

Analyse av CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning av boligblokker

Mads Borge

Master i energibruk og energiplanlegging

Innlevert: juli 2014

Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2014-16

MASTEROPPGAVE

for

Student Mads Borge

Våren 2014

Analyse av CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning av boligblokker*Analysis of CO₂ Heat Pumps for Hot Water Heating in Block of Flats***Bakgrunn og målsetting**

Rehabilitering av eldre bygninger med oppgradering av bygningskropp og tekniske installasjoner utgjør et betydelig energisparepotensiale i Norge. Blant annet er det mye å hente på å erstatte eksisterende varmtvanns- og varmesystemer basert på elektriske varmekolber, elektrokjeler og oljekjeler med høyeffektive varmepumper. I boligblokker som oppgraderes til TEK10-standard eller bedre utgjør årlig varmebehov til varmtvannsberedning i størrelsesorden 35 til 70 % av totalt årlig varmebehov, avhengig av byggestandard og klimasone. Mer energieffektiv varmtvannsberedning vil derfor i betydelig grad bidra til forbedret energiytelse for boligblokkene.

Tveitta borettslag i Oslo ble oppført i 1967, og består av 3 boligblokker, hver med 13 etasjer – totalt 819 leiligheter. Samlet boareal er 49.000 m². Boligblokkene gjennomgikk i 2010-2011 omfattende fasaderehabilitering og oppgradering av varme- og varmtvannssystemer. Ventilasjonssystemet med avtrekk fra hver leilighet via to ventilasjonssystemer per boligblokk ble beholdt. I hver blokk ble det installert to varmepumper, én 100 kW CO₂-varmepumpe for varmtvannsberedning, som benytter avkastluft fra ventilasjonssystemet som varmekilde, og én uteluft-varmepumpe, som leverer varme til romoppvarming. Som spisslast i romvarmesystemet benyttes en biooljefyrt kjel. Tveitta Borettslag fikk i 2013 tildelt Varmepumpeprisen fra Norsk Varmepumpeforening for at de var det første borettslag i Norge som har satset på bruk av høyeffektive CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning.

Den transkritiske varmepumpeprosessen med CO₂ som arbeidsmedium er spesielt godt egnet for varmtvannsberedning. Dette skyldes meget god temperaturtilpasning ved varmeavgivelse, høy komponenteffektivitet samt at varmtvann kan leveres ved 60-90 °C. Teknologien for CO₂ varmtvannsvarmepumper er utviklet ved NTNU Energi- og prosesseteknikk og SINTEF Energi AS.

Målsettingen med Masteroppgaven er å foreta en dybdeanalyse av CO₂ varmepumpesystemet ved Tveitta borettslag gjennom feltnålinger samt kritisk vurdering og analyse av systemløsninger, dimensjonering, aggregat-oppbygging med komponentvalg, driftsstrategi osv. Analysen skal kunne ut i forslag til eventuelle forbedringer av anlegget samt generelle anbefalinger vedrørende dimensjonering, utforming og drift av større CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudium tilpasset oppgavens fokusområde
2. Detaljert beskrivelse av anlegget med vurdering og analyse av systemløsninger, dimensjonering, oppbygging, styring/regulering osv. for CO₂-varmepumpe med varmeopptakssystem samt varmtvannssystem.
3. Gjennomføring av feltmålinger på anlegget med vurderinger og analyse av anleggets effektivfaktor (COP), komponenteffektivitet, driftskarakteristikk osv.
4. Forslag til forbedring av CO₂ varmepumpesystem og varmtvannssystem samt generelle anbefalinger vedrørende dimensjonering, utforming og drift av CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning i større boligbygg.
5. Forslag til eventuell videreføring av oppgaven

” - ”

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 prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømnings teknisk, varmeteknisk)

Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosess teknikk, 15. januar 2014



Olav Bolland
Instituttleder



Jørn Stene
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Yves Ladam, Kuldeteknisk AS (Tromsø)

Forord

Rapporten er skrevet som avsluttende masteroppgave gjennomført for Norges Teknisk- og Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk.

Rapporten er utført våren 2014.

Det forutsettes at leseren av rapporten har kjennskap til grunnleggende VVS-teknikk og varmepumpeteknologi.

Målet med oppgaven var å utføre en dybdeanalyse av det installerte CO₂-varmepumpesystemet installert ved Tveita borettslag ved hjelp av feltmålinger på anlegget. I tillegg skulle systemløsninger, dimensjonering, komponentvalg, driftsstrategi og lignende vurderes med hensyn på CO₂-varmepumpen, varmekilde, akkumuleringsystem og distribusjonssystem. Etter vurdering skulle det gjøres generelle anbefalinger for systemløsninger ved benyttelse av CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning i større boligbygg.

Takk til Ole Morten Øversjøen (Driftsleder ved Tveita borettslag) for hjelp ved befaring, samt tilgang til SD-anleggene ved Tveita borettslag. Takk til Håvard Rekstad (NTNU) for hjelp med vurderinger av CO₂-varmepumpen. En spesielt stor takk rettes til veileder Jørn Stene (NTNU/COWI) som har vært en stor ressurs under utarbeidelsen av rapporten.



Mads Borge

Trondheim, 11.07.2014

Sammendrag

Rapporten er skrevet som masteroppgave utført ved NTNU våren 2014 og omhandler det installerte varmtvannsberedningsanlegget ved Tveita borettslag i Oslo. Tveita borettslag ble oppført i 1967, og består av tre boligblokker med totalt 819 leiligheter. Det er nylig utført diverse ENØK-tiltak ved borettslaget. ENØK-tiltakene bestod blant annet av å oppgradere romoppvarmingssystem og varmtvannsberedningssystem. Dette ble gjort ved installering av en 100 kW CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning og en 286 kW R-134a-varmepumpe til romoppvarming ved hjelp av radiatorvarme.

Tveita borettslag har ikke mekanisk balansert ventilasjon, men har to hovedavtrekkskanaler i hver boligblokk hvor det opprinnelig ikke var noen form for varmegjenvinning. Ved installering av varmepumpene ble det plassert luft/væske-varmevekslere i avtrekkskanalene som avgir varme til en sekundærkrets med sirkulerende frostvæske. Frostvæsken fungerer som varmepumpenes varmekilde.

Oppgaven gikk ut på å utføre en totalanalyse av funksjonaliteten til det installerte varmtvannssystemet. Analysen bestod av å vurdere systemløsninger og funksjonalitet for varmekilde, CO₂-varmepumpe, akkumuleringsystem og distribusjonssystem.

Ved måledataanalyse ble det funnet at CO₂-varmepumpen fungerte godt, og beredet varmtvann svært energieffektivt. Det viste seg at temperaturen på varmekilden varierer noe i forhold til sommer- og vinterdrift. Dette vil ha konsekvenser for den oppnåelige varmeytelsen på CO₂-varmepumpens gasskjøler og oppnåelig COP. Ved vinterdrift er maksimal oppnåelig COP på varmepumpen 4,5, mens maksimal COP ved sommerdrift er 5,2. Varmepumpens SPF-faktor ble beregnet til å være 4,5, noe som tilsvarer en energibesparelse på 78 % i forhold til varmtvannsberedning ved hjelp av elektriske kolber.

Ved analyse av systemløsningen for varmekilde, akkumuleringsystem og distribusjonssystem ble det funnet at disse systemene ikke var like gode som den energieffektive CO₂-varmepumpen.

Akkumuleringstankene for varmtvann har store temperaturfall i tankene plassert lengst tilbake i kretsen grunnet omrøring ved store avtappede mengder. Sirkulasjonsledningen som distribuerer varmtvannet til brukerne av bygget har ikke isolasjon på returrørene, noe som medfører store varmetap. Dette varmetapet ble dekt ved å installere to akkumuleringstanker med elektriske kolber på returkretsen til sirkulasjonsledningen.

CO₂-varmepumpen avslutter varmtvannsberedning ved en registrert inngående vanntemperatur på 20 °C på gasskjøleren. På grunn av temperaturfall i akkumulatortanker medfører dette at de bakerste akkumuleringstankene i kretsen ikke får levert varmtvann med høy nok temperatur før varmepumpen stopper varmtvannsberedning. Derfor kjøres det varmtvannsberedning ved hjelp av spisslast kvartalsvis som legionellasikringstiltak. På grunn av legionellasikring og installering av elektriske tanker på sirkulasjonsledningen, vil varmtvannsberedningsanleggets reelle prosessvirkningsgrad være lavere enn beregnet SPF.

Abstract

This report is written as a master thesis carried out at NTNU during the spring of 2014. The subject of the thesis is the domestic hot water (DHW) system utilized at Tveita housing association in Oslo. It consists of three blocks of flats with a total of 819 apartments and was built in 1967. Recently the housing association at Tveita decided to take energy conservation measures. A part of the energy conservation measures was upgrading the DHW system and space heating system. This was done by installing a 100 kW CO₂ heat pump for DHW heating and a 286 kW R-134a heat pump for space heating with radiator heat.

Each block of flats has two exhaust air ducts which had no heat recovery before energy conservation measures was performed. When the heat pumps were installed, an air/liquid heat exchanger was installed in the air ducts, which emits heat to a circulating antifreeze agent. The antifreeze agent will function as the heat source for the heat pumps.

The main task was evaluating the system design and functionality regarding heat source, CO₂ heat pump, accumulation system and distribution system.

During measurement data analysis of the CO₂ heat pump, it was calculated that the heat pump had very high energy efficiency. The temperature of the heat source varied relative to summer and winter operation. This had consequences for the achievable gas cooler performance in the heat pump, and the COP. During winter operation maximum COP was 4.5, whilst the maximum COP during summer operation was 5.2. The heat pumps SPF factor was calculated to 4.5, which equals energy saving of 78 % compared to DHW heating with electric heaters.

During the analysis of the system design for heat source, accumulation system and distribution system, it was found that these systems weren't as energy efficient as the CO₂ heat pump.

The accumulating tanks for DHW had big temperature differences in the rearmost tanks due to mixing of hot and cold water, because of periodically large demand of DHW to the apartments. The circulation circuit, which distributes DHW to the users, had big heat losses. The heat loss was because of lacking insulation on the return pipe. This heat loss is covered by two accumulation tanks with electric heaters installed on the return pipe of the circulation circuit.

The CO₂ heat pump reaches set point and stops DHW heating when an ingoing water temperature of 20 °C is registered on the gas cooler. Due to the temperature difference in the accumulating tanks, the rearmost tanks won't get DHW with the desired temperature before the heat pump stops. Because of this DHW heating with peak load is performed on a quarterly basis to prevent growth of the legionella bacteria in the tanks. Due to legionella protection and electric heaters on the circulation circuit, the DHW heating system's process efficiency in reality will be lower than the calculated SPF.

Innhold

1	Innledning.....	1
1.1	Bakgrunn	1
1.2	Målsetting.....	1
1.3	Antagelser og avgrensing	2
1.4	Struktur.....	2
2	Anleggsbeskrivelse Tveita borettslag	3
2.1	Blokkinndeling	3
2.2	Systemløsning Tveita borettslag	4
3	Teori.....	7
3.1	CO ₂ -varmepumpe til varmtvannsberedning	7
3.1.1	Fysikalske egenskaper	7
3.1.2	Hovedkomponenter	9
3.1.3	Sammenligning mellom gasskjøler og kondensator.....	10
3.1.4	Optimalt gasskjølertrykk.....	13
3.2	Tappevann	14
3.2.1	Akkumulering for boligblokker	14
3.2.2	Varmeovergang i akkumulatortanker	16
4	Systemløsning kald side.....	19
4.1	Funksjonsbeskrivelse	19
4.2	Regulering.....	20
4.3	Vurderinger	22
4.3.1	Varmekilde.....	22
4.3.2	Regulering.....	23
4.3.3	Systemløsning.....	25
5	Systemløsning tappevann	26
5.1	Funksjonsbeskrivelse.....	26
5.1.1	Varmepumpe.....	27
5.1.2	Varmtvannsdistribusjon	27
5.1.3	Akkumuleringssystem	27
5.1.4	Retur sirkulasjonsledning	29
5.2	Vurderinger	30
5.2.1	Akkumuleringssystem	30

5.2.2	Akkumulering med CO ₂ -varmepumpe	31
5.2.3	Systemløsning.....	32
6	Fyrrom	33
6.1	Funksjonsbeskrivelse.....	33
6.2	Legionellasikring.....	34
6.3	Vurderinger	34
6.3.1	Systemløsning.....	34
7	CO ₂ -varmepumpe til varmtvannsberedning	36
7.1	Funksjonsbeskrivelse.....	36
7.1.1	Fordamper	37
7.1.2	Sugegassvarmeveksler.....	39
7.1.3	Væskeseparator.....	40
7.1.4	Kompressor.....	41
7.1.5	Gasskjøler	42
7.1.6	Elektronisk strupeventil.....	43
7.2	Vurdering.....	44
7.2.1	Fordamper	44
7.2.2	Gasskjøler	44
7.2.3	Optimalt gasskjølertrykk.....	44
7.2.4	Oljeretur	44
7.2.5	Begrensninger ved aktuelle driftsbetingelser	45
8	Temperaturfall i akkumulatortanker	47
8.1	Akkumulatortank.....	47
8.2	Væskehastigheter.....	48
8.2.1	Akkumulering	48
8.2.2	Avtapping.....	48
8.3	Forslag til forbedringer.....	49
8.3.1	Montering av diffusorer	49
8.3.2	Parallellkobling av tanker	50
8.3.3	Benyttelse av større akkumulatortanker.....	50
9	Metode ved måledatanaanalyse	51
9.1	Instrumentering.....	51
9.1.1	Tilgjengelige loggede måledata.....	51
9.1.2	Energimåler	53

9.2	Måledataformat	55
9.3	Loggefunksjon	56
9.4	Kvalitetssikring og forutsetninger for måledataanalyse	56
9.5	Utvelgelse av tidsrom	58
9.6	Måleusikkerhet.....	59
10	Måledataanalyse CO ₂ -varmepumpe	60
10.1	Driftskarakteristikk	60
10.2	Fordamper	61
10.2.1	Generelt.....	61
10.2.2	Sesongvariasjoner.....	62
10.3	Sugegassvarmeveksler.....	64
10.4	Kompressor	65
10.4.1	Isentropisk virkningsgrad	65
10.4.2	Vurdering av antagelse om konstant volumetrisk virkningsgrad.....	67
10.5	Gasskjøler	67
10.5.1	Kontrollberegning systembilde	67
10.5.2	Gasskjølerytelse.....	70
10.5.3	Årsberegning	70
10.6	COP	71
10.7	SPF	73
10.8	Estimat energibesparelse	73
11	Diskusjon	75
11.1	Nødvendige forutsetninger ved måledataanalyse og forslag til forbedringer.....	75
11.1.1	Termisk energimåler.....	75
11.1.2	Loggertype.....	75
11.1.3	Sugegassvarmeveksler.....	76
11.1.4	Mengdeberegning	76
11.1.5	Kompressoreffekt	76
11.1.6	Gasskjøler	76
11.2	Måledataanalyse	77
11.2.1	Driftskarakteristikk	77
11.2.2	Fordamper	77
11.2.3	Kompressor.....	77
11.2.4	Gasskjøler	78

11.2.5	COP og SPF.....	78
11.2.6	Estimat energibesparelse	78
12	Mulige forbedringer	79
12.1	CO ₂ -varmepumpe.....	79
12.1.1	Generelt.....	79
12.1.2	Gasskjøler	79
12.2	Systemforbedringer.....	80
13	Generelle anbefalinger CO ₂ -varmepumper for boligblokker	81
13.1	Varmekilde	81
13.2	Dimensjonering	83
13.2.1	Gasskjølereffekt.....	83
13.3	Akkumulering	83
13.3.1	Nødvendig volum	83
13.3.2	Systemløsning akkumulering.....	84
13.4	Legionellasikring.....	84
14	Forslag til videreføring.....	85
14.1	Optimalt gasskjølertrykk	85
14.2	Akkumulering for større boligblokker	85
15	Konklusjon	86
16	Referanseliste	87

1 Innledning

I dette kapitlet vil bakgrunnen for masteroppgaven presenteres sammen med målsetting, antakelser, avgrensning og struktur.

1.1 Bakgrunn

Rehabilitering av eldre bygninger ved hjelp av oppgradering av bygningskropp og tekniske installasjoner utgjør et betydelig energibesparelspotensiale i Norge. For boligblokker av TEK10-standard eller høyere vil årlig varmebehov til varmtvannsberedning utgjøre 30-70 % av totalt årlig varmebehov. Det er derfor et stort potensiale for energibesparelse ved å erstatte eksisterende varmtvannssystemer basert på elektriske varmekolber, elektrokjeler og oljekjeler med høyeffektive varmepumper.

Den transkritiske prosessen med CO₂ som arbeidsmedium er spesielt godt egnet til varmtvannsberedning. Dette på grunn av svært god temperaturlpasning ved varmeavgivelse, kombinert med gode varmeovergangsegenskaper i varmevekslere. Dette medfører høy komponenteffektivitet, og stor temperaturlidning ved riktig driftscharakteristikk. CO₂-varmepumper kan levere varmtvann fra 60-90 °C uten behov for spisslast.

Tveita borettslag installerte det første store varmepumpeanlegget til varmtvannsberedning i Norge med CO₂ som arbeidsmedium. Energibesparelsen de oppnådde ved hjelp av installeringen av CO₂-varmepumpen gjorde at de mottok varmepumpeprisen i 2013.

1.2 Målsetting

Målsettingen med oppgaven er å utføre en dybdeanalyse av det installerte varmtvannsanlegget ved Tveita borettslag. Dette gjøres ved å vurdere de ulike delsystemene som inngår i varmtvannsanlegget, med vurderinger av systemløsninger, regulering, komponentvalg, dimensjonering og lignende. Det skal også gjøres en måledatanaalyse av CO₂-varmepumpen, for å analysere hvordan varmepumpen fungerer med ulike driftsforhold. Et estimat av årlig energibesparelse samt økonomisk besparelse ved bruk av CO₂-varmepumpe skal også utføres.

På grunn av at CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning er en type teknologi som er på vei oppover, er det viktig å gjøre en evaluering av hvordan de eksisterende systemene fungerer. Dette for å lære av hva som er gjort riktig, og hva som kan forbedres. I slutten av rapporten vil det gjøres generelle anbefalinger med tanke på installering av CO₂-varmepumper for varmtvannsberedning for større boligbygg. Disse anbefalingene vil gjøres i forhold til hvordan anlegget ved Tveita borettslag fungerer.

1.3 Antagelser og avgrensning

Rapporten er et produkt av en masteroppgave for Norges Teknisk- og Naturvitenskapelige Universitet ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk. Oppgaven har hovedfokus mot transkritiske varmepumper til varmtvannsberedning med CO₂ som arbeidsmedium. Det vil derfor ikke ses på den installerte varmepumpen til romoppvarming, som benytter R134a.

Ved gjennomføring av måledataanalysen ble det funnet diverse mangler på loggede måledata, noe som medførte at en rekke antagelser måtte gjøres for å beregne ulike ytelser. Disse antagelsene vil presenteres fortløpende i rapporten der det måtte gjelde

1.4 Struktur

Kapittel 2: Kortfattet anleggsbeskrivelse av systemløsning ved Tveita borettslag

Kapittel 3: Teorigrunnlag med hovedfokus på CO₂ som arbeidsmedium i transkritisk prosess til varmtvannsberedning. Hovedprinsipp for akkumulering vil også presenteres.

Kapittel 4-7: Funksjonsbeskrivelse og vurdering av CO₂-varmepumpen med de tilhørende delsystemene.

Kapittel 8: Vurdering av mulige årsaker til temperaturfall i akkumulatortanker

Kapittel 9-11: Metode, måledataanalyse og diskusjon av resultater.

Kapittel 12: Presentering av mulige forbedringer for det eksisterende anlegget

Kapittel 13: Generelle anbefalinger ved benyttelse av CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning for større boligblokker

Kapittel 14: Forslag til videreføring

Kapittel 15: Konklusjon

2 Anleggsbeskrivelse Tveita borettslag

Tveita borettslag er et av Norges største borettslag med sine 819 leiligheter fordelt på tre blokker. Blokkene ble oppført i tidsrommet mellom 1967 til 1969, og ble opprinnelig forsynt med vannbåren varme fra en egen energisentral med tungolje som energikilde. Energiforbruket til borettslaget før ENØK-tiltak ble utført lå på omtrent 14 GWh.

På grunn av økt fokus på energibesparelse, er energisentralen nå erstattet med varmpumper, samtidig som varmedistribusjonssystemet har blitt modernisert og oppgradert, noe som reduserer energiforbruket til omtrent 4,5 GWh. Dette er en endring fra 279 kWh/m²år til 138 kWh/m²år (Kuldeteknisk, 2010).

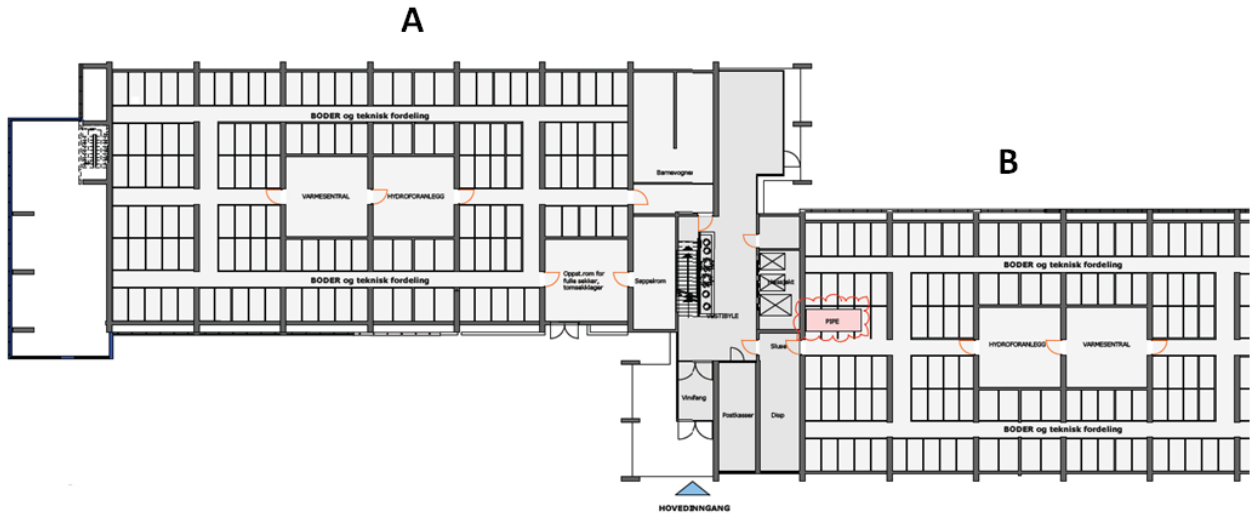
Blokkene ligger i Nåkkves vei, og blokkene kalles henholdsvis NV1, NV3 og NV5.

