrådingar til oljer for sine stempelkompressorar av typen WA. Reflo 68, Capella Premium 68 og Klüber Summit RHT-68 er nokon av oljene i denne lista. Klüber olja vert ofte vald sidan Klüber har eit godt oppfølgingsprogram til olja med gode laboratoriefasiliteter som er viktig for utvida oljeanalyse [Boone, 2009].

Kommentar til tidlegare oljetype

Dei fem første åra vart det nytta ei kompressorolje av typen Mobil Gargoyle Artic SHC 226E. Dette er ei polyalfaolefin olje (PAO), og den vert omtalt som ei "sterk olje". Men den er upolar og har dårleg adhesjon eller heft til smøreflatene, noko som er viktig for stempelkompressorar [Lunde, 2009]. Vedlegg P gjer ei oversikt over karakteristikk over dei tidlegare oljetypane som har vore nytta på R717-varmepumpa. Alle oljeprøvane på dei to kompressorane (K1 og K2) frå 1999 til 2009 ligg i vedlegg Q og R.

Det var ein del problem med kompressorane i perioden frå 1998 til 2003 når 226E olja vart nytta, dei ulike problema er lista opp i vedlegg S). Denne olja skrapa sundt sylinderringane på kort tid, legeringa tålte ikkje denne olja. Mycom har i seinare tid forbode denne olja av den grunn [Brekke, 2009]. Ut i frå oljeprøvane som vart gjort i dette tidsrommet er det svært høge verdiar på aluminium- og jerninnhald i olja sjå vedlegg Q og R. Det første året etter at anlegget er nytt vil det vera ein del slipestøv i røyra, men etter det vil eit høgt metallinnhald i olja skyldast for dårleg smøring av kompressorane og dermed slitasje på dei ulike delane i kompressoren [Lunde, 2009].

I 2003 vart det skifta til oljetype Reflo 68A. Den vert omtalt som ei god olje for ammoniakkompressorar, særskild for stressande stempelkompressorar der ein har høge trykk og trykkrørstemperaturar. Denne olja skulle vore grei nok. Kvifor det så vart skifta til Klüber, var truleg at det var for mykje problem knytta til ofte vedlikehald og stort oljeut-

kast. Det er ikkje sikkert at det var olja i seg sjølv som var kjelda til problemet, sidan det framleis er eit nokså stort oljeutkast [Lunde, 2009].

Undersøking av kvaliteten på olja

For å kunne avgjera om olja har god nok kvalitet til å kunne verta nytta om igjen, er det nokså mange parametrar kring olja som må vurderast, her er dei viktigaste:

- partikkelinnhald (slitedelar og ureiningar)
- viskositet
- vassinnhald
- syretalet (TAN)

Ut i frå oljeprøvane som vart teken våren 2009, var kvaliteten innanfor krava. Utfyllande informasjon ligg i vedlegg Q og R.

Løysing på det store oljeutkastet

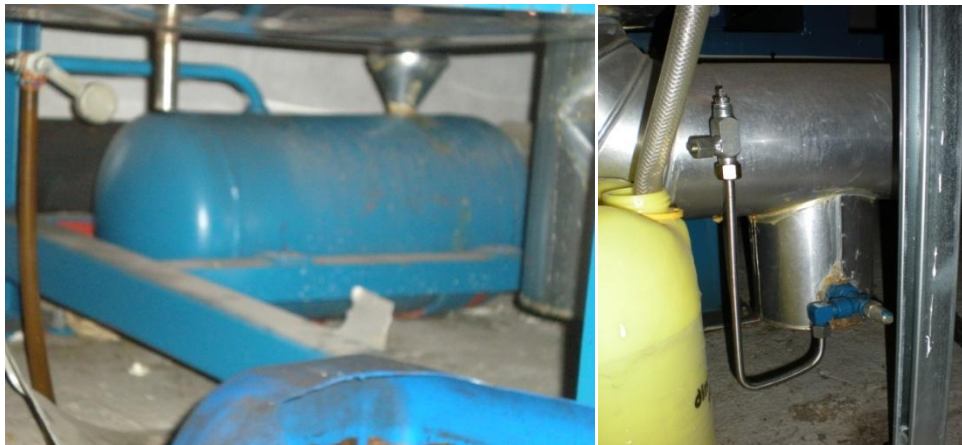
For ammoniakkanlegg bør alltid strategien vera å nytta så gode oljeutskiljare som mogleg. Det er dømer frå fleire anlegg som har fått bytta over til finoljeutskiljare og at oljeutkastet då har vorte kraftig redusert. Dette er også anbefalt for dette anlegget [Lunde, 2009]. Finoljeutskiljaren på kompressor 1 er frå 2003, i dag er det komen nyare og betre finoljeutskiljarar, og det vert derfor anbefalt å setja inn to nye gode oljeutskiljarar, ein på kvar av kompressorane.