Hver blokk har identiske systemer med dedikerte CO₂-varmpumper til varmtvannsberedning, samt egen varmpumpe til radiatorkrets. Oppgitt effekt på CO₂-varmpumpen er 100 kW, mens radiatorvarmpumpen har en oppgitt effekt på 286 kW. Varmekilden til varmpumpene er avtrekksluft. Det er ingen annen varmegjenvinning på hovedavtrekket, noe som gjør avtrekksluften til en stabil varmekilde gjennom året.

Tveita borettslag installerte det første store varmpumpeanlegget i Norge med CO₂ som arbeidsmedium. De store energibesparelsene Tveita oppnådde på grunn av dette medførte at de fikk utdelt varmpumpeprisen i 2013 (Tekniske nyheter DA, 2013).

2.1 Blokkinnndeling

Hver blokk er delt i henholdsvis søndre og nordre fløy. Figur 1 viser planløsningen utgangsetasjen i blokk NV5. Blokkene er bygd identisk, så denne planløsningen gjelder for alle tre blokkene.



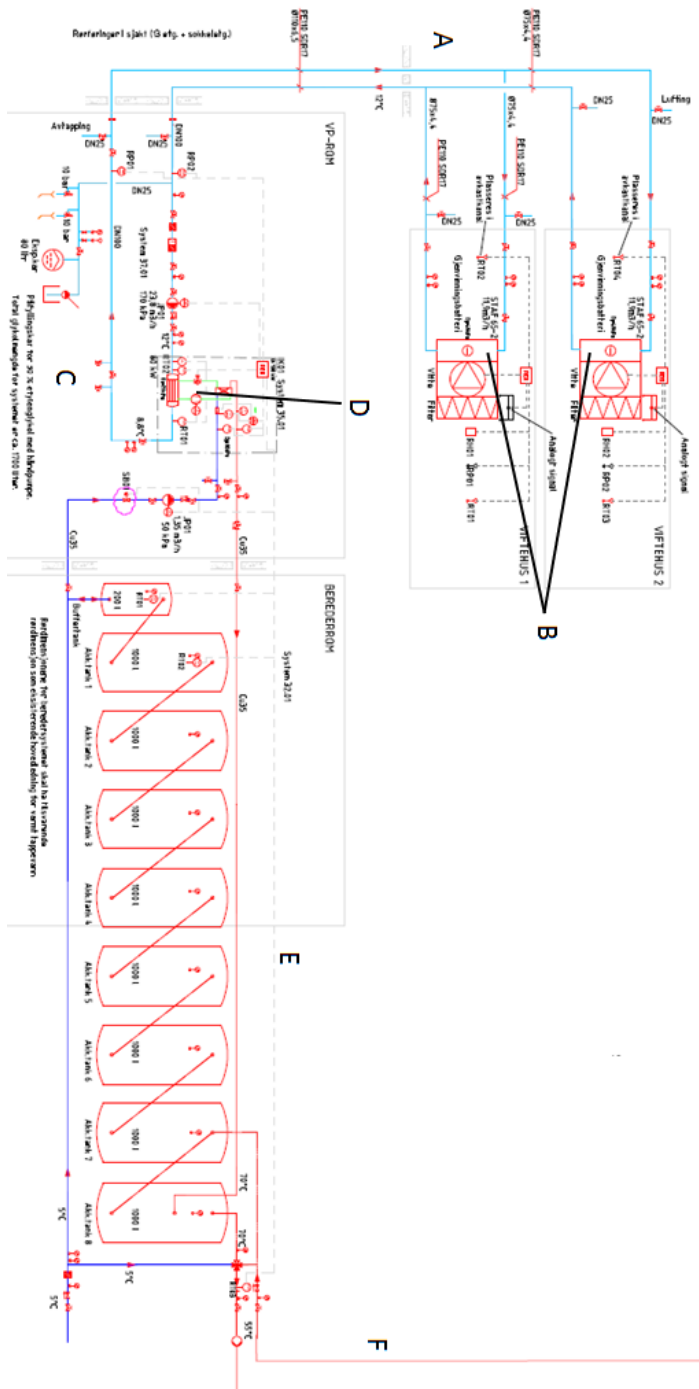
Figur 1 Planløsning Tveita borettslag (PX-Gruppen, 2010)

A: Sørfløy
B: Nordfløy

Figur 1 illustrerer planløsningen for utgangsetasjen, der det er plassert boder for brukerne og gjort plass til tekniske rom. Hver blokk har 273 leiligheter med 21 leiligheter per etasje. De tekniske løsningene er tilnærmet identiske for blokkene, og diskuteres senere i oppgaven.

2.2 Systemløsning Tveita borettslag

Figur 2 viser hvordan varmegjenvinnings- og varmtvannsberedningssystemet opprinnelig ble installert i blokkene ved Tveita borettslag. Som vist i Figur 1 er hver blokk delt inn i to hoveddeler, der begge hoveddelene har en egen hovedavtrekkskanal som avgir varme til en sekundærkrets med sirkulerende frostvæske.



Figur 2 Varmegjenvinningsystem ved Tveita borettslag

- A: Etylenglykkrets
- B: Varmeveksler mellom avtrekksluft og etylenglykol
- C: Påkoblingskurs for varmepumpe til radiatornett
- D: CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning
- E: Akkumuleringstanker for varmtvann
- F: Varmtvannsdistribusjon til leiligheter

En sirkulerende etylenglykolkrets (A) opptar varme fra varmegjenvinner (B) plassert på avtrekkskanaler ved tak i hver blokk. Hver blokk har to avtrekkskanaler med tilnærmet konstante luftmengder. Kretsen er koblet i parallell over varmevekslerne for å ha lavest mulig inngående temperatur på varmevekslerne, og dermed ha best mulig gjenvinningsgrad.

Den sirkulerende etylenglykolkretsen vil etter varmeopptak fra avtrekksluften føres over CO₂-varmepumpens fordampner, og fungere som varmekilde til varmepumpen. Fordampnet CO₂ dras fra fordampneren og inn i kompressoren, for så å gå inn på gasskjøleren. Gasskjøleren veksler varme mot nettvann, og bereder varmtvann som føres til akkumulatortankene (E). Denne prosessen vil beskrives nærmere i funksjonsbeskrivelsen.

Akkumuleringstankene på 8x1000 liter fungerte ikke tilfredsstillende, og har blitt erstattet med 18x400 liters akkumulatortanker. Totalt akkumulert volum har dermed blitt redusert fra 8000 liter til 7200 liter. Buffertanken på 200 liter er fortsatt installert i anlegget. Det er også gjort andre endringer på anlegget i forhold til denne systemtegningen, noe som vil utdypes i funksjonsbeskrivelsen av anlegget.

3 Teori

I dette kapitlet vil det teoretiske grunnlaget for oppgaven presenteres. CO₂ er et arbeidsmedium som egner seg spesielt godt for varmepumper til varmtvannsberedning, og grunnen til dette vil diskuteres i dette kapitlet. I tillegg vil grunnleggende prinsipper for varmtvannsakkumulering for boligblokker presenteres.

3.1 CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning

CO₂ (R744) er et arbeidsmedium med karakteristiske egenskaper som gjør at det egner seg spesielt godt til varmtvannsberedning. Hva disse egenskapene er, og hvordan dette påvirker overordnet komponentvalg for varmepumpen vil presenteres i dette kapitlet.

3.1.1 Fysikalske egenskaper

CO₂ har diverse fysikalske egenskaper som gjør at det skiller seg ut i forhold til andre arbeidsmedier. En sammenligning av fysikalske egenskaper for ulike arbeidsmedier er vist i Tabell 1. R410a og R134a er HFK-medier, mens de øvrige er naturlige arbeidsmedier. R717 er ammoniakk, R290 er propan og R744 er CO₂.

Tabell 1 Fysikalske egenskaper for ulike arbeidsmedier (Stene, 2013a)

	R410a	R134a	R717	R290	R744
GWP	2000	1300	0	3	0
Temp.-begrensning [°C]	<40-60	<60/70/90	<50-90	<60	<95
Kokepunkt, 1 bar [°C]	-51,4	-26,1	-33,3	-42,1	-78
T_k [°C]	72,5	101,1	132,3	96,8	31,1
P_k [bar]	49	40,7	113,3	42,5	73,8
Δh_f, 0°C [kJ/kg]	221	199	1262	375	231
ρ_v, 0°C [kg/m³]	1171	1295	639	493	928
ρ_g, 0°C [kg/m³]	31	14	4	10	98

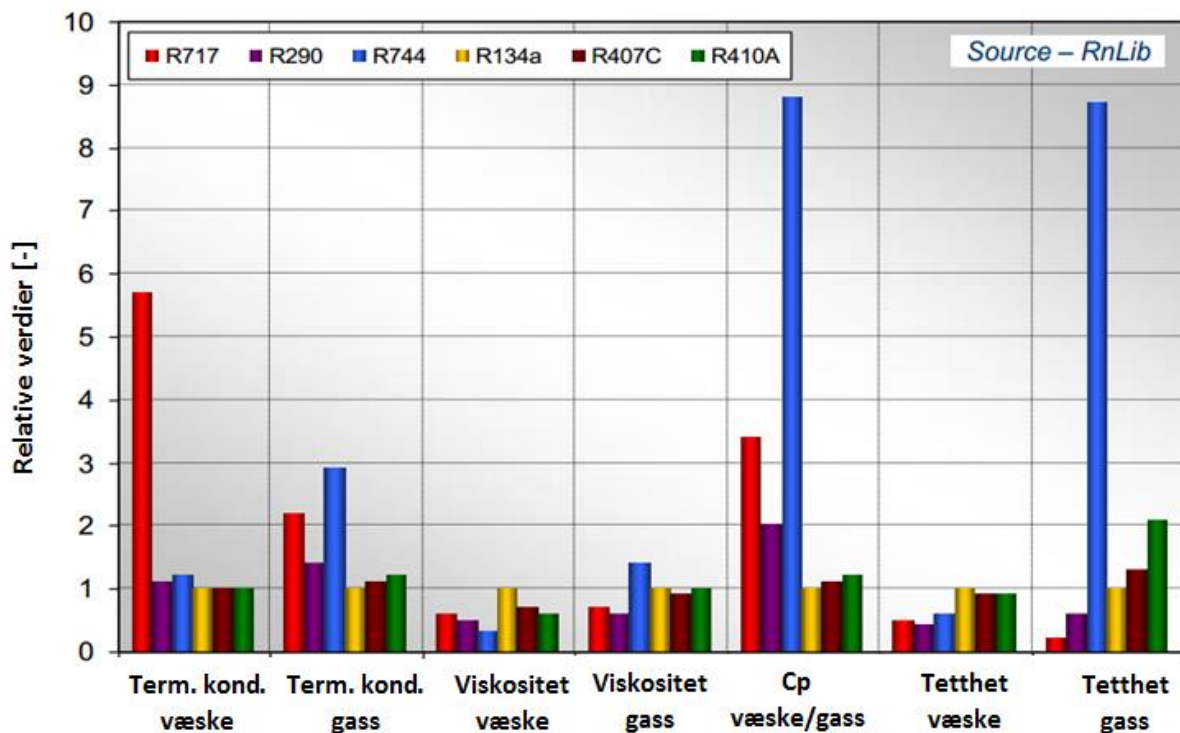
Ser av tabellen at CO₂ har en mye lavere kritisk temperatur (T_k) enn de øvrige arbeidsmediene, mens det kritiske trykket er forholdsvis høyt. I tillegg har CO₂ et kokepunkt på -78 °C ved et trykk på 1 bar. Dette forteller at fordampetrykket for CO₂ vil være høyere enn andre arbeidsmedier ved bruk av samme varmekilde. Siden fordampetrykket vil være høyt for CO₂, vil forholdet mellom trykkene på høy- og lavtrykkssiden være lavere for CO₂ enn de andre arbeidsmediene. Dette trykkforholdet beregnes ved hjelp av Formel 1, der P_{HT} er trykket på høytrykkssiden og P_{LT} er trykket på lavtrykkssiden.

$$\pi = \frac{P_{HT}}{P_{LT}}$$

Formel 1 Beregning av trykkklasse

Det er kompressoren i en varmepumpe som utfører trykkløftet. Ved lave trykklasser økes potensialet for å opprettholde høy isentropisk og volumetrisk virkningsgrad på kompressoren, noe som vil bedre varmepumpens varmelytelse og COP. Dette på grunn av lavere nødvendig tilført effekt, kombinert med høyere sirkulert mengde.

Figur 3 viser diverse fysiske egenskaper som er viktig for å ha god varmeovergang for ulike arbeidsmedier. Grafen er beskrevet ved hjelp av relative verdier, for å illustrere forholdet mellom de ulike egenskapene for de valgte arbeidsmediene. Tallene er basert på temperaturer fra -10 til 30 °C, noe som betyr at det ligger innenfor metningstilstanden til CO₂ (T_k=31,1 °C).

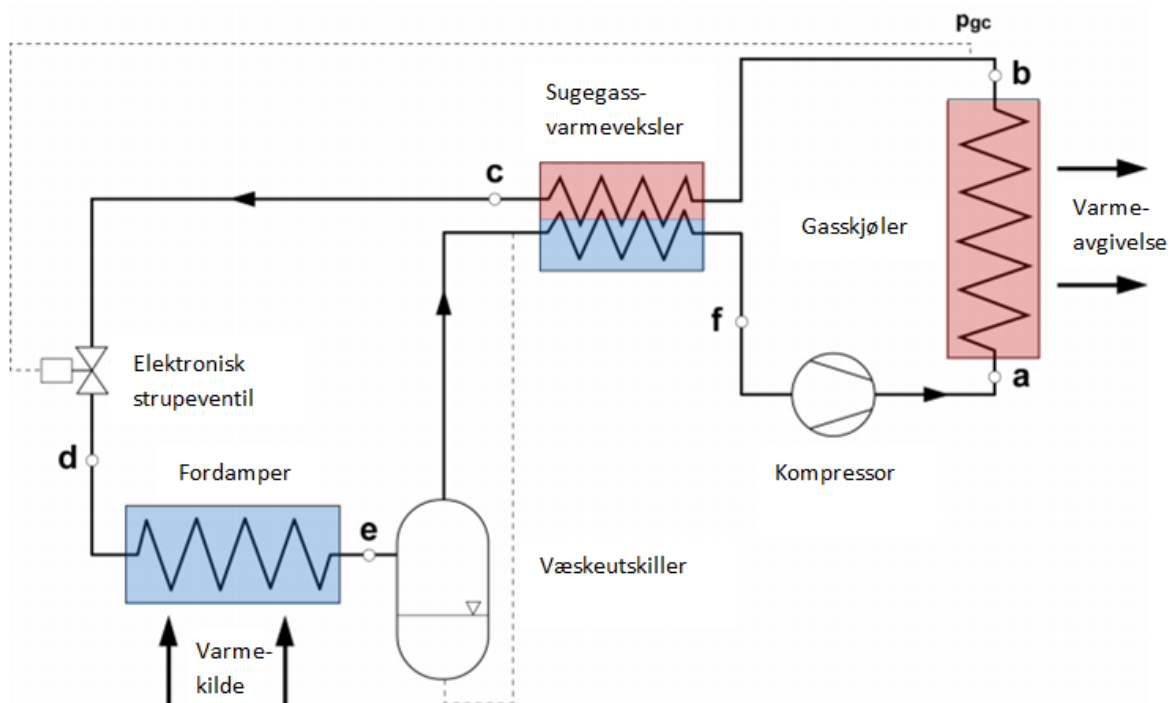


Figur 3 Fysiske egenskaper for varmeovergang (Stene, 2013a)

Ser at CO₂ har god termisk konduktivitet i både væske- og gassform, kombinert med en mye høyere varmekapasitet (Cp) enn de øvrige arbeidsmediene. Dette bidrar til at CO₂ har svært gode varmeoverføringsegenskaper i både fordampere og gasskjøler, noe som bidrar til høy U-verdi. God varmeovergang sikrer en effektiv prosess. Ser også at CO₂ har langt større gasstetthet enn de andre arbeidsmediene. Større gasstetthet medfører at nødvendig kompressorvolum for å oppnå nødvendig massestrøm gjennom varmepumpen vil være betydelig lavere for CO₂ enn de øvrige arbeidsmediene.

3.1.2 Hovedkomponenter

Figur 4 viser hovedkomponentene i en CO₂-varmepumpe som benyttes til varmtvannsberedning. Hovedkomponentene består av fordamper, væskeutskiller, sugegassvarmeveksler, kompressor, gasskjøler og elektronisk strupeventil.



Figur 4 Hovedkomponenter for CO₂-varmepumpe (Stene, 2013a)

Ved et komponentvalg som vist i Figur 4, sikres god drift av CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning. Fordamperen fordamper mediet, mens væskeutskilleren fjerner eventuelle væskedråper i gassen før gassen går videre til sugegassvarmeveksleren. Væskeutskilleren fungerer også som et lager for arbeidsmedium, slik at anlegget er sikret høy nok fyllingsmengde ved en endring av driftsforhold.

Sugegassvarmeveksleren avgir varme fra høy- til lavtrykkssiden, noe som øker gassens temperaturen inn på kompressoren, som igjen vil øke trykkgasstemperaturen ut av kompressoren. Høyere trykkgasstemperatur ut av kompressoren vil føre til større varmeavgivelse over gasskjøleren, noe som bidrar til å øke anleggets COP¹. I gasskjøleren vil CO₂ avkjøles ved hjelp av varmeveksling mot vann som beredes til ønsket

¹ Coefficient Of Performance. Forteller hvor mye varmeeffekt en varmepumpe leverer i forhold til tilført elektrisk effekt til kompressoren. $COP = Q_{GK} / W_{komp}$

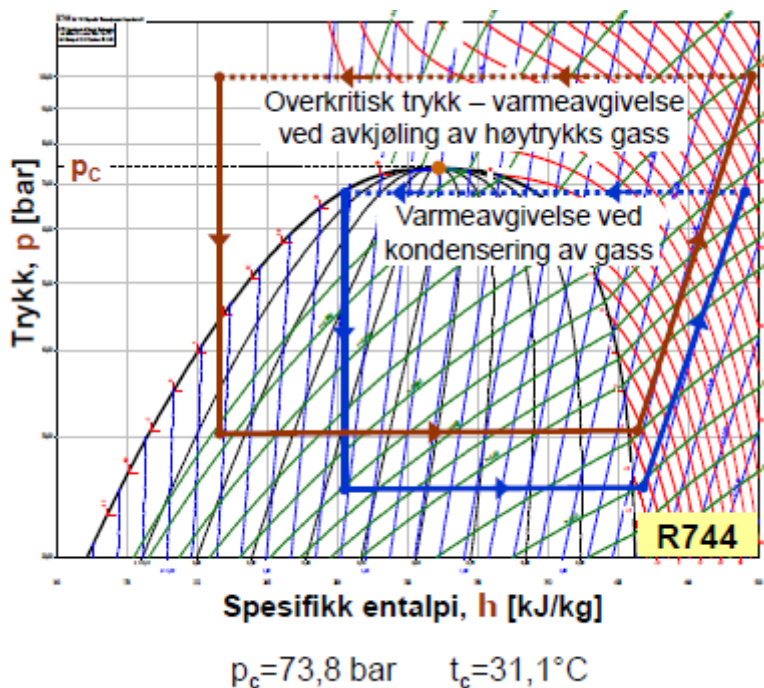
varmtvannstemperatur. Deretter vil CO₂ avkjøles i sugegassvarmeveksleren ved hjelp av varmeveksling mot arbeidsmedium på lavtrykkssiden. Dette vil senke strupningstapet i den elektroniske strupeventilen, noe som igjen øker fordampertytelsen.

3.1.3 Sammenligning mellom gasskjøler og kondensator

CO₂ er et arbeidsmedium som har svært lav kritisk temperatur ($T_k=31,1$ °C) sammenlignet med andre kommersielle arbeidsmedier. Ved varmtvannsberedning ligger settpunktstemperaturen gjerne mellom 70-90 °C. For at en varmepumpe med CO₂ som arbeidsmedium skal levere høye nok vanntemperaturer uten behov for spisslast, benyttes en transkritisk varmeavgivelsesprosess. Ved varmeavgivelse i en transkritisk prosess vil arbeidsmediet være i gassform ved både inn- og utløp av varmeveksleren.

I de fleste kommersialiserte varmepumper foregår varmeavgivelsen på høytrykkssiden ved hjelp av kondensering av arbeidsmediet. Varmeveksleren som benyttes for å kondensere arbeidsmediet kalles en kondensator. For transkritiske prosesser vil ikke kondensering inntre, og varmeveksleren kalles for en gasskjøler.

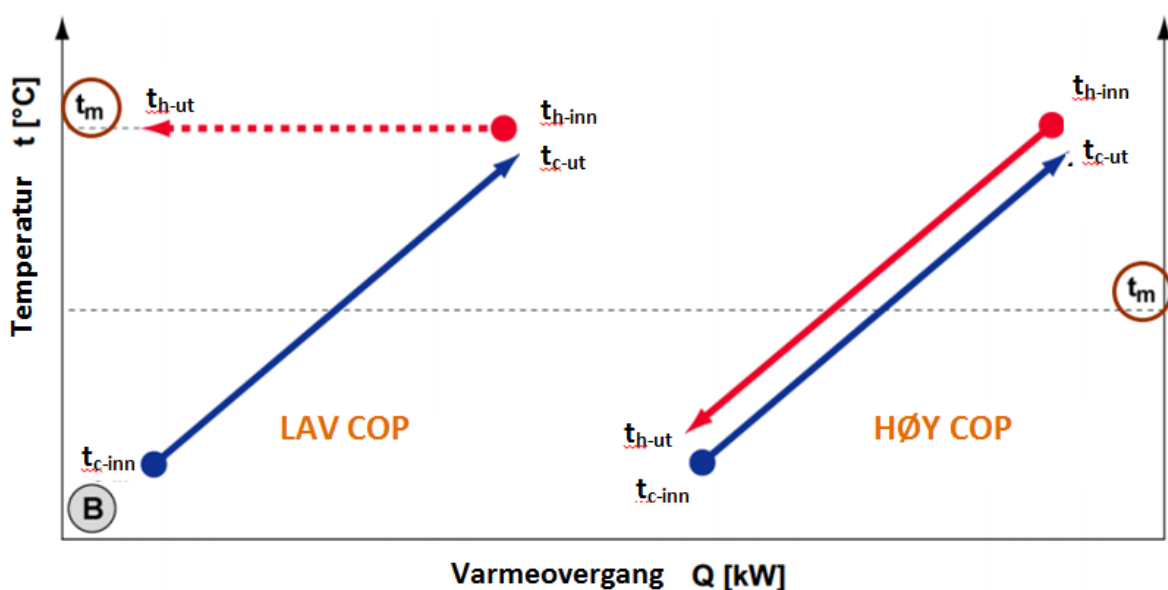
Figur 5 viser to ulike varmeavgivelsesprosesser. Prosessen markert med blått benytter varmeavgivelse ved hjelp av en kondensator, mens prosessen markert med rødt er transkritisk.



Figur 5 Sammenstilling av kondensering og transkritisk gasskjøling (Stene, 2013a)

En varmeavgivelsesprosess ved benyttelse av kondensator vil ha relativt konstant temperatur, da varmeavgivelsen benyttes til å gjøre en faseendring på arbeidsmediet. En transkritisk varmevekslingsprosess vil ikke ha faseendring av arbeidsmediet, noe som gjør at arbeidsmediet avkjøles over varmevekslingen. Dette fører til en stor temperaturredifferanse mellom inngående og utgående medietemperatur for transkritiske prosesser. Det er akkurat denne store temperaturredningen som gjør at CO₂ kan berede varmtvann med temperaturer fra 60-90 °C uten behov for spisslast. Dette er svært positivt, siden ettervarming ved spisslast vil medføre at varmtvannsberedningssystemet får en lavere COP.

Figur 6 illustrerer den prinsipielle forskjellen på varmeavgivelsesprosessen mellom kondensator og gasskjøler.



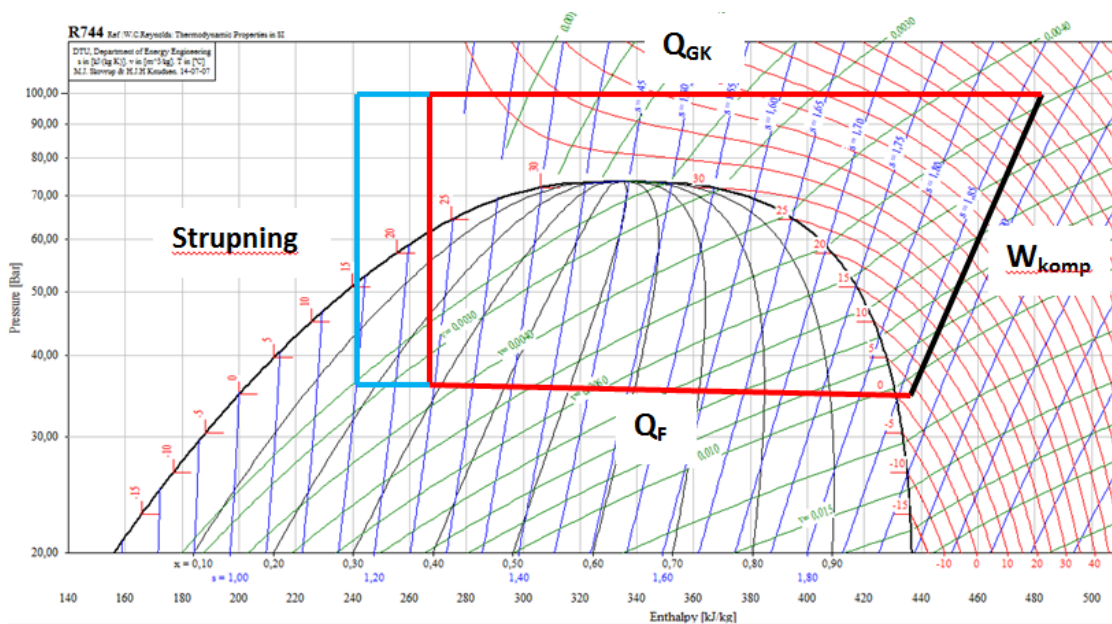
Figur 6 Sammenligning av varmtvannsberedning med kondensator (tradisjonell varmepumpe) og gasskjøler (CO₂) (Stene, 2013a)

Temperaturredningen for motstrøms varmeveksling i en kondensator er illustrert til venstre, mens motstrøms varmeveksling i en gasskjøler er illustrert til høyre. I en kondensator er temperaturen tilnærmet konstant, på grunn av at energien som avgis fra arbeidsmediet brukes til å kondensere gassen til væskeform. Siden CO₂-prosessen er transkritisk, vil mediet være i gassform gjennom gasskjøleren, og dermed ha temperaturredning ved varmeavgivelse.

Som vist i Figur 3 har CO₂ svært høy varmekapasitet sammenlignet med andre arbeidsmedier. Dette kombinert med gode varmeoverføringsegenskaper og stor temperaturredning, vil bidra til bedre varmeovergang og høyere COP (Stene, 2013a).

Temperaturen på vannet inn på gasskjøleren (t_{c-inn}), vil være bestemmende for den oppnåelige utgående CO₂-temperaturen fra gasskjøleren (t_{h-ut}). Det er ønskelig å ha lavest mulig utgående CO₂-temperatur for å oppnå en høyest mulig entalpidifferanse (Δh) med gitt kompressorarbeid. Høyest mulig entalpidifferanse vil gi god varmeavgivelse over gasskjøleren, og dermed vil anleggets COP være høy.

Dersom inngående vanntemperatur på gasskjøleren endrer seg, vil også utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren endres. En forenklet varmepumpeprosess med to forskjellige utgående CO₂-temperaturer er vist i Figur 7. Det er ikke tatt med en sugegassvarmeveksler i figuren, da den kun skal illustrere hvordan inngående CO₂-temperatur på strupeventilen påvirker den overordnede prosessen i varmepumpen. Det er tatt utgangspunkt i jevn temperatur på varmekilden, som fører til likt fordampetrykk for begge driftssituasjonene.



Figur 7 Konsekvenser av variabel utgående CO₂-temperatur (Coolpack)

En varmeavgivelsesprosess med forholdsvis høy utgående CO₂-temperatur er tegnet med rødt, mens en varmeavgivelsesprosess med lavere utgående CO₂-temperatur er tegnet med blått.

Figur 7 viser at ved lavere utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren, vil gasskjølerytelsen (Q_{GK}) øke med det samme kompressorarbeidet (W_{komp}). Dette bedrer anleggets COP. I tillegg øker fordamperytelsen (Q_F), mens temperaturredifferansen over strupeventilen vil bli lavere. Siden CO₂ har høy varmekapasitet, vil strupningstapet i CO₂-varmepumper være større enn for andre arbeidsmedier. Ved å ha lavest mulig temperatur inn på den elektroniske strupeventilen, holdes temperaturredifferansen over strupeventilen på et minimum. Lav

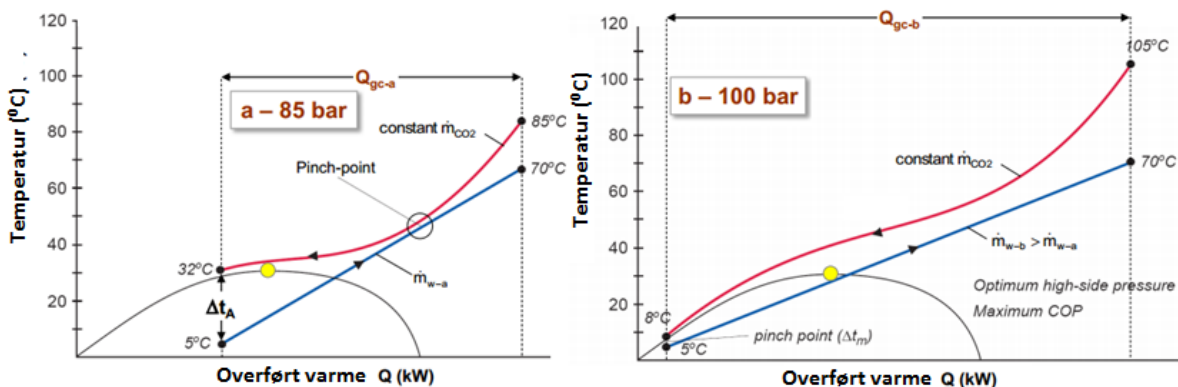
utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren vil dermed senke strupningstapet i ekspansjonsventilen.

En CO₂-varmepumpe kan levere varmtvann med høy COP opp til 95 °C uten behov for spisslast, noe som fører til en betydelig energibesparelse sammenlignet med for eksempel direktevirkende elektrisitet.

3.1.4 Optimalt gasskjølertrykk

Optimalt gasskjølertrykk er det trykket som oppnår best varmeavgivelse over gasskjøleren med lavest mulig kompressorarbeid under gitte driftsforhold. Ved å trykkoptimalisere en CO₂-varmepumpe i forhold til det optimale gasskjølertrykket vil maksimal COP oppnås under alle driftsforhold.

Figur 8 viser et eksempel på hvordan oppvarmingsprosessen av vann fra 5 til 75 °C vil kunne foregå i en CO₂-varmepumpe med henholdsvis 85 og 100 bars gasskjølertrykk. Ved 85 bars gasskjølertrykk vil utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren være 32 °C, mens ved 100 bars gasskjølertrykk vil utgående temperatur være 8 °C. Det er ønskelig å ha lavest mulig temperatur ut fra gasskjøleren for å øke avgitt varmeeffekt fra gasskjøleren (Q_{gk}).



Figur 8 Gasskjølertrykkets innvirkning på varmeavgivelsesprosessen (Stene, 2013a)

Den overførte varmen på grafenes X-akse er gasskjølerytelsen til CO₂-varmepumpen. Gasskjølerytelsen kan beregnes på både vann- og CO₂-siden på varmeveksleren, og gjøres som beskrevet i Formel 2. C_p er varmekapasitet til vann [kJ/kgK], \dot{m} er massestrøm [kg/s], T er temperatur [°C] og Δh er entalpidifferanse [kJ/kg].

$$Q_{gk} = \dot{m}_{vann} * C_{p_{vann}} * (T_{vann,ut} - T_{vann,inn}) = \dot{m}_{CO_2} (\Delta h_{CO_2})$$

Formel 2 Formel for beregning av gasskjølerytelse for reell prosess

Som en kan se av Figur 8 er avkjølingskurven til CO₂ ujevn, noe som betyr at varmekapasiteten til CO₂ endrer seg med hensyn på temperaturen. Dersom de to ulike trykkene sammenlignes, viser det seg at avkjølingskurven til CO₂ også endrer seg med hensyn på trykket i det overkritiske området. Det er denne endringen som muliggjør større varmeavgivelse over gasskjøleren, og dermed større sirkulert vannmengde under drift.

Vann har tilnærmet konstant varmekapasitet fra 0 til 100 °C, noe som fører til en lineær oppvarmingskurve, som vist i Figur 8. Ved en økning i gasskjølertrykket fra 85 til 100 bar, vil avkjølingskurven til CO₂ være litt jevnere, noe som fører til en litt høyere temperatur. Dette gjør at avkjølingen ikke treffer metningskurven, noe som muliggjør større varmeovergang.

Ved oppvarming av vann fra 5 til 70 °C vil derfor massestrømmen på vannet kunne økes ved 100 bars gasskjølertrykk i forhold til 85 bar. Dette betyr at anlegget bereder varmtvann på en mer effektiv måte, og dermed vil nødvendig akkumulert volum av varmtvann minke, noe som også er positivt.

Når gasskjølertrykket øker, vil også kompressorarbeidet øke. Ved en trykkøkning fra 85 til 100 bar vil økningen av Q_{gc} være større enn kompressorarbeidet ($W=m_{CO_2} \cdot \Delta h_{CO_2}$), noe som fører til en bedre COP for varmepumpen. Ved en trykkøkning opp til 110 bar vil økningen i W være større enn økningen Q_{gc} , noe som sier oss at optimalt gasskjølertrykk for varmtvannsberedning fra 5 til 70 °C vil ligge rundt 100 bar.

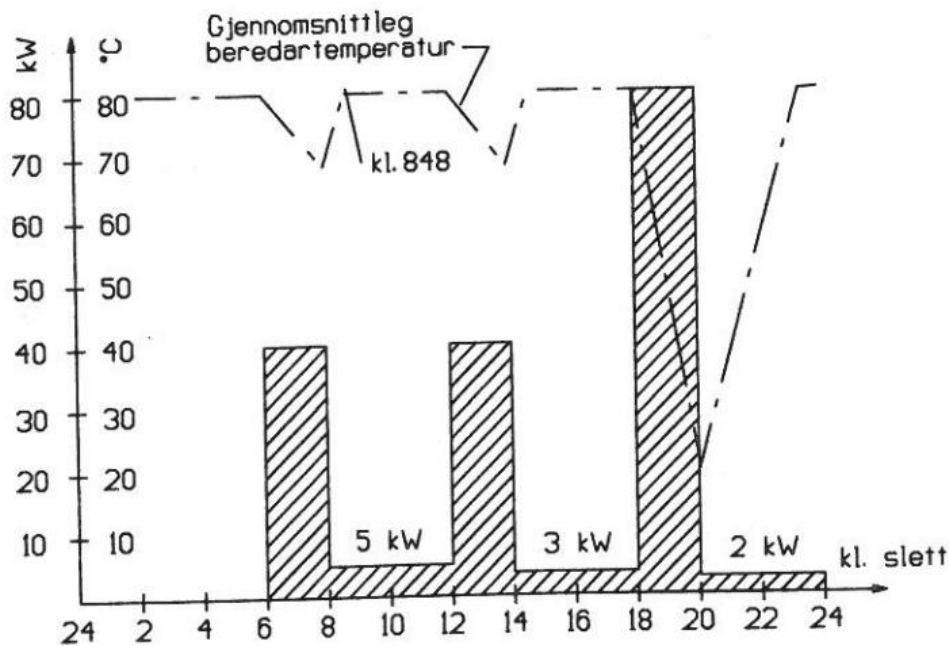
Det optimale gasskjølertrykket bestemmes av dimensjonering på gasskjøleren, inngående vanntemperatur, samt ønsket utgående temperatur. I Norge er det lave nettvannstemperaturer om både sommer og vinter, og optimalt gasskjølertrykk bestemmes her med en inngående vanntemperatur på 5-10 °C.

Gasskjølertrykket kan tilpasses ved ulike driftsforhold, slik at man oppnår maksimal COP ved ulike temperaturkrav.

3.2 Tappevann

3.2.1 Akkumulering for boligblokker

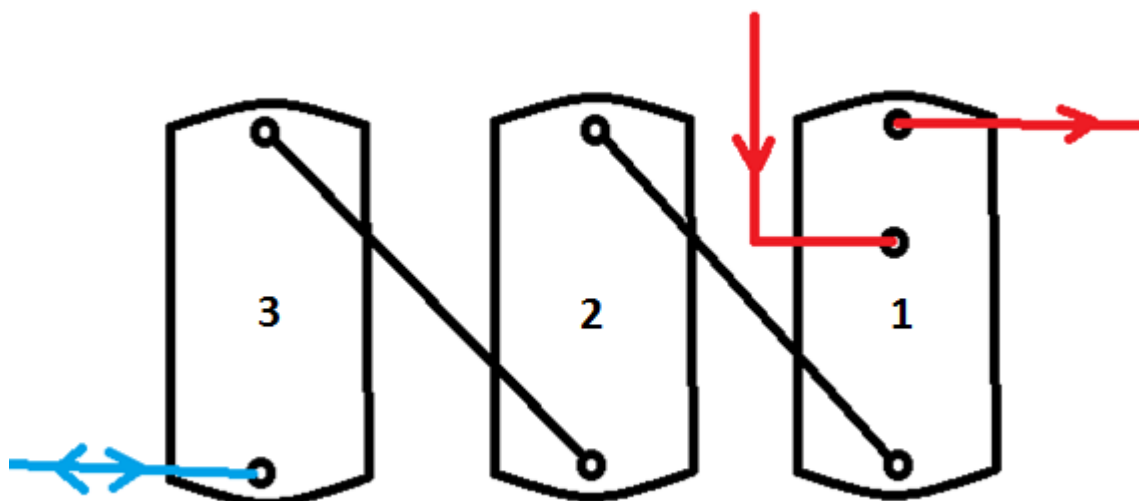
Effektbehovet for varmtvann er styrt av beboerne og deres bruksmønster. Behovet er lavt deler av døgnet, men vil ha store effekttopper der mange beboere har behov for varmtvann. Figur 9 illustrerer hvordan effektbehovet til varmtvann kan variere over et døgn.



Figur 9 Eksempel på døgnvariasjon ved effektbehov for varmtvann (Stensaas, 1999)

Ved direkte oppvarming av forbruksvann uten akkumulering, vil det i dette eksempelet være nødvendig med en effekt på minimum 80 kW på berederen. Direkte oppvarming av forbruksvann krever unødvendig store systemer for å ta opp effekttoppene, noe som hverken er energieffektivt, økonomisk eller hensiktsmessig med tanke på anleggsutformingen. Derfor dimensjoneres varmtvannsberedere med lavere effekt, mens effekttoppene med store avtappede mengder betjenes ved hjelp av akkumuleringstanker for varmt forbruksvann (*ENØK i bygninger: effektiv energibruk, 2007*).

Figur 10 viser en seriekobling av akkumulatortanker for varmt forbruksvann. Hensikten med akkumulatortankene er å kunne dekke de store effektbehovene som oppstår i løpet av en dag, samtidig som varmesentralen kan dimensjoneres med vesentlig lavere effekt, og jobbe jevnt gjennom døgnet med å berede nytt varmtvann.



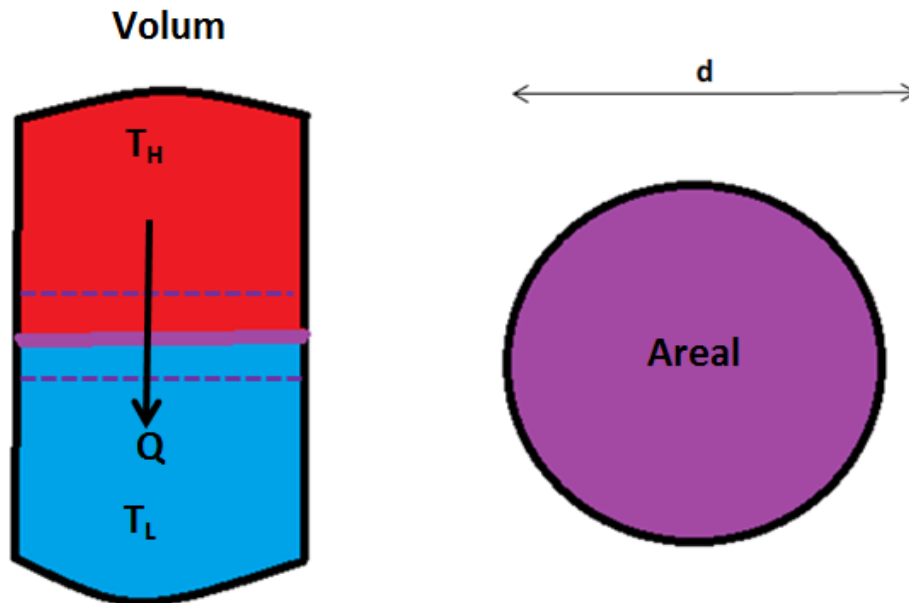
Figur 10 Seriekobling av akkumuleringstanker

Avtapping av forbruksvann skjer øverst i tank 1, mens varmtvann fra varmtvannsberederen kommer inn i tank 1 nedenfor avtappingspunktet. Når massestrømmen ut av tank 1 er større enn massestrømmen inn fra berederen, vil det strømme vann ut fra tank 2 til tank 1. Tank 2 henter vann fra tank 3, og det presses kaldt nettvann inn på bunnen av tank 3. Når nettvann kommer inn i bunnen av tank 3, vil det kalde vannet til en viss grad blandes med det varme vannet i tanken. Dette kalles omrøring, og omrøringsgraden er avhengig av væskehastigheten inn på tanken, som igjen er avhengig av arealverrsnitt på tankinnløp og total avtappet mengde fra tank 1.

Ved akkumuleringsmodus vil det beredes mer varmtvann enn det forbrukes, og da vil varmtvannet presses fra tank 1 til tank 2 og 3, og det kalde vannet går tilbake ut i berederkretsen.

3.2.2 Varmeovergang i akkumulatortanker

Større anlegg med behov for store akkumulerte volum benytter flere seriekoblede beredertanker. Grunnen til at det benyttes flere seriekoblede varmtvannstanker istedenfor en stor illustreres i Figur 11.



Figur 11 Varmeovergang i akkumulatortank

Det dannes et sjikt mellom kaldt nett vann (5-10 °C) og beredet varmt vann (70-90 °C) i tanken. Kaldt vann har større massetetthet enn varmt vann, så vannet holdes adskilt. Det vil allikevel foregå en varmeveksling mellom det varme og kalde vannet. På grunn av denne varmevekslingen vil sjiktet med blandetemperatur (markert med lilla) vokse over tid.