Oppsamling av olje nedst i fordamparen

Det skal vera ei god oljeavtappingsmoglegheit frå væskeutskiljaren og i tilknytning til fordampar. Dersom det vert for mykje olje i fordamparsystemet vil ein kunne sjå dette på driftstilhøva. Sugetrykket vert redusert sidan sjølv sirkulasjonen går ned og olje blokkerer kanskje delar av kjøleflata. Det er svært viktig at det alltid vert ført eit oljerekneskap, slik at ein veit at all olje som vert fylt på også vert tappa av [Lunde, 2009].

8. Forslag til oljeretursystem på R717-varmepumpa

På dette anlegget er det to stader det går an å tappe olje, frå oljeutkokingsbeholdaren og ut i frå røyret inn på fordamparen (Figur 46)



Figur 46 Oljeutkokingsbeholdar (venstre) og ekstra avtapping (høgre)

Ut i frå Figur 47 ser ein at det berre er ein delstraum av ammoniakken frå strupeventilen som vert ført ned til oljeutkokingsbeholdaren. Dersom hastigheita på ammoniakken er for stor, vil olja verta dregen med vidare, og kun ein liten del av olja vert ført ned til oljeutkokingsbeholdaren.



Figur 47 Delstraum av ammoniakk ned til oljeutkokingsbeholdaren

Driftstilhøve

Dersom ein køyrer med eit høgare kondensatortrykk enn kva som var dimensjonerande vil dette ha stor påverknad på kompressoren sitt effektbehov. Dersom dette er tilfelle tyder det at kompressoren også går med høgare trykkgasstemperatur. Dette påverkar oljeutskiljaren si effektivitet, sidan olja vil ha ein større andel i gassform samt at dråpestorleiken vert mindre [Lunde, 2009].

Det står fastmontert analogt termometer både på sugesida og trykkrøyrside av kompressorane. Sidan desse ikkje er kopla opp mot SD-anlegget, har ein ikkje gjennom den daglege drifta kontroll på kor høg trykkrøyrstemperaturen vert med ulike driftstilhøver. For å få ein peikepinn på kor høg trykkrøyrstemperaturen eigentleg er vart det gjort målingar over ein kort periode på kompressor 1. I denne måleperioden gjekk denne kompressoren for fullt nesten heile tida. Dette er omtalt i kapittel 6.1.1, side 61 (måling av trykkrøyrstemperatur).

8.3 Oljeretursystem på tilsvarende anlegg

Det vart undersøkt korleis eit oljeretursystem er bygd opp og korleis drifta har vore på desse anlegga.