Varmeovergangen mellom nett vann og tappevann er gitt av $Q=U \cdot A \cdot \Delta T$, der U er varmeovergangstallet til vann, A er flatearealet og ΔT er temperaturdifferansen. For å ha minst mulig varmeovergang i akkumuleringstanken er det derfor ønskelig å holde flatearealet (A) i tanken på et minimum.

Akkumuleringstanker med store volum har en større diameter (d) enn de mindre tankene, noe som gjør at en får et større flateareal for varmevekslingen mellom varmt og kaldt vann. Større flateareal vil gi større varmeveksling mellom beredet varmt vann og kaldt nett vann. Dette vil gjøre at sjiktet med blandingstemperatur i tanken (markert med lilla i Figur 11) vil bli større over en kortere tidsperiode. For å forhindre et stort sjikt med blandingstemperatur benyttes derfor flere mindre seriekoblede tanker fremfor en stor akkumuleringstank.

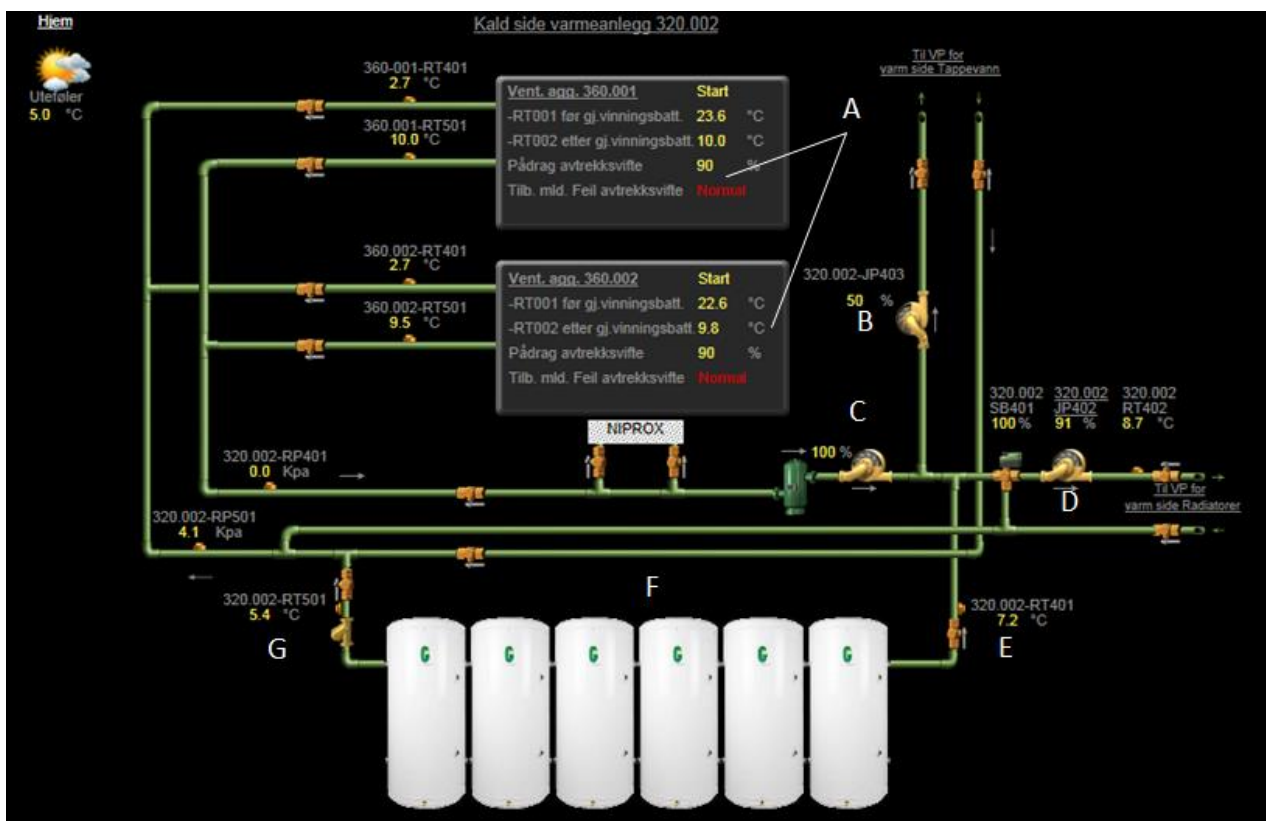
Det er spesielt ønskelig å minimere tanksjiktning ved benyttelse av CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning. Dette fordi varmepumpens COP er sterkt avhengig av den inngående vanntemperaturen. Ved store mengder over gasskjøleren med høy vanntemperatur, vil energibesparelsen ved benyttelse av CO₂-varmepumpe senkes betraktelig. Det kan også være at varmepumpen når settpunktsverdi og stopper varmtvannsberedning lenge før de

bakerste tankene har beredet varmtvann i seg. Dette kan medføre at prosjektert akkumulert volum blir for lite i forhold, siden de bakerste tankene i akkumuleringskretsen ikke har høy nok temperatur. Dersom de bakerste tankene for eksempel har en temperatur på 45 °C når varmepumpen stopper varmtvannsberedning, er det fare for legionellavekst i disse tankene (Folkehelseinstituttet, 2009).

4 Systemløsning kald side

4.1 Funksjonsbeskrivelse

Figur 12 er hentet fra Tveitas Web-control server, og viser den nåværende systemløsningen for varmepumpenes varmekilde. Varmekilden er et sekundærsystem med sirkulerende frostvæske (etylenglykol) som veksler varme mellom avkastluft og varmepumpenes fordampere. Den sirkulerende etylenglykolen fungerer som varmekilde for to ulike varmepumper. Den ene varmepumpen er en 100 kW CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning, mens den andre er en 286 kW R-134a-varmepumpe til romoppvarming (radiatorvarmepumpe).



Figur 12 Systemløsning for varmekilde på varmepumpens fordamperside

- A: Luft/væske-varmeveksler
- B: Pumpe for tappeside
- C: Pumpe for hovedkrets
- D: Pumpe for radiatorer
- E: Temperaturføler koblet mot pumpe for hovedkrets
- F: Uisolerte 400 liters akkumulatortanker
- G: Temperaturføler koblet mot pumpe for hovedkrets

Etylenglykolen tar opp varme fra avtrekksluft ved hjelp av varmevekslere plassert i avtrekkskanal. Avtrekksluften har tilnærmet konstant lufttemperatur før gjenvinningsbatteriet og står med konstant pådrag døgnet rundt, noe som gjør den til en stabil varmekilde.

I tillegg til varmeveksling mot avtrekksventilasjon er det installert 6x400-liters akkumulatortanker i kretsen. Tankene er installert for å være en buffer i sammenheng med påkoblingen av varmepumpen til radiatorkretsen. På grunn av at etylenglykol-kretsen veksler varme mot fordampene til en 100kW CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning og en 286 kW radiator-varmepumpe vil nødvendig avgitt varme fra varmekilden variere gjennom året. I perioder uten romoppvarmingsbehov vil etylenglykolen kun veksle varme mot CO₂-varmepumpens fordemper, noe som vil ha konsekvenser med tanke på reguleringen. Reguleringen beskrives i neste kapittel.

4.2 Regulering

Pumpe A regulerer ikke sirkulert mengde gjennom hovedkretsen, slik det opprinnelig var prosjektert. Når varmegjenvinningssystemet er i drift vil pumpe A gå med 100 % pådrag uavhengig av pådraget på pumpe B og C. Start og stopp av pumpe A reguleres ved hjelp av temperaturfølerne E og G (se Figur 12). Temperaturføler G stopper pumpen på hovedkretsen, mens temperaturføler E starter pumpen. Grunnen til dette er at strømningsretningen i tankene er avhengig av hvilke pumper som er påslått, som beskrives ved hjelp av Figur 13.

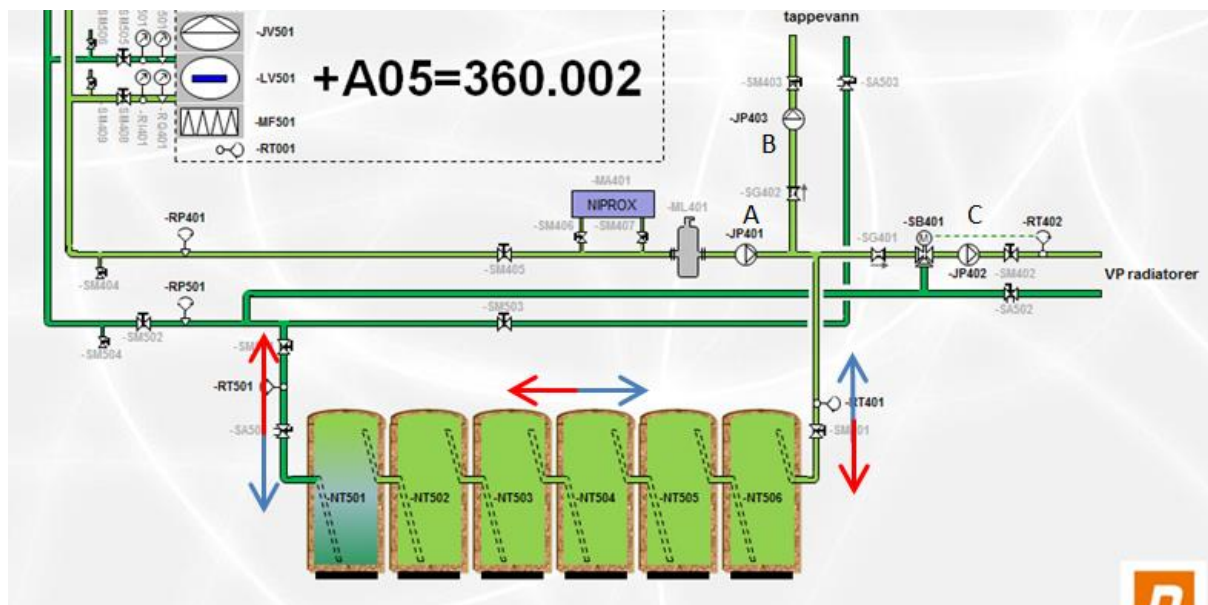
Settpunktstemperaturen for temperaturfølerne er 18 °C, og dersom temperaturføler E registrerer en temperatur 2 °C lavere enn denne, vil pumpe A skru seg på og varmegjenvinning mot avtrekksluft vil starte. Ved en målt temperatur på 20 °C for temperaturføler G, vil pumpe A stoppe, og varmegjenvinning mot avtrekksventilasjonen stopper.

Pumpe B sirkulerer etylenglykol mot fordampene til CO₂-varmepumpen, mens pumpe C sirkulerer etylenglykol mot varmepumpen som leverer radiatorvarme. Pumpene B og C regulerer væskefordelingen mellom tappevannskrets og radiatorkrets ut ifra effektbehovene. Dette gjøres via eksisterende IF-modul² med Modbus³. Dersom det er varmtvannsbehov, men ikke oppvarmingsbehov, vil pumpe C skrus av, og 3-veisventil SB401 plassert før pumpe C går mot lukket stilling.

² IF-modul – Grensesnittkonverter. Benyttes til styring innen bygningsautomasjon i samarbeid med f. eks Modbus

³ Modbus – Kommunikasjonssystem for utveksling av informasjon mellom elektroniske komponenter.

Figur 13 illustrerer hvordan strømningretningen gjennom akkumulatortankene på kald side vil endre seg ved ulike driftsfaser. Med både romoppvarmingsbehov og tappevannsbehov vil ikke returtemperaturen på etylenglykolen komme i nærheten av 20 °C, noe som betyr at alle tre pumpene vil være i drift. For dette tilfellet vil strømningretningen være illustrert med blå piler på figuren. Ved tappevannsberedning uten behov for romoppvarming er væskestrømmen gjennom tankene markert med rødt.



Figur 13 Endring av strømningretning i akkumulatortanker, kald side (ETA Energi, 2013)

- A: Pumpe for hovedkrets, etylenglykol
- B: Pumpe for tappevannskrets
- C: Pumpe for radiatorkrets

De blå pilene markerer hvordan etylenglykolen går igjennom akkumuleringstankene når alle tre pumpene er i drift. Tankene er plassert i teknisk rom sammen med varmpumpene. Temperaturen i teknisk rom er omtrent 27 °C, og tankene har fått fjernet all isolasjon og mantling for å kunne nyttiggjøre noe av denne varmen. ΔT på inn- og utløp ligger da på omkring 2 °C, så bidraget er minimalt. Returvann fra tappevannskretsen kommer inn på venstre side av tankene, og varmes opp passivt ved hjelp av transmisjon og strålingsvarme, før det går inn i tur-kretsen til radiatorvarmepumpen.

Selv om pumpe C er avslått vil pumpe A kjøre samme mengde etylenglykol gjennom hovedkretsen, mens pumpe B trekker tilnærmet samme mengde som da pumpe C er påslått. Dette medfører at overkuddsmengden av etylenglykol fra turkretsen vil presses igjennom akkumulatortankene i retningen de røde pilene anviser, og deretter gå inn på returkretsen inn mot varmegjenvinnerne i avtrekkskanal. Under stabil drift leveres strømmer det omtrent

5 liter/s i CO₂-kretsen, mens det går ca 11 liter/s gjennom radiatorkretsen. Når varmpumpen til radiatorsystemet er avslått vil altså kun ca 1/3 av etylenglykolen veksle varme mot fordampere på CO₂-varmpumpen, mens hele mengden går igjennom varmegjenvinneren på avtrekksventilasjonen. Dette medfører at temperaturen på det sirkulerende mediet øker når det ikke er behov for radiatorvarme i blokken.

Siden etylenglykolen strømmer begge retningene gjennom tankene er det nødvendig å ha to følere som bestemmer start og stopp av pumpen tilkoblet hovedkretsen. Når temperaturføler E (se Figur 12) når 20 °C ved kun tappevannsberedning er det akkumulert 2400 liter frostvæske med denne temperaturen, og pumpen på hovedkretsen stopper. Når denne pumpen stopper, mens pumpen til tappevannskretsen er påslått vil vann fra akkumuleringstankene trekkes igjennom tappevannskretsen og veksle varme over varmpumpens fordampere. Dette fordi væsken trekkes fra det rørstrekket med det laveste trykktapet, og siden hovedkretsen veksler varme mot avtrekksventilasjonen på taket, vil pumpen trekke vannet fra akkumuleringstankene.

Når temperaturføler F føler en temperatur på mindre enn 16 °C vil pumpen i hovedkretsen slås på igjen, og varmeakkumulering mot avtrekksventilasjon gjenopptas. Ved tappevanns- og romoppvarmingsbehov veksler hele den sirkulerte mengden varme over fordampere, noe som medfører at temperaturen i tankene i dette driftstilfellet aldri kommer i nærheten av settpunktverdiene. Akkumulering av etylenglykol på opp mot 20 °C skjer altså bare når radiatorvarmpumpen ikke er i drift.

4.3 Vurderinger

4.3.1 Varmekilde

Varmekilden til varmpumpene er avtrekksluft. Tveita borettslag har ikke mekanisk balansert ventilasjon med varmegjenvinner, noe som gjør at avtrekkstemperaturen ligger omkring 26 °C hele året. Dette gjør at valg av varmekilde regnes som svært godt, da det leverer jevne temperaturer året rundt, samtidig som den utnytter varme som ellers ville gått til spille.

Tilnærmet konstant avtrekkstemperatur gjennom året før varmegjenvinner kombinert med konstant avtrekksmengde, gjorde at det ble forventet stabile temperaturer på etylenglykolkretsen gjennom hele året. Dette på grunn av at det opprinnelig var oppgitt at varmpumpen til radiatorkretsen var en luft-vannvarmpumpe, mens CO₂-varmpumpen vekslet varme mot etylenglykolkretsen. Varmepumpen til radiatorkretsen ble koblet på

etylenglykolkretsen, noe som energimessig er mer gunstig, siden etylenglykolkretsen holder en høyere temperatur enn uteluft gjennom fyringssesongen. Dette vil føre til en bedre SPF⁴ for radiatorvarmepumpen. Dette medfører allikevel ustabiliteter i systemet med hensyn på tur/retur-temperaturen for varmekilden gjennom året. Det forventes at tilhørende fordampetrykk i CO₂-varmepumpen dermed vil variere gjennom året, og at COP og gasskjølerytelse vil variere som en konsekvens av dette. Dette vil undersøkes i måledataanalysen.

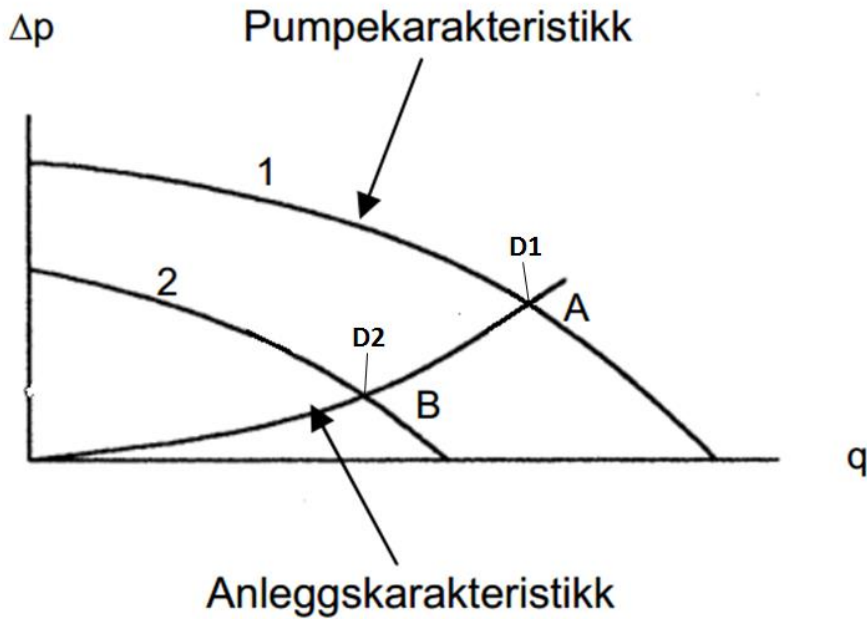
På sommertid vil det ikke være behov for radiatorvarme på grunn av høy utetemperatur. Dette betyr at turtemperaturen inn på fordampere på CO₂-varmepumpen vil være høyere om sommeren enn vinteren. En høyere temperatur på varmekilden er positivt, siden det vil øke fordampere-temperatur/trykk. Den elektroniske strupeventilen i varmepumpen reguleres mot en trykkløser på gasskjølarsiden for å opprettholde et gasskjølertrykk på 100 bar, og høyere fordampetrykk vil dermed senke det nødvendige trykkløftet over kompressoren. Når kompressoren jobber under et lavere trykkforhold, vil nødvendig tilført kompressoreffekt synke, og varmepumpens COP vil bli høyere. Variasjoner i COP med hensyn på varmekildetemperatur vil analyseres i måledataanalysen senere i oppgaven.

4.3.2 Regulering

Pumpen på hovedkretsen styres med hensyn på av/på-drift og akkumulering. I dette kapitlet vises det hvorfor det hadde vært bedre med turtallsregulering.

Figur 14 viser hvordan pumpekarakteristikken til et system endres ved turtallsregulering. Ved turtallsregulering vil pumpekarakteristikken eksempelvis endres fra kurve 1 til kurve 2. Pumpekarakteristikken viser trykkøkningen over pumpen i forhold til sirkulert mengde, mens anleggskarakteristikken illustrerer trykktapet i rørføringen som følge av sirkulert mengde. Krysningspunktet mellom disse vil bli pumpens driftspunkt (D1 og D2).

⁴ SPF – Seasonal performance factor. Varmepumpens årsvarmefaktor. Levert varme/kjøleeffekt gjennom året dividert med levert elektrisitet til kompressorarbeid. Forteller om varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad gjennom året (ubenevnt).



Figur 14 Pumpekarakteristikk for pumpe med konstant mengde (Tengesdal & Apeland, 2006)

Dersom en ser på energieffektivitet, ville det vært bedre å frekvensstyre pumpen på hovedkretsen for etylenglykol. Kort forklart er trykktapet i en ledning proporsjonalt med sirkulert mengde eller væskehastighet i andre potens.

$$\Delta P = r * q^2$$

Formel 3 Trykktap som følge av væskemengde/væskehastighet (Stensaas, 1996)

ΔP er differansetrykket pumpen må overvinne for å sirkulere den gitte mengden q gjennom kretsen. Konstanten r er avhengig av valgt rør med gitte dimensjoner og friksjonstall, mens q er væskemengden/væskehastigheten. Om det er mengde eller hastighet som er bestemmende for trykkfallet vil være avhengig av parameterne som inngår i r .

Forholdet mellom sirkulert mengde (q) avhengig av pumpeturtall (N) er gitt av Formel 4.

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

Formel 4 Forhold mellom massestrøm og turtall i pumper (Grundfos, 2013)

Dersom turtallet reduseres med 50 % vil altså også massestrømmen i kretsen reduseres tilsvarende. Ser av Formel 3 at trykkfall (P) i kretsen derfor vil være proporsjonal med den kvadrerte endringen av turtallet, som vist i Formel 5.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

Formel 5 Forhold mellom trykkendring og pumpeturtall (Grundfos, 2013)

En reduisering av turtallet med 50 % vil altså redusere trykket pumpen må overkomme til 25 % av det opprinnelige trykket. Dette vil ha en innvirkning på nødvendig tilført pumpeeffekt. Endring av nødvendig tilført pumpeeffekt (W) med hensyn på turtallsendringen gis av Formel 6.

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

Formel 6 Forhold mellom nødvendig pumpeeffekt og pumpeturtall (Grundfos, 2013)

Ved kun tappevannsberedning vil nødvendig sirkulert mengde reduseres fra omtrent 16 l/s til 5 l/s, noe som gir $N_1/N_2=0,3125$. Ved turtallsregulering vil nødvendig pumpeeffekt for kun tappevannsmengde dermed bli $W_1/W_2=0,0305$. Dette er en teoretisk overslagsberegning for å illustrere hvorfor turtallsregulering ville vært bedre på pumpen på hovedkretsen i stedet for å kjøre fulle mengder med akkumulering. Siden avtrekksystemet ved Tveita er et CAV-system med tilnærmet konstante luftmengder, vil det være unødvendig å akkumulere siden avtrekksluften alltid vil være tilgjengelig som varmekilde.