8.3.1 NTNU

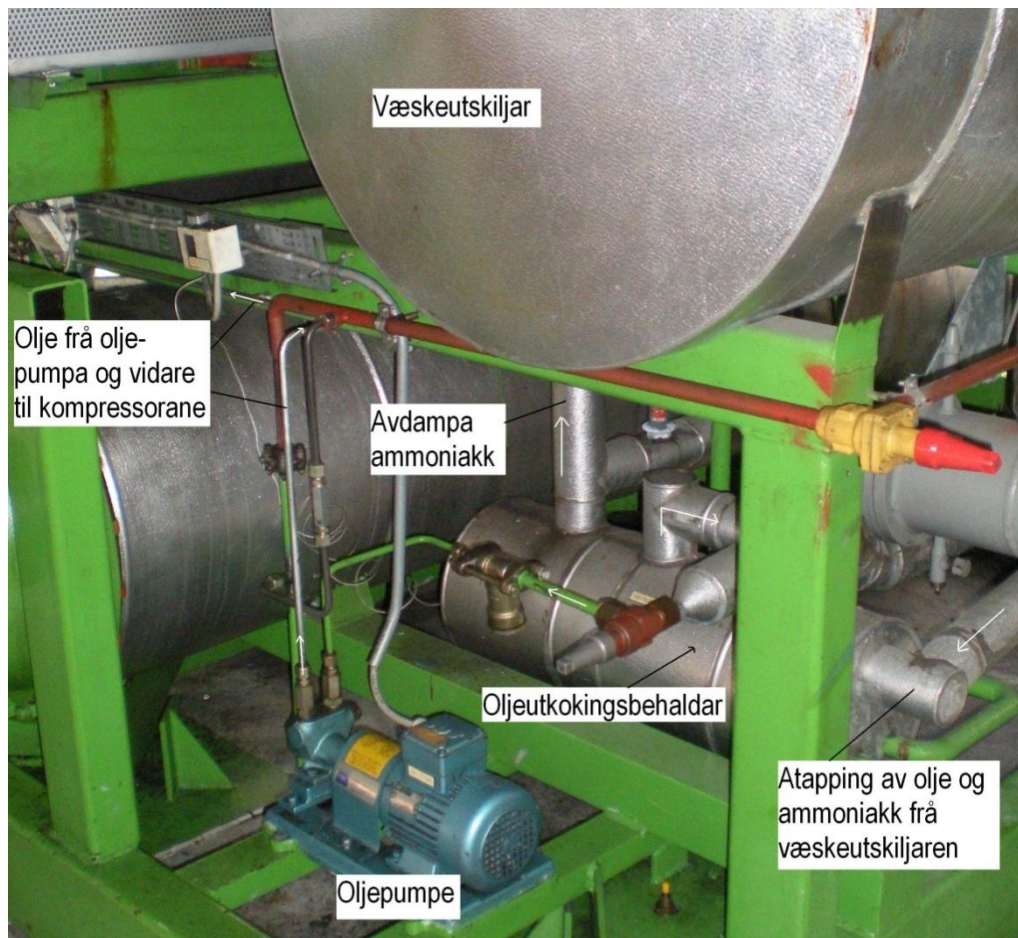
I laboratoriet til Energi- og prosessteknikk på NTNU er det eit to-trinns kuldeanlegg som nyttar ammoniakk som arbeidsmedium. Dette anlegget har hatt lite driftstid, sidan anlegget kun vert køyrd ved laboratorieforsøk. I seinare tid er det bygd eit automatisk oljeretursystem. På dette anlegget vert det nytta olje av typen E-ZERICE S 68 frå Exxon Mobil [Tellebon, 2009].

Systemskjema for det automatiske oljeretursystemet for to-trinns R717-kuldeanlegg ved NTNU med tilhøyrande forklaring ligg i vedlegg T.

8.3.2 Statoil Rotvoll

På Statoil Rotvoll er det to varmepumpeaggregat på 445 kW som nyttar ammoniakk som arbeidsmedium. Desse aggregata vart levert i 1992 av Sabroe Kulde A/S (Johnson Controls A/S). Kvar av aggregata har to stempelkompressorar frå Sabroe og det vert nytta Mobil 226, som er ei fullsyntetisk olje

Det er eit automatisk oljeretursystem på kvar av dei to aggregata desse var ein del av aggregatet frå leverandøren (Figur 48). I oppstartsperioden i 1993 var det berre nokon problem knytta til innstillinga av automatikken, etter at dette var løyst har det vore gode driftserfaringar [Hammer, 2009].



Figur 48 Bilete av det automatiske oljeretursystemet på eit av R717-varmepumpene på Statoil Rotvoll

På desse aggregata er det ei enkel og god løysing av det automatisk oljeretursystemet.

Det inneheld blant anna:

- ein oljeutkokingsbeholdar med varmeelement
- ei oljepumpe
- små røyrføringar
- termostatar
- PLS for regulering

Systemskjema for det automatiske oljeretursystemet ligg i vedlegg U.

8.4 Forslag og tilrådingar

Det første som bør gjerast for å redusera oljeutkastet frå kompressorane, er å installera betre oljeutskiljarar på kompressorane. Det vert anbefalt å bytta til nye og betre finoljeutskiljarar. Det bør også vurderast eit automatisk oljeretursystem, men ein må ta ein del forhandsreglar. Kvaliteten på kompressorolja må vera tilstrekkeleg god og det må lagast ei så enkel styring som råd.

Ut i frå oljeprøvane som er gjort er kvaliteten til kompressorolja tilstrekkeleg til å verta nytta om igjen [Huges, 2009].