4.3.3 Systemløsning

Systemløsningen for kald side ved blokkene på Tveita er godt prosjektert med god plassering av pumper og tilbakeslagsventiler for å sikre stabil drift ved samtlige driftssituasjoner. Det er plassert et Niprox vannbehandlingssystem på kretsen, som renser det sirkulerende mediet for eventuelle forurensinger og justerer pH-verdien på det sirkulerende mediet. Dette vil øke levetiden på anlegget og øke varmeovergangen i varmevekslerne. Dersom et slikt system ikke benyttes kan forurensinger tette varmevekslerne, eller at det legger seg et isolerende belegg på platene i varmeveksleren. Dette vil føre til dårligere varmeovergang i varmevekslerne, og dermed dårligere systemeffektivitet. Det er også luftemuligheter for å utligne undertrykk i systemet, noe sikrer god drift.

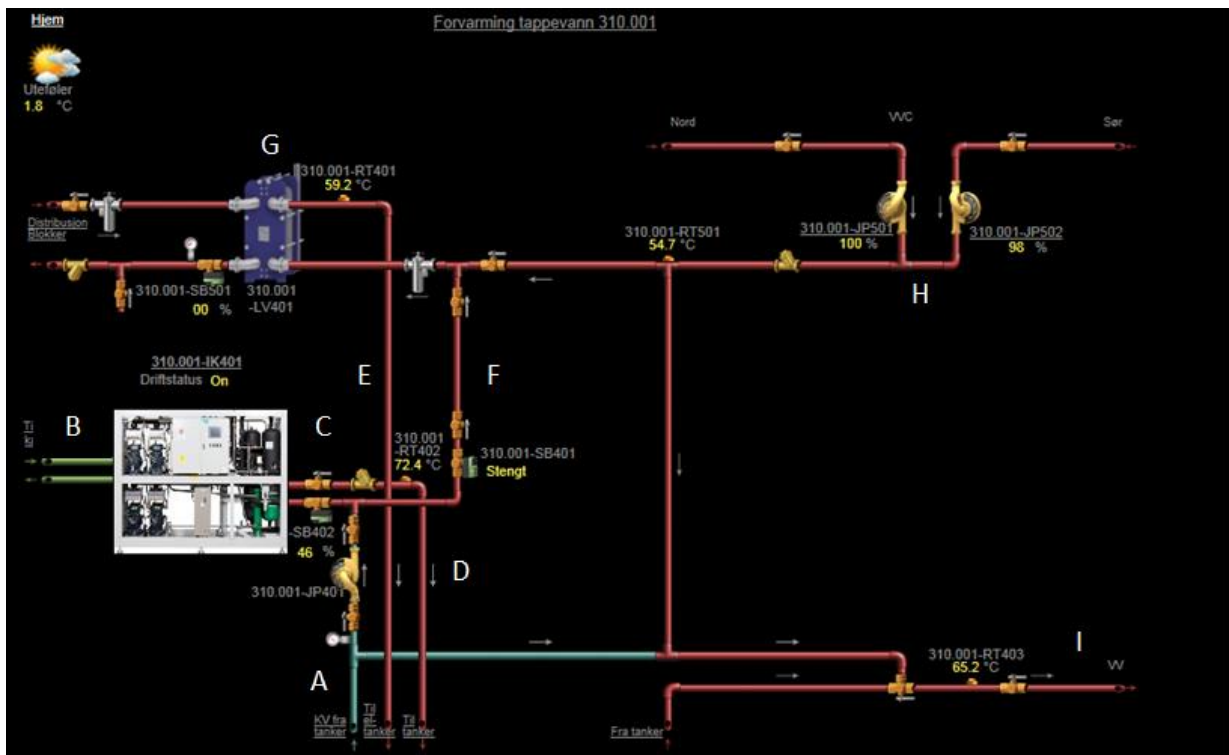
Varmepumpen for radiatorsystemet ble installert etter CO₂-varmepumpen, og ved installering av denne ble det også installert akkumulatortanker på etylenglykolkretsen. Årsaken til installeringen av akkumulatortankene er at de skal kunne akkumulere overskuddsvarme som ikke benyttes når radiatorvarmepumpen er avslått, samtidig som den vil gi et lite bidrag (ca + 2 °C) når begge varmepumpene er i drift. Akkumulatortankene vil også fungere som en buffer ved varierende driftsforhold. På grunn av at varmekilden alltid er tilgjengelig, regnes dette som et noe dårligere systemvalg enn det optimale. Dersom pumpen på hovedkretsen hadde vært frekvensregulert med hensyn på pådraget på de to andre pumpene på kretsen, ville nødvendig pumpeeffekt blitt redusert, samtidig som akkumulatortankene på kretsen kunne blitt fjernet.

5 Systemløsning tappevann

For å kunne få en best mulig oversikt over installert systemløsning for tappevann, anbefales leseren å se på Vedlegg E før videre lesning. Vedlegg E viser en sammenstilling av figurene som presenteres i dette kapittelet, og vil gjøre det lettere å se systemoppbyggingen for tappevannsidan.

5.1 Funksjonsbeskrivelse

Figur 15 viser hvordan det beredes varmtvann i blokkene ved Tveita borettslag. CO₂-varmepumpen vises i hvitt på figuren. Etylenglykolkretsen (B) avgir varme til varmepumpens fordamperside, mens varmtvann beredes ved hjelp av varmepumpens gasskjøler (C).



Figur 15 Distribusjonssystem for tappevannskrets

- A: Kaldtvann fra trykkøkningsanlegg
- B: Fordamperside CO₂-varmepumpe
- C: Gasskjølerside CO₂-varmepumpe
- D: Varmtvann fra gasskjøler til akkumulatortanker
- E: Retur sirkulasjonsledning til el-tanker
- F: Kaldtvann fra trykkøkningsanlegg ved spisslastberedning
- G: Varmeveksler for spisslast (fyrrom)
- H: Retur ubenyttet varmtvann fra sirkulasjonsledning
- I: Sirkulasjonsledning for varmtvannsdistribusjon til leiligheter

5.1.1 Varmepumpe

Strupeventilen plassert på innløpet til varmepumpens gasskjøler SB402 reguleres mot temperaturføler RT402, som måler utgående vanntemperatur fra gasskjøleren. Strupeventilen regulerer sirkulert vannmengde over gasskjøleren for å opprettholde en utgående vanntemperatur på 73 °C. Nettvann fra trykkøkningssystemet kommer inn på gasskjøleren og beredes til 73 °C varmtvann, som går videre til akkumulatortankene (D).

Dersom varmepumpen ikke fungerer ved tappevannsbehov, vil strupeventil SB402 stenges, mens SB401 og SB501 åpnes. Når SB402 stenges og SB401 åpnes vil kaldtvann fra trykkøkningssystemet presses ut i rørstrek (F) og blandes med returvann fra sirkulasjonsledningen før det går inn på varmeveksleren for spisslastberedning. Ved feil på varmepumpen vil det sendes signal til fyrrommet, og spisslasten vil stille seg inn på en turtemperatur på 80 °C. Strupeventilen på kretsen for spisslast SB501 vil ikke åpnes før en høy nok returtemperatur måles i spisslastkretsen (for eksempel 40 °C) (ETA Energi, 2012). Dette er for å sikre god nok turtemperatur inn på varmevekslerne når det er tappevannsbehov.

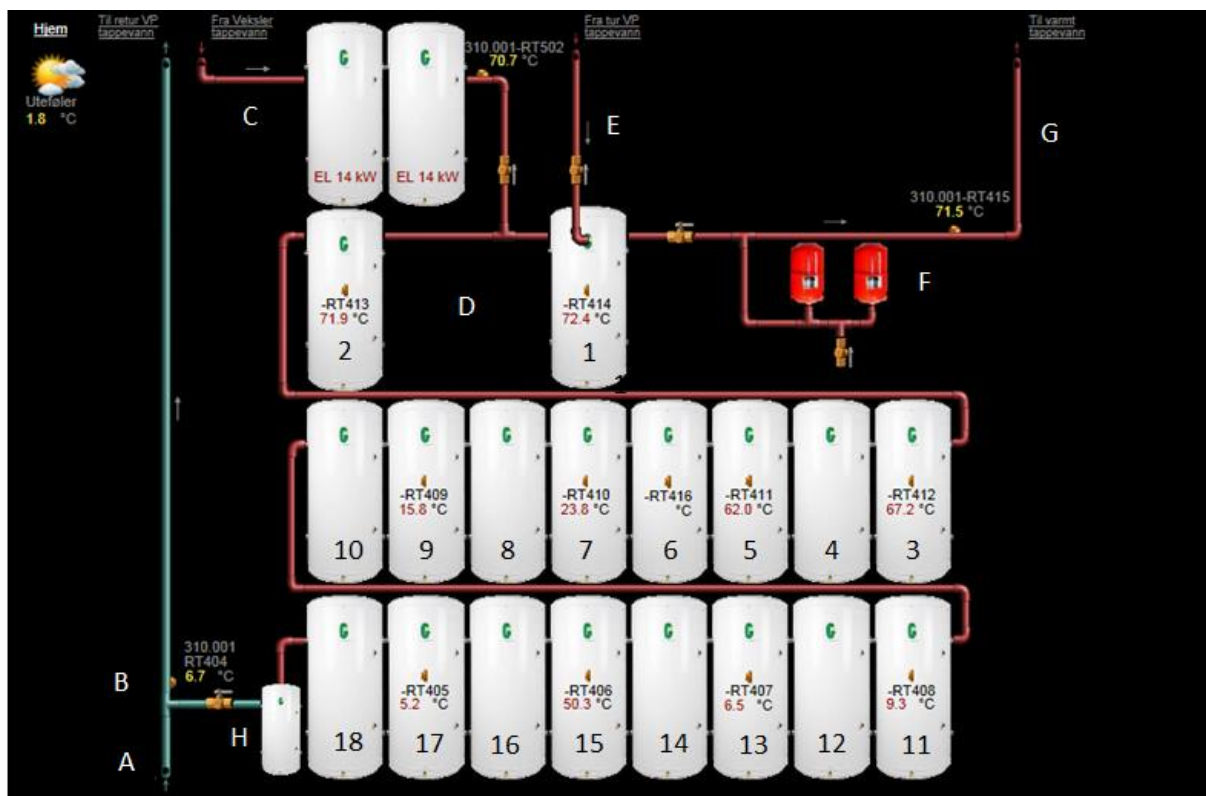
5.1.2 Varmtvannsdistribusjon

Varmt vann distribueres ut til blokkene ved hjelp av en sirkulasjonsledning (D). Sirkulasjonsledningen fører varmtvann fra akkumulatortankene og gjennom ledningen kontinuerlig for å sikre rask tilgang til varmtvann i hele bygget (Folkehelseinstituttet, 2009). Ingen sirkulasjonsledning kombinert med dårlig isolerte rør vil medføre avkjøling av vannet i varmtvannskretsen. Med lange rørføringer vil en da kreve store avtappingsmengder for å få varmtvann til leiligheten, noe som ikke er ønskelig.

Ubenyttet varmtvann fra sirkulasjonsledningen returnerer fra Nord- og Sør-fløyen i blokken (H), og vil gå tilbake til akkumuleringstankene via varmeveksleren for spisslast (G). Selv om vannet går gjennom varmeveksleren for spisslast, vil det ikke være varmeveksling siden fyrrommet ikke leverer varme til denne varmeveksleren når CO₂-varmepumpen er i drift.

5.1.3 Akkumuleringsystem

Figur 16 viser en oversikt over det ombygde akkumulatorsystemet som nå brukes for blokkene ved Tveita borettslag. Opprinnelig var det installert 8x1000 liters akkumulatortanker, men da disse ikke fungerte tilfredsstillende ble de byttet ut med 18x400 liters akkumulatortanker. I tillegg er det installert en buffertank på 200 liter.



Figur 16 Tappevannstanker for en av blokkene ved Tveita

- A: Nettvann fra trykkøkningsanlegg
- B: Temperaturføler inngående vanntemperatur på gasskjøler
- C: Retur sirkulasjonsledning til el-tanker
- D: Seriekoblede 400-liters akkumulatortanker
- E: Varmtvann fra CO₂-varmepumpe
- F: Ekspansjonskar
- G: Varmtvannsdistribusjon til leiligheter
- H: Buffertank

Det har vært problemer med å få oppdatert temperaturfølerne med tilhørende følerplassering for akkumulatortankene på SD-anlegget ved Tveita borettslag. Alle avleste temperaturer kan derfor ikke regnes som pålitelige, Temperaturføler RT406 er markert på tank 15, men avlest temperatur på denne føleren hører til tank 6 og temperaturføler RT416. Når denne temperaturføleren registrerer en temperatur lavere enn 59 °C, vil varmepumpen skru seg på.

Oppvarmet tappevann fra CO₂-varmepumpen går inn over midten på tank 1, avtapping skjer fra toppen av tank 1. Ved større avtappet mengde enn beredet mengde, vil kaldt nett vann presses inn i bunnen av buffertanken (H), beredet varmtvann beveger seg i retning tank 18 til tank 1. Ved større beredet mengde enn avtappet mengde vil anlegget være i

akkumuleringsmodus. Beredet varmtvann presses fra tank 1 og bakover i kretsen mot tank 18. Når temperaturføleren for inngående vanntemperatur på gasskjøleren (B) når en temperatur på 20 °C, vil varmepumpen skrus av, og det vil ikke beredes mer varmtvann.

5.1.4 Retur sirkulasjonsledning

Retur fra sirkulasjonsledningen kommer inn i akkumuleringskretsen mellom tank 1 og tank 2. Dette medfører at vannet fra sirkulasjonsledningen følger strømmen igjennom tankene. Når sirkulasjonsledningen drar av en lavere mengde enn beredet mengde fra varmepumpen er systemet i akkumuleringsmodus. Vannet følger strømningsbildet i tankene, og vil dermed presses inn i tank 2, og videre bakover i kretsen til varmepumpen stopper. Ved større avtappet mengde enn beredet mengde vil returvannet fra sirkulasjonsledningen strømme inn i tank 1 og videre ut på turkretsen til sirkulasjonsledningen på nytt. Siden vann fra sirkulasjonsledningen går inn i akkumulatorkretsen, må dette vannet ettervarmes til 70 °C. Dersom vann med 50-55 °C hadde strømmet bakover i akkumulatorkretsen hadde en fått ujevne temperatursjikt i tankene, noe som ikke er ønskelig.

Tankene som er markert med «EL 14 kW» er elektriske beredertanker som er installert på returkretsen fra sirkulasjonsledningen for å ettervarme dette vannet. En kan se av Figur 15 at det er en temperaturredifferanse på 10,5 °C mellom tur og retur på sirkulasjonsledningen. Dette er på grunn av at rørføringene på sirkulasjonsledningen bare er isolert på tur-rørene, mens retur-rørene ikke har noen isolasjon. Siden returrørene ikke er isolert, er varmetapet i sirkulasjonsledningen stort, noe som ikke er ønskelig. Det er billigere å isolere rørene godt i forhold til å måtte tilføre ekstra effekt for å holde vanntemperaturen på et tilfredsstillende nivå.

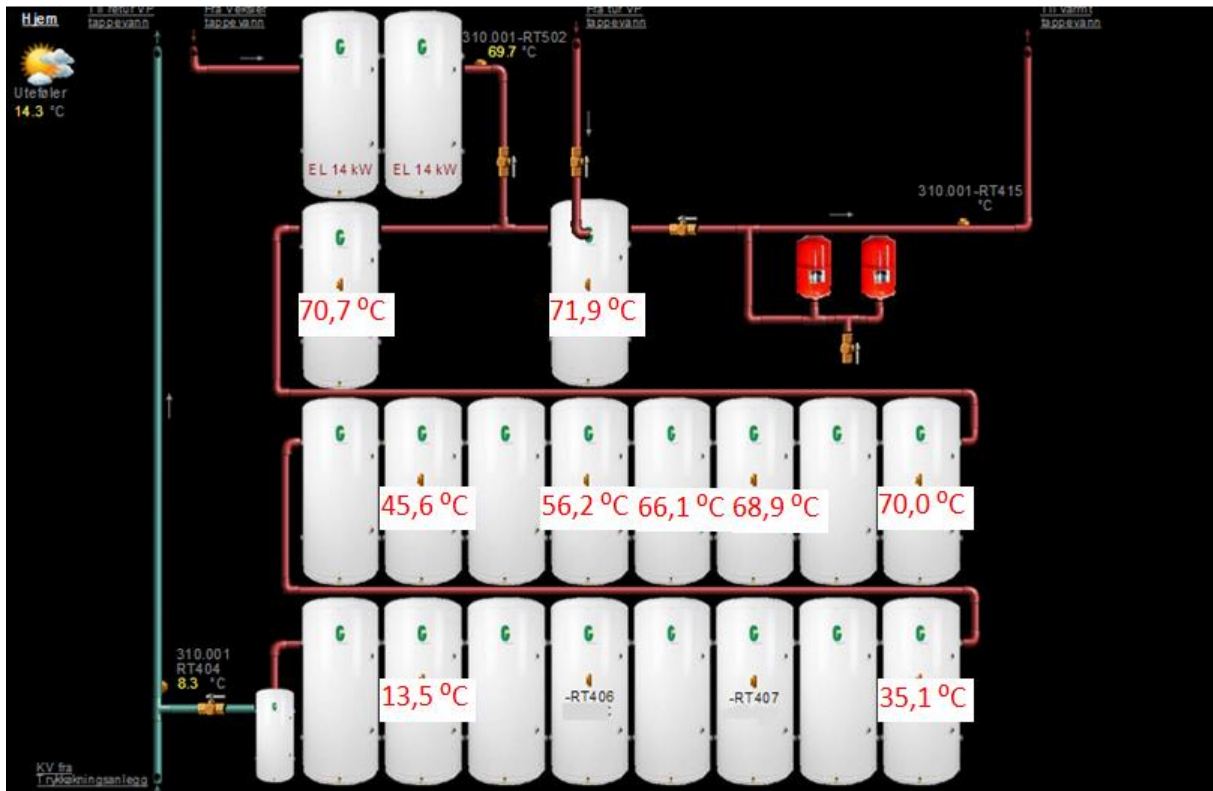
På nattetid er varmtvannsforbruket lavt, og varmepumpen for varmtvannsberedning er skrudd av. Ved gitt driftssituasjon vil vannet i sirkulasjonsledningen gå inn i bunnen av tank 1, mens pumpen til sirkulasjonsledningen drar av en ny mengde fra toppen av tank 1. Når vannet fra sirkulasjonsledningen ikke ettervarmes, vil temperaturen på det sirkulerende vannet i sirkulasjonsledningen avta, og siden det strømmer gjennom tank 1 på nattetid vil vanntemperaturen i tank 1 gradvis synke.

Dette medførte at brukerne opplevde svært lav levert varmtvannstemperatur om morgenen (ned mot 30 °C (Øversjøen, 2014)), og at de måtte la for eksempel dusjen stå på i en time før de fikk varmtvann levert til leiligheten. Dermed ble det installert el-tanker på kretsen til sirkulasjonsledningen for å forhindre dette problemet. Dette vil også senke varmtvannssystemets produksjonsvirkningsgrad, men på grunn av at effektuttaket fra disse tankene vil variere, og dermed ikke er målbar, vil det ikke tas hensyn til disse tankene ved videre beregninger.

5.2 Vurderinger

5.2.1 Akkumuleringsystem

Det viser seg at ved varmtvannsberedning med CO₂-varmepumpen får man etter hvert et betydelig temperaturfall i de bakerste tankene. Temperaturfallet i tankene vises i Figur 17, som er et øyeblikksbilde tatt fra SD-anlegget ved Tveita borettslag. De tilgjengelige temperaturverdiene er forstørret for å gjøre de mer leselige.



Figur 17 Øyeblikksbilde fra akkumulatortanker ved blokk NV3

Ser av Figur 17 at temperaturfallet er ulikt med hensyn på hvilken strømningsretning det er i de seriekoblede akkumuleringsstankene. Temperaturfallet i tankene med strømningsretning fra CO₂-varmepumpe og sirkulasjonsledning og bakover i tankene er lavt, og det er liten temperaturredifferanse mellom tankene. Temperaturdifferansen fra buffertanken og videre mot avtappingspunkt er mye mer markant, og har en større temperaturglidning fra tank til tank.

Dette tyder på at vannhastigheten inn på tankene i perioder med store varmtvannsbehov kan være for høy, noe som gir omrøring i tankene. Ved store varmtvannsbehov kjører sirkulasjonsledningen store mengder ut i kretsen, noe som fører til stor avtappet mengde fra akkumulatortankene. Tilsvarende mengde kaldt nettvann vil strømme inn i akkumulatorkretsen via buffertanken. Stor avtappet mengde varmtvann medfører en høyere

hastighet av det kalde vannet inn på tankene. Ved store hastigheter er det fare for å få omrøring mellom det kalde og varme vannet i tankene, noe som fører til store temperaturdifferanser i de bakerste tankene. Dette er det gjort beregninger og vurderinger på i Kapittel 8.

5.2.2 Akkumulering med CO₂-varmepumpe

Når temperaturdifferansen fra buffertanken og fremover i akkumulatorkretsen blir såpass stor, vil ikke CO₂-varmepumpen klare å berede varmtvann med 70 °C til de bakerste tankene. Dette er på grunn av driftsbetingelsene til varmepumpen. Når temperaturføleren på inngående vann på gasskjøler føler en temperatur på 20 °C, vil varmepumpen nå settpunktverdi, og stoppe varmtvannsberedning.

Når systemet er i akkumuleringsmodus vil vann trekkes fra buffertanken og blande seg med nettvannet som går inn på gasskjøleren. Inngående vanntemperatur på gasskjøler er da avhengig av blandingsforholdet mellom nettvann og vannet som trekkes inn i kretsen fra buffertanken, samt deres tilhørende temperaturer. Formelen for blandingstemperaturen er vist i Formel 7 med forutsetning av temperaturuavhengig varmekapasitet.

$$T_{inn,GK} = \frac{\dot{m}_{buf} * T_{buf} + \dot{m}_{net} * T_{net}}{\dot{m}_{tot}}$$

Formel 7 Blandingstemperatur inn på gasskjøler

Mengdeforholdet mellom mengden som dras av fra buffertanken (\dot{m}_{buf}) og nettvannsmengden (\dot{m}_{net}) er ikke regulerbar, men bestemmes av mengden som dras ut i sirkulasjonsledningen i forhold til beredet mengde varmtvann fra CO₂-varmepumpen. Forholdet mellom \dot{m}_{buf} og \dot{m}_{net} er bestemmende for når varmepumpen vil stoppe. Ved full beredning ($\dot{m}_{net} = 0$) vil varmepumpen stoppe når $T_{buf} = 20$ °C. Ved lik massestrøm fra buffertank og nettvann, vil varmepumpen stoppe når $T_{buf} = 32,5$ °C. Dette medfører at varmepumpen ikke bereder varmt nok vann i de bakerste tankene, noe som medfører fare for legionellavekst. Optimal veksttemperatur for legionella er 37 °C, men bakterien formerer seg mellom 20 og 45 °C. Ved temperaturer over 60 °C vil bakterien dø i løpet av minutter (DiBK, 2010).

På grunn av at det ikke oppnås høy nok temperatur i alle tankene ved hjelp av CO₂-varmepumpen må det kjøres legionellasikring jevnlig på akkumulatortsystemet. Legionellasikringen gjøres ved hjelp av spisslastsystemet i fyrrommet ved Tveita, som beskrives i Kapittel 6.2.

5.2.3 Systemløsning

Benyttelse av CO₂-varmepumpe til tappevannsberedning regnes som svært god, da det forventes at denne bereder varmtvann med mye høyere energieffektivitet enn direktevirkende elektrisitet eller ved hjelp av andre varmesystemer. Ved å regulere inngående vannmengde på gasskjøleren i forhold til utgående temperatur, sikres det også at vannet som går fra gasskjøleren og inn på akkumulator-tankene har en høy nok temperatur.

Å regulere vannmengden over gasskjøleren ved hjelp av en strupeventil regnes som en dårlig løsning. Pumpen går med konstant pådrag, og strupeventilen regulerer sirkulert vannmengde ved å øke/senke trykkfallet over ventilen for å opprettholde riktig utgående vanntemperatur. Det hadde vært mer energibesparende dersom strupeventilen hadde blitt fjernet, og heller installert en turtallsregulert pumpe som regulerer sirkulert mengde over gasskjøleren.

Overordnet system på varmtvannssiden står ikke i stil med det energieffektive varmtvannsberedningssystemet. Dette på grunn av store temperaturfall i de bakerste akkumuleringstankene og store varmetap i sirkulasjonsledningen. Valget med å beholde buffertanken før akkumulatortankene regnes som dårlig. Denne tanken har ingen funksjon for anlegget og bør fjernes, da det er en mulighet for at denne tanken bidrar til ytterligere temperaturfall i tankene.

På grunn av dårlig rørisolering på sirkulasjonsledningen, ble det funnet nødvendig å installere to elektriske beredertanker for hver blokk for å dekke varmetapet i sirkulasjonsledningen, noe som vil senke energieffektiviteten til anlegget.

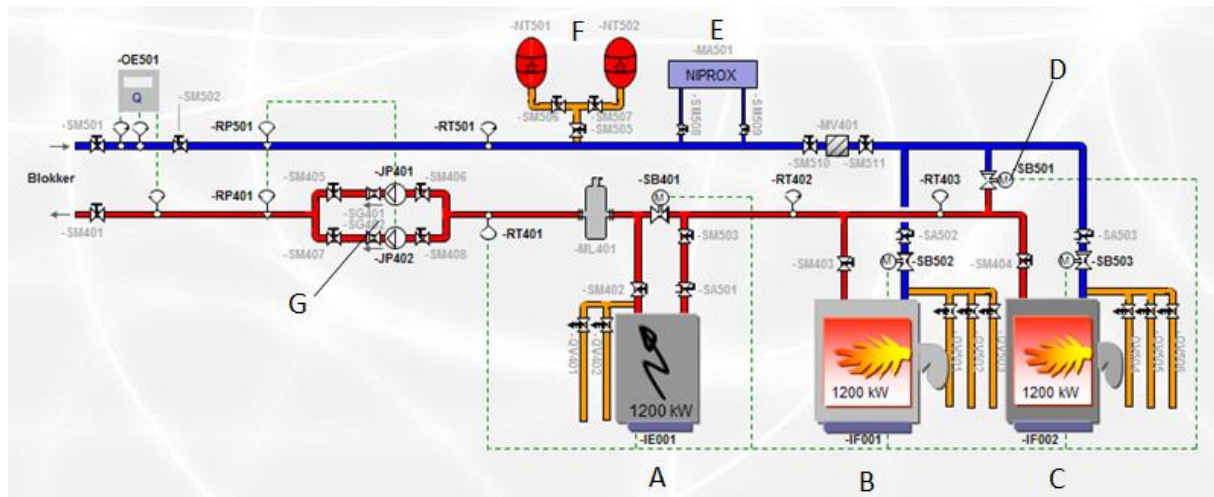
Valget med å installere to elektriske beredertanker for å ta opp for varmetapet i sirkulasjonsledningen regnes som bedre og mer energieffektiv i forhold til benyttelse av spisslasten som er plassert i fyrrommet. Fyrrommet er beskrevet i Kapittel 6 og ligger plassert 50-300 m fra varmesentralene avhengig av hvilken blokk det er som trenger ekstra varme. Dersom fyrrommet skulle blitt benyttet til ettervarming av vann fra sirkulasjonsledningen ville det krevd mer energi på grunn av transportvarmetap, samt varmetap i varmeveksleren.

Derfor regnes installeringen av el-tanker som en god løsning i forhold til å benytte spisslast fra fyrrom. Dette på grunn av at varmetapet i sirkulasjonsledningen kan dekkes med to elektriske kolber på 14 kW hver. Kjelen i fyrrommet har en effekt på 1200 kW (se Kapittel 6), noe som gjør det lite egnet til å ettervarme slike små varmetap. Etter installasjonen av el-tankene har det ikke vært klager på varmtvannet ved Tveita, noe som tyder på at løsningen fungerer godt.

6 Fyrrom

6.1 Funksjonsbeskrivelse

Fyrrommet ved Tveita borettslag fungerer som spisslast for alle tre blokkene. Dersom noen av varmepumpene ikke fungerer som de skal, vil det sendes et signal til fyrrommet og anlegget vil starte. Hvordan fyrrommet er oppbygd er illustrert i Figur 18. Det vil i dette kapitlet legges vekt på beskrivelse av hvordan anlegget fungerer med hensyn på legionellasikringen.



Figur 18 Fyrrom Tveita borettslag

- A: El-kjel 1200 kW
- B: Biogasskjel 1200kW
- C: Biogasskjel 1200kW
- D: Bypass biogasskjeler
- E: Vannrenseanlegg
- F: Ekspansjonskar
- G: Parallellkoblede sirkulasjonspumper

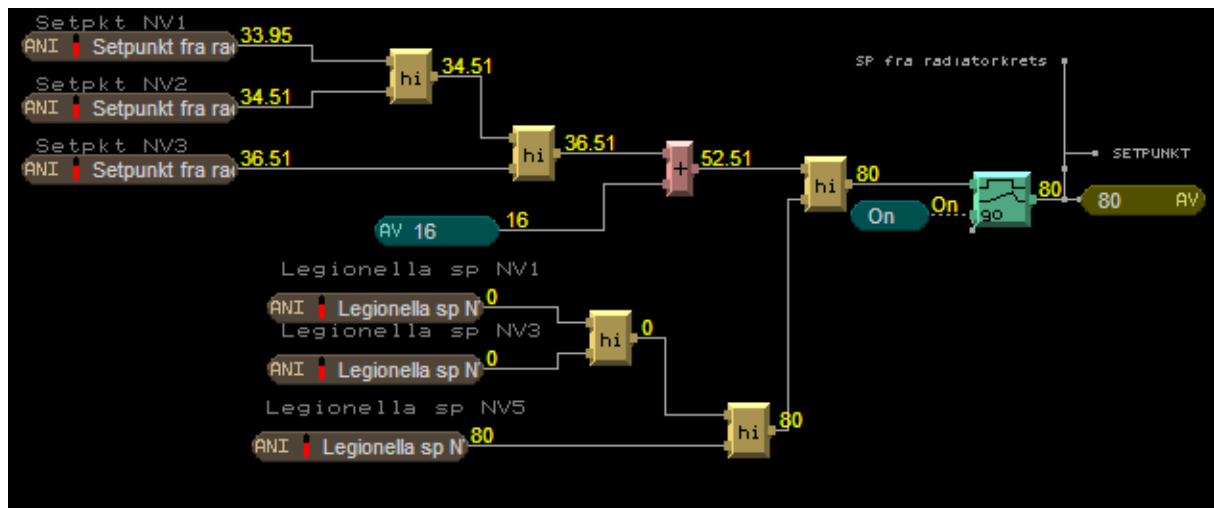
Fyrrommet består av en el-kjel og to biogasskjeler, og alle har en prosjektert effekt på 1200 kW. Prioriteringen på kjelene kan endres, slik at den billigste energikilden alltid benyttes. Det er også laget en bypass som går forbi biogasskjelene og rett inn på el-kjelen. Dette gjør at dersom el-kjelen driftes og biogasskjelene er avskrudd, slipper vannet å gå via varmevekslerne for biogasskjelene. Dette er positivt med tanke på at varme ikke går tapt over varmevekslerne som ikke er i drift.

Det er også installert Niprox vannbehandlingsanlegg, samt ekspansjonskar på returkretsen. Ekspansjonskarene tar opp vannekspsjonen som følge av temperaturendring, mens vannbehandlingsanlegget holder det sirkulerende mediet rent, slik at rørføringene holdes

rene og varmevekslerne fungerer optimalt. Ved signal om varmebehov, vil kjelen med høyest prioritet starte opp og varmeveksling vil starte. Strupeventilene på de to andre kjelene forholder seg lukket, for å forhindre væskestrøm gjennom disse.

6.2 Legionellasikring

Settpunkttemperaturen måles av temperaturføler RT401, og bestemmes av signalet med høyeste temperaturkrav, som vist i Figur 19.



Figur 19 Styringskriterie turtemperatur

Ved legionellasikringen settes en turtemperatur på 80 °C. Med en gitt temperaturdifferanse over platevarmevekslerne på 5-10 °C, vil dette medføre en beredet vanntemperatur på 70-75 °C. Ved legionellasikring vil alt vann fra varmtvannstankene gå igjennom varmeveksleren til det måles en temperatur på 70 °C i den bakerste tanken. Legionellasikringen kjøres kvartalsvis for samtlige boligblokker.

Siden varmepumpen ikke klarer å levere varmt nok vann i de bakerste akkumuleringstankene er legionellasikringen satt til å utføres en gang hvert kvartal, for å forhindre legionellavekst i de bakerste tankene. Dette vil senke total virkningsgrad for varmtvannsberedning, men er nødvendig for å sikre mot legionellavekst i tankene.

6.3 Vurderinger

6.3.1 Systemløsning

Reguleringsmessig er fyrrommet ved Tveita svært godt utført. Pådraget på fyringskjelen med førsteprioritet reguleres med hensyn på hvilken settpunktstemperatur som er bestemmende for systemet. Settpunkttemperaturen bestemmes som vist av Figur 19, og er de aktuelle turtemperaturer er bestemt i forhold til erfaring på hvordan anlegget fungerer. Det å

regulere turtemperaturen i forhold til de aktuelle behovene i de ulike blokkene er veldig positivt, da dette er mer energieffektivt enn å ha fast turtemperatur.

Energikildene er elektrisitet eller biogass, som begge regnes som bedre enn for eksempel oljekjel. Ved hjelp av å kunne endre prioriteringen av kjelene kan også den billigste løsningen benyttes, noe som er positivt sett fra et økonomisk perspektiv. Siden det er påmontert motoriserte strupeventiler, slipper det sirkulerende mediet å gå igjennom varmevekslerne til kjelene som ikke er i bruk, noe som gjør at unødvendige varmetap forhindres. Dette bedrer virkningsgraden til spisslastsystemet.

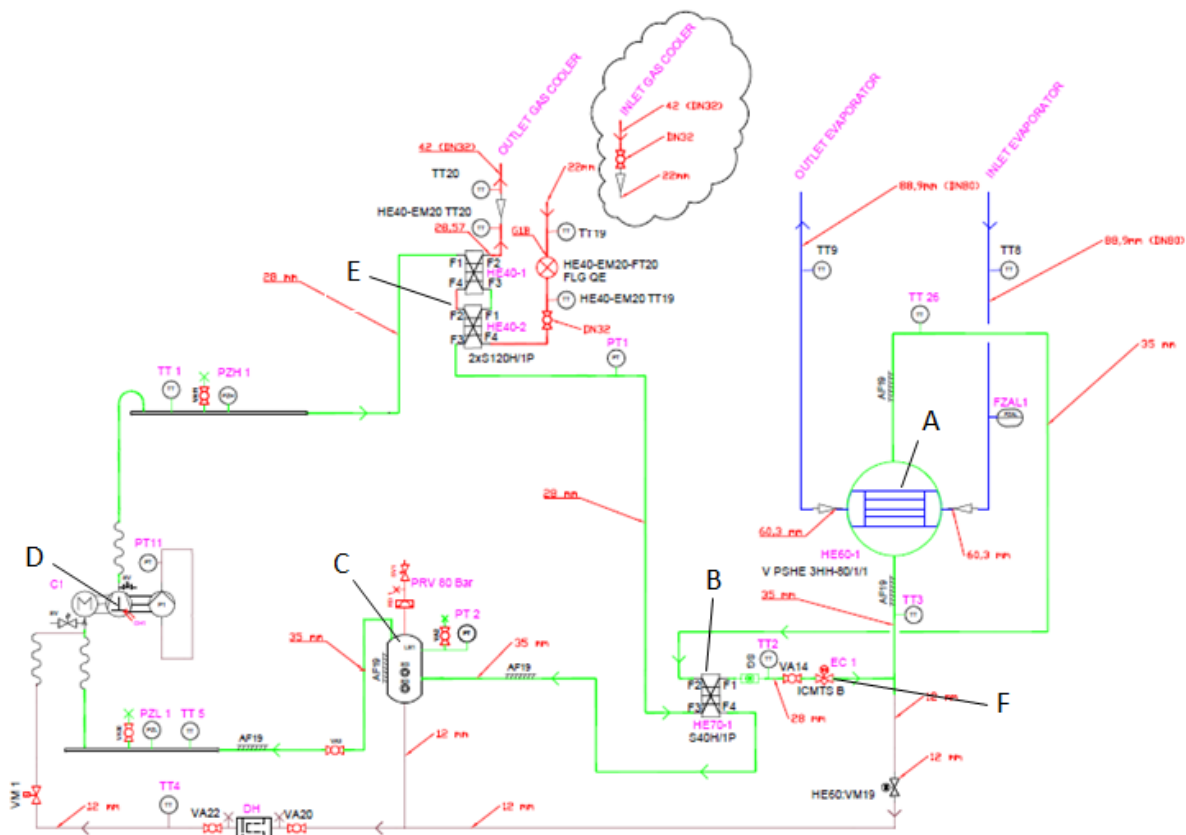
Løsningene regnes som svært gode, men fyrrommet er overdimensjonert med hensyn på det prosjekterte behovet for blokkene. Varmepumpene leverer en total effekt på 386 kW per blokk, noe som tilsvarer 1544 kW for hele borettslaget. Maksimal effekt levert fra fyrrommet er 3600 kW, noe som er mer enn det dobbelte. På grunn av dette er det planlagt at fyrrommet i fremtiden skal kunne levere varmeenergi til en nærliggende barnehage.

7 CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning

7.1 Funksjonsbeskrivelse

Varmpumpene som benyttes til varmtvannsberedning ved Tveita borettslag er levert av Green & Cool og er av typen Pacific BO 1115 HT. Det er opprinnelig laget som et væskeskjøleaggregat med indirekte oppvarming/kjøling på begge sider, men kan også driftes som varmepumpe. Varmepumpen er et ett-trinnsanlegg, bestående av en stempelkompressor installert i varmepumpeaggregatet.

Figur 20 viser systemskjema med hovedkomponentene i varmepumpene som benyttes til varmtvannsberedning ved Tveita borettslag. Varmtvannsberedningen foregår ved hjelp av varmeveksling i varmepumpens gasskjøler.



Figur 20 CO₂ varmepumpeaggregat med 100 kW nominell varmeeffekt (Green & Cool, 2010)

- A: Fordamper
- B: Sugegassvarmeveksler
- C: Væskeseparator
- D: Kompressor
- E: To seriekoblede varmevekslere (gasskjøler)
- F: Elektronisk strupeventil

Oppgitt effekt på varmepumpens gasskjøler er 100 kW. Ved beregning av nominell gasskjølereffekt er det tatt utgangspunkt i 12/9 °C over varmepumpens fordamper. I ytelsesberegningen for gasskjøleren er det satt en inngående vanntemperatur på 5 °C og utgående vanntemperatur på 70,40 °C, noe som ikke stemmer helt over ens med varmepumpens faktiske driftsbetingelser, da varmtvann beredes til 73 °C. Prosjektet innløps/utløpstemperatur for gasskjøleren på 107/12 °C ved et gasskjølertrykk på 100 bar. ΔT mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur er oppgitt til 7 °C, noe som er litt høyt.

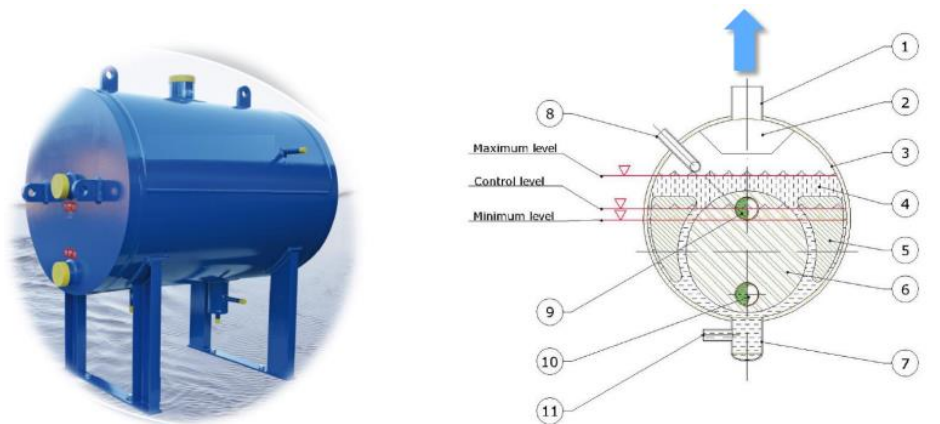
Regulering av varmepumpen skjer ved hjelp av intermittert drift (av/på). I beskrivelsen av varmepumpen (Vedlegg A), står det at kompressoren er frekvensregulert. Dette er ikke tilfelle for de leverte varmepumpene til Tveita borettslag.

Start av varmepumpe skjer når temperaturføler i akkumulatortank 7 (se Figur 16) registrerer en temperatur på under 59 °C. Den elektroniske strupeventilen er koblet mot en trykksensor (PT1) plassert ved utløpet på gasskjøleren, og regulerer strupingen for å holde konstant trykk i gasskjøleren på 100 bar når varmepumpen er i drift.

Det er installert en temperaturføler på røret som går inn på gasskjøleren (B, Figur 16) for å sikre og ikke ha for høy inngående vanntemperatur. Når temperaturføleren registrerer en inngående vanntemperatur på 20 °C, vil varmepumpen stoppe og varmtvannsberedningen avsluttes. På turkretsen for vannet inn på gasskjøleren er det plassert en strupeventil som regulerer vannmengden for å opprettholde en utgående vanntemperatur på gasskjøleren på 73 °C.

7.1.1 Fordamper

Fordamperen som benyttes er levert av Vahterus og er en fylt og helsveiset plate-mantel-fordamper. Fordamperne som benyttes i Tveita har oppgitt en maksimal kapasitet på 80 kW. Totalt varmeavgivelsesareal er på 6 m² og U-verdien er oppgitt til 1842 W/m²K (se Vedlegg D). Prinsippet for plate-mantel-fordampere er illustrert i Figur 21.



- | | | |
|---------------------------------|-------------------------------|------------------------|
| 1) Sugeledning (til kompressor) | 5) Fyllmateriale | 9) Inn vann/frostvæske |
| 2) Separasjonssystem | 6) Korrugerte plater | 10) Ut vann/frostvæske |
| 3) Mantel | 7) Oppsamling av olje | 11) Olje drenering |
| 4) Varierende væskevolum | 8) Tilførsel av arbeidsmedium | |

Figur 21 Plate-mantel-fordamper (Stene, 2013b)

Plate-mantel-fordampere består av tynne profilerte stålplater som er presset inn i en rund rørkjelmantel. Varmekilden går inn i det øverste innløpet i varmeveksleren (9), og går ut under (10). CO₂ kommer inn på fordampere som væske/damp-blanding (8) og fordampert CO₂ dras av til kompressoren i toppen (1). På grunn av at arbeidsmediet dras av i toppen på varmeveksleren, vil det være minimalt med væskedråper ved fordampertutløpet mens sugegassvarmeveksleren fjerner faren for væske inn på kompressoren fullstendig.