9 Tilrådingar og konklusjon

Etter analyse av det totale varmpumpesystemet, er dette tilrådingar til den vidare drifta:

- Forsyna Framo Aktiv med varme frå R717-varmpumpa i staden for frå R134a-varmpumpa
- La R134a-varmpumpa gå på full kapasitet viss den først må gå, overskotsvarmen vert då overført til bygningane som er knytta til teknisk varmesentral
- Foreta nye målingar av R134a-varmpumpa i fyringssesongen. For å konstatere drifta til skruekompressorane både på dellast og fullast
- Vurdera oppsett av ein permanent volumstrømsmålar og nettanalysator, slik at ein kan få kontinuerlege målingar kopla opp mot SD-anlegget

- Setja opp ein plan for vedlikehald av det nye sjøvassinntaket
- Vurdera innstilling på 7 °C utgåande glykoltemperatur ved sjøvassinntaket. Temperaturinnstilling: 8 til 9 °C frå april til februar og 7 °C i februar og mars når sjøvasstemperaturen er på det lågaste.

- Unngå auke i kondenseringstemperatur på R717-varmpumpa etter vidare utbygging i teknisk varmesentral
- Skifta filter på den ekstra oljeutskiljaren på kompressor 1 i R717-varmpumpa .
- Vurdera utskifting av dei eksisterande oljeutskiljarane på kompressorane i R717-varmpumpa til nye og gode finoljeutskiljarar
- Vurdera eit automatisk oljereturssystem knytta til kompressorane i R717-varmpumpa, med grunnlag i kva som er gjort på andre anlegg
- Vurdera endring til kjøling av hydraulikkolje i teknisk varmesentral, på returleidningen til glykol i staden for på turleidningen.

Målingane av COP til R717- og R134a-varmpumpa gav ein peikepinn på drifta til desse varmpumpene. Det var litt overraskande at R134a-varmpumpa hadde ein gjennomsnittleg COP på om lag 3,0 ved gjennomsnittleg 35% tilført effekt i heile måleperioden i mars. Dette bør studerast nærare ved å nytta måleutstyr med ei mindre usikkerheit. Det

10. Tilrådingar og konklusjon

bør nyttast eit tilsvarande måleutstyr som på R717-varmpumpa, ein fastmontert volumstrømsmålar i vassrøyret med tilhøyrande temperaturfølarar i følarlommer i røyret, samt ein fastmontert nettanalysator. Målingane på R717-varmpumpa varierte mykje mindre over tid samanlikna med målingane frå R134a-varmpumpa, dette kan skuldast at det var større usikkerheit knytta til måleutstyret som vart nytta på R134a-varmpumpa samanlikna med det som vart nytta på R717-varmpumpa.

Det vert fråråda på det sterkaste å auka kondenseringstemperaturen frå 44 til 46 °C. Dette vil føra til eit enda høgare oljeutkast, sidan fraksjonen av olje som er i gassform aukar med ein aukande trykkrørstemperatur. Ein høgare kondenseringstemperatur kan også føra til koksing av olja. Ei løysing på dette er å kopla om kjølinga av hydraulikkolja til glykoleidningen før R717-varmpumpa, dette vil gje ein høgare fordampingstemperatur som fører til ein reduksjon i trykkrørstemperaturen og betrar tilhøva for olja i kompressorane samt reduserer oljeutkastet.

10 Litteraturliste

Datablad CIAT (varmepumpeaggregat i hall 16)

<http://www.eptec.no/images/Marketing/Teknisk%20datablad/Hydrociat%20LW%20R-134a%20NA08588B.pdf> 20.04.09 kl 13.15

Datoalloggar

<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/202545> 10.06.09 kl 16.00

Glassartworld

<http://www.glassartworld.com/M10027/Catimages/FGF34.jpg> 03.06.09 kl 14.00

Hansen, H.-P., *Automatisk oljeretursystem, og styrings- og reguleringssystem på to-trinns ammoniakkanlegg*. (Prosjektoppgåve, NTNU, Institutt for kuldeteknikk, våren 1992).

Instruksjonsbok, Frank Mohn Fusa AS, nr 80012, Informasjon frå Teknotherm 1998.

Instrumentkompaniet

<http://www.instrumentkompaniet.no/default.pl?showProduct=2475&pageId=562>
12.06.09 kl 20.00

Kalve, S. E., *Analyse av ammoniakkvarmepumpe ved ei produksjonsbedrift*. (Prosjektoppgåve, NTNU, Institutt for Energi- og prosesssteknikk, desember 2008).

Karlsen, F.V., *Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større Bygninger*. (Prosjektoppgåve, NTNU, Institutt for Energi- og prosesssteknikk, desember 2007).

Metrologisk institutt

<http://retro.met.no/observasjoner/hordaland/Flesland/index.html> 10.02.09 kl 15.00

Modul for straum

<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/202570> 10.06.09 kl 16.30

Modul for temperatur

<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/14165> 10.06.09 kl 16.30

Multiconsult server,
informasjon kring arbeid som er gjort

Nettanalysator

http://www.tequipment.net/pdf/Hioki/3169-20_datasheet.pdf

Stene, J., *Varmepumper bygningsoppvarming*. (SINTEF rapport STF84 A97303, SINTEF Energiforskning AS, Klima- og kuldeteknikk, 2001).