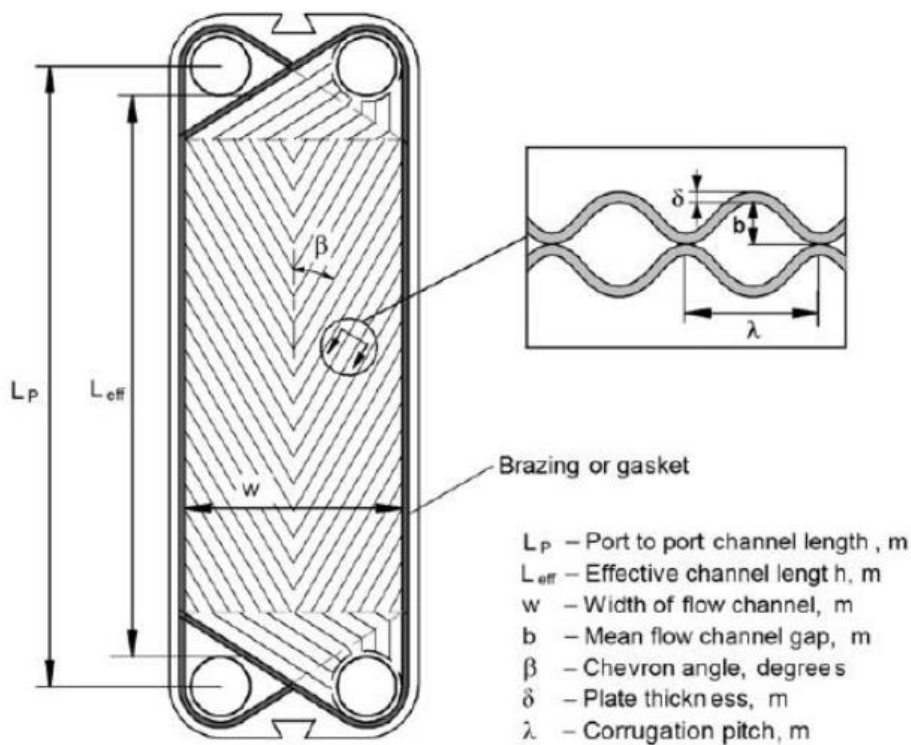
Som navnet tilsier er en fylt fordamper fylt med CO₂ i væskeform, mens platene i fordampere overfører varme og forhindrer kontakt mellom arbeidsmedium og den sirkulerende varmekilden. Varierende driftsforhold med påfølgende endring av massestrøm i varmepumpen kompenseres derfor ved hjelp av endring av fyllingsmengden av CO₂ på fordampere.

Plate-mantel-fordampere er kompakte og plassbesparende sammenlignet med for eksempel rørkjelfordampere. I tillegg kan plate-mantel-fordampere utformes for å jobbe under i trykk helt opp mot 100 bar (Stene, 2014). Fordamperttrykket til CO₂ er høyere enn andre kommersielle medier, noe som gjør at dette regnes som et godt valg av fordampertype. Som vist i Figur 20 er det også et avtapningspunkt i fordampere for oljeretur. Olje som har blitt med arbeidsmediet fra kompressoren tappes av, og tilbakeføres til kompressoren (7). Oljereturen styres av kompressoren og utføres automatisk.

7.1.2 Sugegassvarmeveksler

Sugegassvarmeveksleren er plassert etter fordamperen (lavtrykk) og gasskjøleren (høytrykk), og overfører varme mellom varmepumpens høy- og lavtrykksside. En sugegassvarmeveksler avkjøler det sirkulerende mediet på høytrykkssiden, noe som reduserer strupingstapet i den elektroniske strupeventilen. Bruk av sugegassvarmeveksler vil også øke trykkgasstemperaturen og senke det optimale gasskjølertrykket, noe som kan bedre anleggets virkningsgrad med opptil 5 % (Stene, 2013a).

Sugegassvarmeveksleren er levert av SWEP og er av typen platevarmeveksler som vist i Figur 22.



Figur 22 Platevarmeveksler med Chevronvinkler (Huang, Sheer, & Bailey-Mcewan, 2012)

Platevarmevekslere består av sammentrykte stålplater som er satt sammen i en ramme med pakninger av gummi mellom hver plate. I mindre platevarmevekslere, som for den installerte sugegassvarmeveksleren, vil platene være loddet sammen i stedet for bruk av gummipakninger mellom platene. Platene regulerer strømningsforløpet og sørger for at det varme og kalde mediet strømmer i annenhver kanal. Platene har et sikksakk-mønster (chevron-vinkler), hvor platene legges med motsatt vinkelmønster slik at det oppstår kontaktpunkter hvor det foregår varmeveksling mellom varmt og kaldt medium.

Når varmepumpen er i drift strømmes CO₂ fra fordamperen inn på den ene siden av sugegassvarmeveksleren og veksler motstrøms mot CO₂ som går ut fra gasskjøleren i varmepumpens høytrykksside. CO₂ fra varmepumpens gasskjøler avkjøles, mens CO₂ fra fordamperen vil varmes opp. Dette bidrar til å senke strupningstapet før arbeidsmediet går inn på fordamperen, mens trykkgasstemperatur ut av kompressor inn på gasskjøleren vil øke. En høyere inngående CO₂-temperatur på vil medføre en høyere entalpidifferanse over gasskjøleren ved stabile driftsforhold, noe som bedrer anleggsytelsen. Kompressorarbeidet vil være tilnærmet likt på grunn av likt trykkforhold. Sugegassvarmeveksleren øker altså varmepumpens COP samtidig som den senker strupningstapet i strupeventilen.

7.1.3 Væskeseparator

Væskeseparatoren er plassert etter sugegassvarmeveksleren, noe som var uventet på grunn av at etter sugegassvarmeveksleren vil arbeidsmediet allerede være overhettet. Overhettet gass vil ikke inneholde væskedråper, og dermed vil ikke væskeseparatoren ha noen funksjon når varmepumpen er i stabil drift.

Det antas at væskeseparatoren er installert som et ekstra sikringstiltak for å forhindre væskedråper i kompressoren ved oppstartsfasen av varmepumpen. Når varmepumpen har vært avslått over lengre tid, vil ikke overhettingsvarmeveksleren fungere før varmt arbeidsmedium har gått gjennom kompressor og gasskjøler, noe som gjør at det er en viss fare for væskeslag i kompressoren akkurat ved oppstart.

Forskjellen på en væskeutskiller og en væskeseparator er at en væskeseparator ikke har en fyllingsmengde med CO₂ i væskeform. I en væskeutskiller er det CO₂ i både væske- og gasstilstand, og arbeidsmediet er i en metningstilstand med metningstemperatur i forhold til det tilhørende trykket på lavtrykkssiden. Dersom det hadde vært plassert en væskeutskiller etter en sugegassvarmeveksler, ville dermed overhettet gass etter fordamperen bli avkjølt i væskeutskilleren, noe som ville senket inngående temperatur på kompressoren, og senket anleggets COP.

Grunnen til at det kan benyttes væskeseparator og ikke en væskeutskiller er at det benyttes en fylt fordamper. Væskeseparatoren er installert for å sikre mot væskeslag i kompressoren ved oppstart, mens mengdevariasjoner i systemet blir tatt opp ved hjelp av den fylte fordamperen. Høyere avsuget massestrøm fra kompressoren vil medføre lavere fyllingsmengde i fordamperen.

I likhet med fordamperen er det oljeretur til kompressor fra væskeseparatoren. Olje som ikke allerede er tappet av i fordamperen vil legge seg på bunnen av væskeseparatoren, og føres tilbake til kompressoren automatisk.

7.1.4 Kompressor

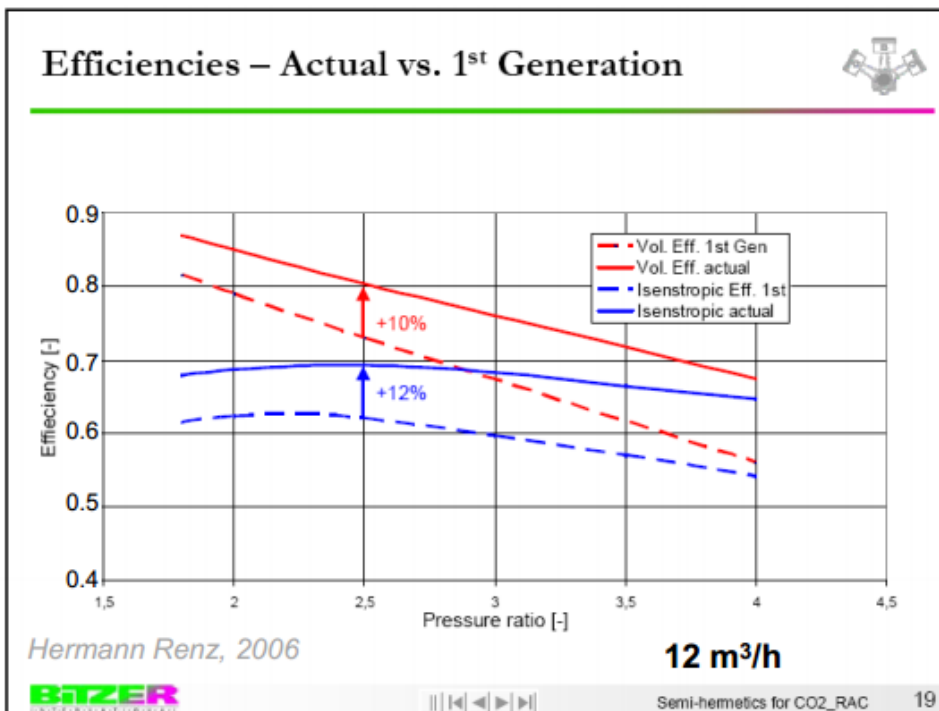
Kompressoren er plassert etter væskeutskilleren som hindrer væskeslag i kompressoren ved oppstart. Kompressoren er levert av Bock, og er en firesylindret semi-hermetisk stempelkompressor.



Figur 23 Bock HGX34/170-4 CO₂ T

Kompressoren har et slagvolum ved 50 Hz på 14,50 m³/h, med en tilnærmet konstant volumetrisk virkningsgrad på 0,9. Den volumetriske virkningsgraden har i samråd med medveileder Yves Ladam (Kuldeteknikk) blitt antatt til å være 0,9 over hele arbeidsområdet. Maksimal kompressoreffekt er 25,4 kW, mens høyeste tillatte driftstrykk er satt til 150 bar. Siden varmepumpen jobber mot et gasskjølertrykk på 100 bar vil ikke driftstrykket komme i nærheten av grenseverdien.

Figur 24 viser et eksempel på hvordan den volumetriske virkningsgraden varierer i forhold til trykklassen ($\pi = P_{HT}/P_{LT}$). Den faktiske volumetriske virkningsgraden er markert med rød heltrukket linje.



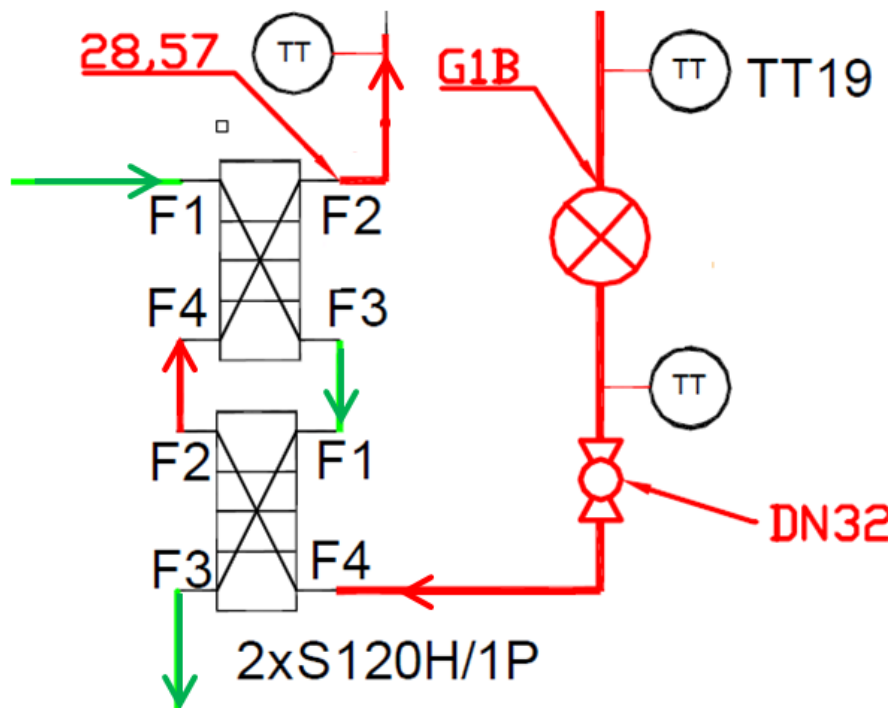
Figur 24 Eksempel på endring i volumetrisk og isentropisk virkningsgrad som følge av trykkklasse (Stene, 2013a)

Figur 24 viser at den volumetriske virkningsgraden vil avta med økende trykkløft over kompressoren. Ved en endring i trykklassen fra omtrent 1,8 til 4, vil den volumetriske virkningsgraden for kompressoren reduseres fra omtrent 0,87 til 0,68. Dette betyr at nyttiggjort kompressorvolum vil være nesten 20 % lavere ved en trykkklasse på 4 i forhold til en trykkklasse på 1,8. Ser at ved små endringer i trykkklasse er endringen i volumetrisk virkningsgrad liten.

De aktuelle dataene tar utgangspunkt i en semihermetisk stempelkompressor for CO₂ med et slagvolum på 12 m³/h. Antagelsen om tilnærmet konstant volumetrisk virkningsgrad på 0,9 for CO₂-kompressoren ved Tveita borettslag vil være tilnærmet korrekt dersom det er liten endring i kompressorens trykkklasse ved ulike driftsforhold. Siden Bock ikke kunne gi data på hvordan den volumetriske virkningsgraden til kompressorene endres ved varierende trykkforhold, vil Figur 24 brukes som vurderingsgrunnlag for om antagelsen om konstant volumetrisk virkningsgrad er god. Dette vil det ses nærmere på i måldataanalysen i Kapittel 10.4.2.

7.1.5 Gasskjøler

Trykkgass med et trykk på omtrent 100 bar går fra kompressoren og inn på varmpumpens gasskjøler. I gasskjøleren avkjøles CO₂-gassen motstrøms mot kaldt nettvann, og det blir beredet varmt tappevann med en temperatur på 73 °C med en oppgitt effekt på 100 kW. Gasskjøleren til CO₂-varmpumpen i Tveita består av to seriekoblede platevarmevekslere som vist i Figur 25.



Figur 25 Seriekobling av varmevekslere, gasskjølside (Green & Cool, 2010)

Strømningsretningen til CO₂ gjennom de seriekoblede varmevekslerne er markert med grønt, mens strømningsretningen for vannet er markert med rødt. Det er benyttet to varmevekslere på gasskjøleren for å ha god nok termisk lengde gjennom gasskjøleren. Det er viktig å ha god termisk lengde gjennom varmevekslerne for å sikre jevn varmeovergang gjennom hele varmeveksleren.

Dersom den termiske lengden ikke er lang nok, vil ikke trykk-gassen fra kompressoren avkjøles hurtig nok, og dermed vil platen i platevarmeveksleren varmes opp. Dette vil medføre varmeovergang fra varm til kald side av gasskjøleren. Korte varmevekslere vil dermed ha høyere ΔT mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur, noe som fører til dårligere gasskjølerytelse.

7.1.6 Elektronisk strupeventil

For CO₂-varmepumper er det vanlig å benytte en elektronisk strupeventil. Hensikten med strupeventilen er å opprettholde trykkdifferansen mellom høy- og lavtrykkssiden. Den elektroniske strupeventilen reguleres ved hjelp av trykkløser plassert på høytrykkssiden for å opprettholde et trykk på 100 bar på gasskjøleren. På grunn av forventet jevn varmekildetemperatur gjennom året ble det besluttet av leverandøren å gå bort ifra trykkoptimalisering på høytrykkssiden.

7.2 Vurdering

Komponentvalget til CO₂-varmepumpen er ganske standard med tanke på hvilke komponenter som normalt benyttes ved varmtvannsberedning. Dette kan ses av Figur 4. I dette kapittelet vil funksjonaliteten til utvalgte relevante komponenter vurderes, og driftsbetingelsene til varmepumpen diskuteres.

7.2.1 Fordamper

I de installerte CO₂-varmepumpene ved Tveita borettslag benyttes det en fylt fordamper i stedet for en tørrfordamper, og dermed trengs kun en væskeseparator i stedet for en væskeutskiller på lavtrykkssiden.

Det tekniske rommet der varmepumpen er plassert er svært trangt, noe som gjør at det ikke hadde vært plass til en rørkjelfordamper. Plate-mantel-fordampere er plassbesparende og svært effektive, og dermed regnes dette som et svært godt valg av fordampertype.

7.2.2 Gasskjøler

Prosjektert ΔT mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur er satt til 7 °C. I en masteroppgave skrevet for NTNU som omhandlet CO₂-anlegget installert ved Tine Midt-Norge sine lokaler på Tunga i Trondheim, ble det oppnådd en ΔT på 3 °C (Berntsen, 2013). Dette ble oppnådd ved å benytte en gasskjøler med lengre termisk lengde, trykkregulering på høytrykkssiden, samt frekvensregulering av kompressoren for å oppnå optimal drift ved ulike driftsbetingelser.

Det er ønskelig å ha lavest mulig ΔT , da denne øker anleggets COP. Det forventes at dersom det hadde blitt benyttet en gasskjøler med lengre termisk lengde for varmeavgivelse, ville ΔT kunne blitt redusert, noe som ville medført ytterligere energibesparelse

7.2.3 Optimalt gasskjølertrykk

Grunnet at det ble forventet jevne temperaturen gjennom året på varmekilden, ble ikke det installert noen form for optimalisering av gasskjølertrykket. Gasskjølertrykket kan endres ved å endre strupingen på den elektroniske strupeventilen. På grunn av at radiatorvarmepumpen ikke alltid er påslått, vil temperaturen på varmekilden variere noe. Derfor burde det vært optimal trykkregulering på gasskjølersiden for å oppnå et enda mer energieffektivt system for varmepumpen.

7.2.4 Oljeretur

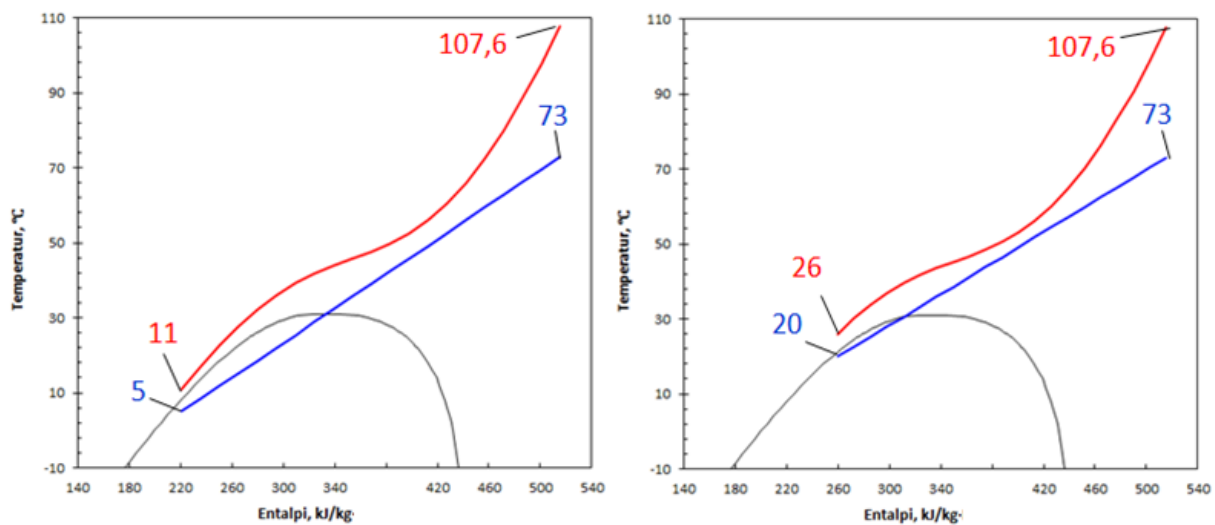
Som vist i Figur 20 føres olje tilbake til kompressoren via fordamperen og væskeeparatoren. Når kompressoren registrerer lav fyllingsmengde av olje, vil magnetventilen på oljereturssystemet åpnes og olje vil tilbakeføres. Ved å ha to tilbakeføringspunkter minimerer det installerte oljereturssystemet oljeandelen i arbeidsmediet som går over gasskjøleren, noe som er veldig positivt. I oljereturledningen vil det være en blanding av olje og arbeidsmedium.

Mye olje i arbeidsmediet minsker varmeoverføringsevnen, samt øker viskositeten til arbeidsmediet, noe som vil føre til dårligere varmeovergangseffektivitet i fordampere og gasskjøler. Oljeretursystemet regnes derfor som godt, da det sikrer olje til kompressoren samtidig som det øker effektiviteten på anlegget.

7.2.5 Begrensninger ved aktuelle driftsbetingelser

Det viser seg at varmpumpen ikke klarer å berede varmt nok vann i de bakerste akkumuleringstankene i blokkene. Dette på grunn av grenseverdien på inngående vanntemperatur på gasskjøleren på 20 °C. Grunnen til at denne grenseverdien er satt av leverandøren er på grunn av at varmpumpen jobber mot et konstant gasskjølertrykk på 100 bar.

Hvordan avkjølingen av CO₂-gassen og oppvarmingen av vannet endrer seg i gasskjøleren med variabel inngående vanntemperatur er illustrert i Figur 26. Grafene er tegnet ved hjelp av Excel-applikasjonen RnLib, som er utviklet av SINTEF. For illustrasjonen er det satt konstant trykkgasstemperatur ut av kompressoren som følge av lik fordampertemperatur. I tillegg settes en ΔT mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur på 6 °C. Dette er gjort med hensyn på evaluering av måledata fra CO₂-varmpumpene ved Tveita.



Figur 26 Varmeavgivelse i gasskjøler ved ulike inngående vanntemperaturer

CO₂ har varierende spesifikk varmekapasitet med hensyn på temperaturen i motsetning til vann, som har tilnærmet konstant varmekapasitet uavhengig av temperaturen. Dette medfører at vann har en tilnærmet konstant oppvarmingskurve, mens CO₂ har en mere ujevn avkjølingskurve.