Stene, J., *Varmepumper grunnleggende varmepumpeteknikk*. (SINTEF rapport STF84 A97302, SINTEF Energiforskning AS, Klima- og kuldeteknikk, 2001).

11 Referanseliste

Telefonsamtalar og e-post korrespondansar våren 2009:

Aamelfot, Terje, Driftsansvarleg Statoil Rotvoll
Adolfson, Karl Montasjeleder, Teknotherm AS
Boone, Jan, MYCOM Europe, Belgia
Brekke, Stein Terje, Teknisk sjef, Teknotherm AS
Dykas, Tommy, Serviceleiar Oslo, EPTEC AS
Eide, Ole, Celsiusteknikk AS
Ekerhovd, Tore, Celsiusteknikk AS
Fagertveit, Bjørn, Frank Mohn Fusa AS
Hammer, Frank André, servicemontør Johnson Controls AS
Hegdal, John, Celsiusteknikk AS
Hughes, Kevin, Invicta AS
Hjerkinn, Tore, Multiconsult AS, Bergen
Landberg, Finn, Sal/prosjektingeniør Oslo, EPTEC AS
Larsen, Ulf, Avdelingsleiar Moss, EPTEC AS
Laukholm, Helge, Lab Varme –og energiprosessar NTNU
Lunde, Helge, Thermoconsult AS
Myklebust, Torgeir, Klüber Lubrication Skandinavien AS
Nytræ, Svein, Multiconsult AS, Bergen
Skåtun, Magne, Magne Skåtun Røyrleggarforretning AS
Solberg, Martin, Servicesjef, Teknotherm AS
Strand, Tore, Montasjoeleiar, Teknotherm AS
Stene, Jørn, NTNU / SINTEF AS
Tellebon, Reidar, lab energi- og prosessteknikk, NTNU
Tenold, Lasse, Multiconsult AS, Bergen
Vindenes, Olav, Driftsansvarleg ved Frank Mohn Fusa AS

12 Vedleggsliste

Vedlegg A: Oversikt over hallane

Vedlegg B: Datablad HYDROCIAT 4200BX HPS serie LW/LWP R134a

Vedlegg C: Datablad HYDROCIAT LW R134a (generell)

Vedlegg D: Oppstartsskjema, igongkøyringa av R134a aggregatet [Landberg, 2009]

Vedlegg E: Varmebehov i hallar som er knytta til varmesentralen i hall 16

Vedlegg F: Varmefordeling Frank Mohn Fusa

Vedlegg G: Datablad R134a

Vedlegg H: Kort funksjonsbeskriving for varmesentralen i hall 16

Vedlegg I: Forklaring til opphavleg systemskjema for R717-varmepumpa
[Kalve, 2008]

Vedlegg J: Opphavleg løysing for Ekstra kjøling av hydraulikkolje ved hjelp av glykollinja
[Fagertveit, 2009]

Vedlegg K: Snitt av sjøvassinntaket

Vedlegg L: Platevarmevekslar i titan i pumpehuset

Vedlegg M: ØJ CIP-reins, forslag til reinsemiddel til sjøvassvekslarane

Vedlegg N: Datablad Klüber Summit RHT-68 (kompressorolje R717-varmepumpa)

Vedlegg O: Loggar frå maskinrommet, påfylling og avtapping av olja på R717-
varmepumpa

Vedlegg P: Karakteristikk over dei tidlegare oljetypane som har vore nytta på
R717-varmepumpa [Kalve,2008]

Vedlegg Q: Oljeprøvar kompressor 1 i R717-varmepumpa, frå 1999 til 2009

Vedlegg R: Oljeprøvar kompressor 2 i R717-varmepumpa, frå 1999 til 2009

Vedlegg S: Oppsummering av utskiftingar /vedlikehald på kompressorane i R717-
varmepumpa [Kalve, 2008]

Vedlegg T: Systemskjema av automatisk oljeretur på NH₃-kuldeanlegg på NTNU
[Tellebon, 2009]

Vedlegg U: Systemskjema av automatisk oljeretur på NH₃-varmepumpene på
Statoil Rotvoll [Aamelfot, 2009]

Vedlegg V: Flytskjema over varmeanlegget i hall 16 (A1, festa bak rapporten)