Figur 26 viser at entalpidifferansen over gasskjøleren senkes ved en høyere vanntemperatur, noe som senker varmepumpens COP. Ved høyere inngående vanntemperaturer vil avkjølingskurven bevege seg enda mer til høyre, noe som vil senke anleggets COP ytterligere. Settpunktstemperaturen på 20 °C er valgt av energibesparende hensyn.

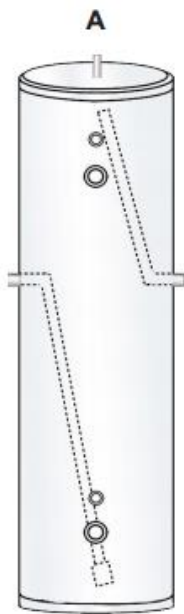
Så lenge strupeventilen kan strupe ned under metningslinjen vil varmepumpen fungere, noe som gjør at det stilles spørsmål til de nåværende driftsbetingelsene på varmepumpen. Ved å øke settpunktstemperaturen for stopp av varmepumpen kunne det blitt beredet mere varmtvann, og dermed redusert temperaturdifferansen i de bakerste tankene betydelig. Det er allikevel en avveining som må gjøres i forhold til hvordan settpunktetsverdien påvirker varmepumpens COP, og dermed energibesparelsen til anlegget. Evaluering av hvordan COP endres med inngående vanntemperatur er gjort i måledataanalysen.

8 Temperaturfall i akkumulatortanker

På grunn av det store temperaturfallet i de bakerste tankene vil det gjøres en beregning med hensyn på væskehastighetene gjennom tankene både ved akkumulering og avtapping for å kartlegge mulige årsaker til hvorfor dette forekommer. Når årsaken til temperatursjiktningen er bestemt vil det presenteres forslag til utbedringer for å utbedre/eliminere problemet.

8.1 Akkumulatortank

Akkumulatortanket består av 18 identiske og seriekoblede 400-liters tanker levert av CTC. Tankene er av typen Ecomodul 400 A, og leveres uten elkolber da de er rene akkumulatortanker uten egen varmtvannsberedning. Tankutformingen er som vist i Figur 27.



Figur 27 CVC Ecomodul 400 A (CTC, 2014)

Diameteren d på inn og utløp er 1,5 ", noe som tilsvarer $d = 38,1$ mm, og $r = 19,05$ mm. Diameteren på inn og utløp fra tankene er viktig med hensyn på hvilke væskehastigheter som oppnås inn og ut av akkumulatortankene ved ulike avtapnings- og akkumuleringsmengder. Dersom væskehastigheten inn på akkumulatortankene blir for høy vil kaldt nettvann og beredet varmtvann blandes, noe som medfører større temperaturutjevning i akkumulatortankene.

8.2 Væskehastigheter

8.2.1 Akkumulering

Beredet vannmengde inn på tankene med en gitt gasskjølereffekt $Q=100$ kW beregnes etter Formel 8. Det er tatt utgangspunkt i en varmekapasitet på $4,18$ kJ/KgK og en konstant densitet på 1000 kg/m³ for vann i beregningene.

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \Delta T} \text{ [kg/s]}$$

Formel 8 Massestrøm ved akkumulering

1 kg/s settes i denne beregningen til å være lik 1 dm³/s. Dermed kan væskehastigheten inn på akkumulatortankene beregnes ved hjelp av Formel 9, der V er volumstrømmen, mens A er tverrsnittarealet på inn- og utløpene fra akkumulatortankene.

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \text{ [m/s]}$$

Formel 9 Væskehastighet

Inngående vanntemperatur på gasskjøleren settes til 8 °C, mens utgående vanntemperatur fra gasskjøleren settes til 73 °C. Dette gir følgende væskemengder gjennom tankene ved akkumulering:

Akkumulert vannmengde: $\dot{m} = \frac{100}{4,18 \cdot (73-8)} \text{ kg/s} = 0,37 \text{ kg/s} = 0,37 \text{ dm}^3/\text{s}$

Væskehastighet inn på akk.tank: $v = \frac{0,37}{10 \cdot \pi \cdot 0,1905^2} \text{ m/s} = 0,324 \text{ m/s}$

Når varmtvannssystemet er i akkumuleringsmodus vil det akkumuleres omtrent $0,37$ kg/s beredet varmtvann, som fører til en væskehastighet inn på akkumulatortankene på omtrent $0,32$ m/s. Dette er en hastighet som regnes som lav, og ikke vil bidra til nevneverdig temperaturutjevning i tankene. Det vil derfor nå ses på væskehastighetene gjennom tankene ved store avtappede vannmengder.

8.2.2 Avtapping

For beregning av vannstrømmen gjennom tankene ved avtapping må den største sannsynlige avtappede mengden ut til sirkulasjonsledningen beregnes. For dette benyttes tabell over maks sannsynlig vannmengde fra «Standard abonnementsvilkår for vann og avløp» utgitt av kommuneforlaget i 2008. Denne tabellen kan ikke legges ved grunnet kopirettigheter.

Største sannsynlige vannmengde leses av til å være $4,4$ l/s. Når største sannsynlige varmtvannsmengde er bestemt, kan største sannsynlige avtappet mengde fra

akkumulatortankene regnes ut ved hjelp av Formel 10. T_{bl} er blandetemperaturen på sirkulasjonsledningen, T_{kv} er nettvannstemperaturen og T_{vv} er varmtvannstemperaturen.

$$\dot{m}_{vv} = \dot{m}_{Tot} \left(\frac{T_{bl} - T_{kv}}{T_{vv} - T_{kv}} \right)$$

Formel 10 Største sannsynlige mengde ut fra varmtvannstanker

Med en varmtvannstemperatur på 73 °C, nettvannstemperatur på 8 °C og en blandetemperatur på 55 °C fås følgende:

$$\text{Største sannsynlige mengde ut fra tanker: } \dot{m}_{vv} = 4,4 \left(\frac{55-8}{73-8} \right) l/s = 3,18 l/s$$

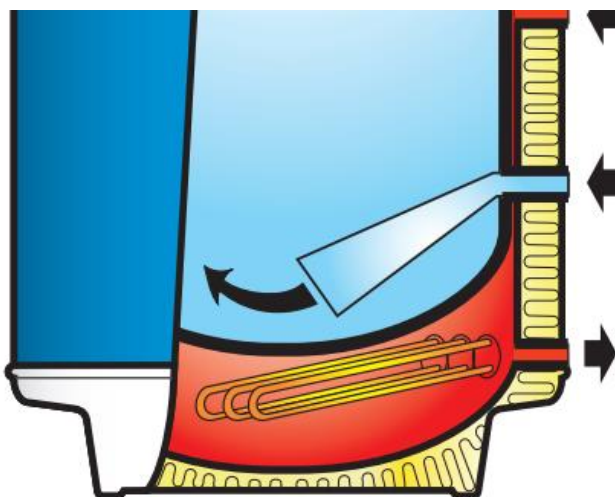
$$\text{Nettvannshastighet inn på akkumulatortanker: } v = \frac{3,18}{10 \cdot \pi \cdot 0,1905^2} m/s = 2,8 m/s$$

Hastigheten inn på tankene ved maksimal sannsynlig avtappet mengde er betydelig mye større enn ved akkumulering. En høyere væskehastighet vil medføre større omrøring i akkumulatortankene, noe som fører til et større område med blandetemperatur mellom varmt og kaldt vann. Dette antas å være grunnen til at temperaturutjevningen i de bakerste tankene er såpass mye mere markant enn i de forreste tankene.

8.3 Forslag til forbedringer

8.3.1 Montering av diffusorer

En diffusor plasseres på alle tankinnløpene til akkumulatortankene for å senke væskehastigheten inn på varmtvannstankene. Figur 28 viser bunnen av en akkumulatortank levert av OSO Hotwater med påmontert diffusor på tankinnløp.



Figur 28 Diffusor på tankinnløp (OSOhotwater, 2014)

En diffusor øker tverrsnittsarealet ved tankinnløpet, slik at væskehastigheten inn på tankene reduseres. Hvor mye hastigheten reduseres er avhengig av arealforholdet mellom rørføringen og diffusoren. Redusert væskehastighet reduserer omrøringen i tanken, og vil derfor redusere temperatursjiktningen i tanken.

8.3.2 Parallellkobling av tanker

I stedet for å ha 18 seriekoblede tanker kunne det vært 9x2 eller 6x3 seriekoblede tanker koblet sammen parallelt. Ved å benytte en slik løsning senkes væskehastigheten med henholdsvis 50 % og 33 % inn på tankene. Å utføre en parallellkobling på et eksisterende anlegg krever en henholdsvis stor ombygging, men det hadde vært interessant å se om en slik løsning kunne forbedret temperaturfallet i tankene grunnet lavere væskehastighet under avtapping.

8.3.3 Benyttelse av større akkumulatortanker

Større akkumulatortanker har større dimensjoner på tankinnløpene, som reduserer hastigheten. Siden det tidligere var installert 1000-literstanker regnes ikke dette som en optimal løsning. Siden det i tillegg står kaldere vann i de bakerste tankene grunnet driftsbetingelsene til varmepumpen vil større akkumulatortanker gi større varmeoverføring mellom blandingsjiktene, som vist i Kapittel 3.2.1. Dette regnes derfor som den minst optimale av løsningene for å redusere væskehastigheten inn på tankene.

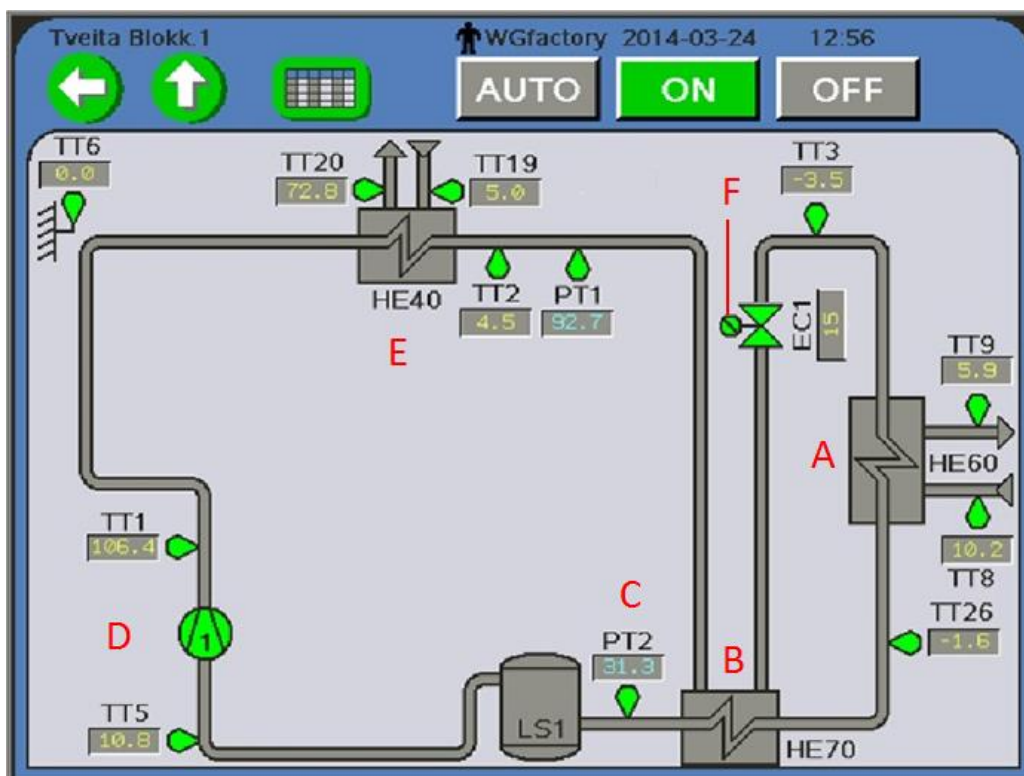
9 Metode ved måledataanalyse

I dette kapitlet vil loggeutstyret som ble benyttet under måledataprojektet presenteres. Måleusikkerhet vil også diskuteres og beregnes i dette kapitlet. Måledataanalysen ble gjort over en lengre periode og begrunnelsen for valgte tidsrom vil bli presentert.

9.1 Instrumentering

9.1.1 Tilgjengelige loggede måledata

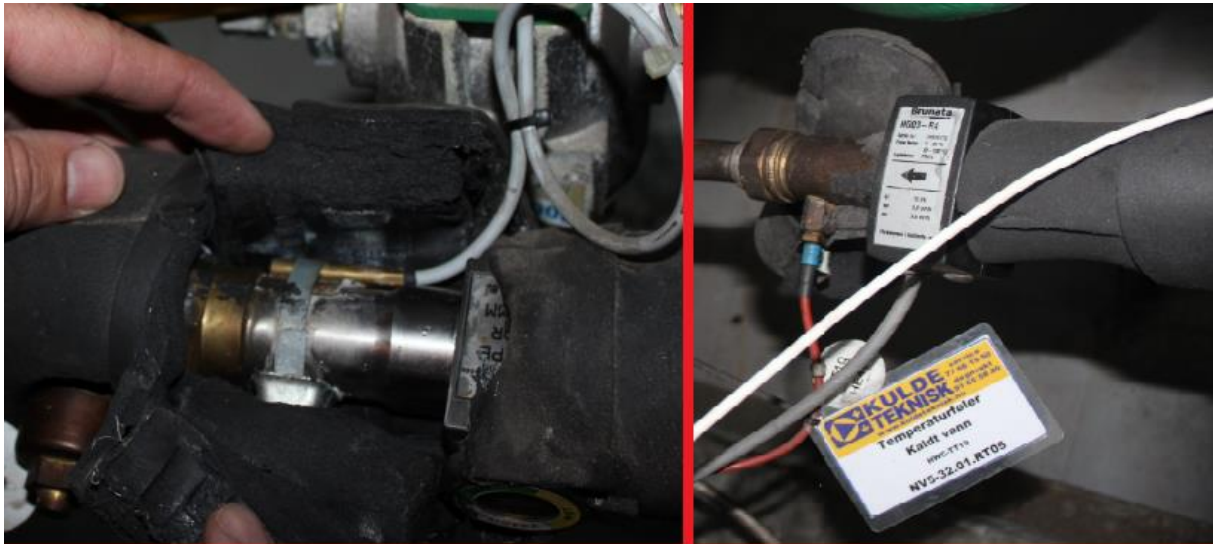
Det renoverte anlegget ved Tveita borettslag er godt utstyrt med temperatur- og trykkmålere både på varm og kald side, samt på CO₂-varmepumpen. Loggede måledata var tilgjengelig fra to av blokkene. Følere med logget måledata påkoblet varmepumpen er illustrert i Figur 29.



Figur 29 CO₂-varmepumpe med tilhørende temperatur- og trykkmålere

- A: Fordamper
- B: Sugegassvarmeveksler
- C: Trykkmåler fordamperside
- D: Temperaturfølere før og etter kompressor
- E: To seriekoblede varmevekslere (gasskjøler)
- F: Elektronisk Strupeventil

Alle rørføringene i varmepumpen er isolert med neoprengummi, og temperaturfølerne er plassert innenfor isolasjonen på utsiden av rørene. Siden temperaturfølerne er plassert innenfor isolasjonen, vil ikke temperaturfølerne påvirkes nevneverdig av omgivelsestemperaturen. Temperaturfølerne på etylenglykol- og vannsiden er plassert i følerlommer med innstikk, slik at temperaturene måles inne i rørene. Forskjellen mellom følerplasseringen er vist i Figur 30.



Figur 30 Temperaturføler utenpå rør (venstre) og inne i lomme (høyre)

Som en ser av Figur 29 er det ikke påkoblet noen volumstrømsmåler på CO₂-varmepumpen. Dette medfører at kompressorens slagvolum er benyttet i kombinasjon med volumetrisk virkningsgrad for å beregne anleggets varmeytelse. Den eneste temperaturen i Figur 29 som ikke logges er utetemperaturen. Dette anses ikke som et problem, da det er etylenglykolkretsen som fungerer som varmekilde. Det hadde allikevel vært interessant å kunne se hvordan utetemperaturen påvirker inngående etylenglykoltemperatur på fordampere som følge av pådraget fra radiatorvarmepumpen.

Hvilke temperaturer de ulike temperaturfølerne registrerer er beskrevet i Tabell 2. Oppgitt måleusikkerhet tar hensyn til den totale måleusikkerheten fra måler/giver til skjermbildet (ETA Energi, 2012).

Tabell 2 Beskrivelse av måleutstyr

Føler	Måleobjekt	Måleusikkerhet
TT8	Etylenglykol inn fordamper	± 0,5 °C
TT9	Etylenglykol ut fordamper	± 0,5 °C
TT19	Inngående vanntemperatur gasskjøler	± 1 °C
TT20	Utgående vanntemperatur gasskjøler	± 1 °C
TT26	CO ₂ -temperatur ut fordamper	± 1 °C
PT2	Fordampertrykk	± 0,5 bar
TT5	Temperatur inn på kompressor	± 1 °C
TT1	Temperatur ut av kompressor	± 1 °C
TT2	Utgående CO ₂ -temperatur gasskjøler	± 1 °C
PT1	Gasskjølertrykk	± 1 bar
TT3	CO ₂ -temperatur inn fordamper	± 1 °C
TT6	Utetemperatur	Måles ikke

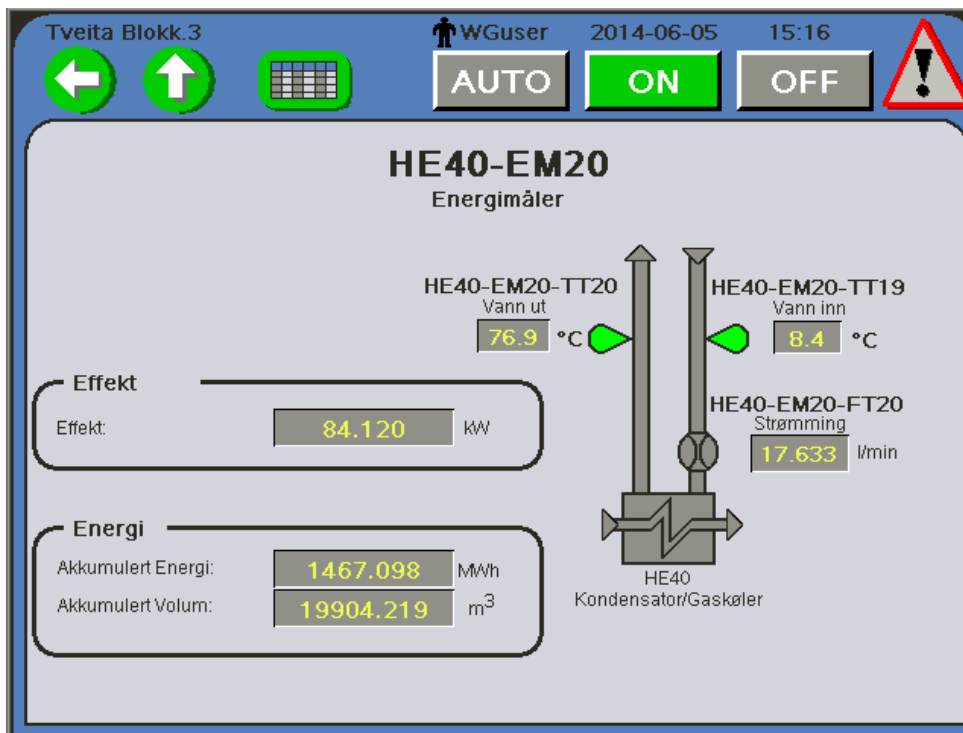
Figur 29 er et skjermbilde hentet fra SD-anlegget som kun er tilknyttet CO₂-varmepumpen. Ved å gå inn på varmepumpen ved hjelp av en nettleser kan det hentes ut noe mer informasjon, men kun som øyeblikksbilder når varmepumpen er i drift, da disse dataene ikke logges over tid.

9.1.2 Energimåler

Figur 31 viser systembildet fra varmepumpens gasskjøler. Det er plassert en mengdemåler på inngående vann på gasskjøleren, som igjen benyttes til å beregne gasskjølereffekten.

Dette gjøres ved hjelp av formelen $Q = \dot{m} * c_p * \Delta T$, der $\dot{m} = \frac{17,633}{60} [\frac{kg}{s}]$, $c_p = 4,18 [\frac{kJ}{kgK}]$ og

ΔT er temperaturdifferansen på vannet over gasskjøleren. Sirkulert mengde over gasskjøleren logges ikke, noe som medfører at målt gasskjølerytelse kun kan leses av som en momentanverdi.



Figur 31 Gasskjølerytelse for CO₂-varmepumpe til blokk NV3

Ser at målt momentan gasskjølerytelse på varmepumpen er 84,12 kW, mens prosjektert gasskjølerytelse er 100 kW. Ved evaluering av øyeblikksbildene over en lengre periode, viser det seg at øyeblikksbildene tilknyttet energimålerne har låst seg for alle tre varmepumpene. Det vil si at gasskjølerytelsen ikke oppdateres i nettleseren.

Figur 31 viser at ved driftssituasjonen der energimåleren stoppet å oppdatere seg, var gasskjølerytelsen omtrent 16 kW lavere enn den prosjekterte. Selv om gasskjøleren ikke yter det som er prosjektert, betyr det ikke nødvendigvis at anleggets COP er lavere enn ved en anleggsytelse på 100 kW. Dette er avhengig av tilført effekt til kompressoren.

Årsaken til at målt gasskjølerytelse ikke samsvarer med den oppgitte nominelle effekten, vil mest sannsynlig være på grunn av et lavt trykk på fordampersiden, som vil påvirke den videre prosessen i varmepumpen. Dette vil det ses nærmere på i Kapittel 10.5.1.

Andre årsaker til at den reelle gasskjølerytelsen er lavere enn den nominelle kan være målefeil, varmetap i gasskjølerytelsen, eller dårlig volumetrisk virkningsgrad på kompressoren som medfører en lav sirkulert mengde av arbeidsmediet.

Det er ikke tilgjengelig loggede data på noen mengder på anlegget. Hverken på avtappet mengde til varmtvannsforbruk, eller på massestrømmen av etylenglykol på kald side. Uten mengdemålinger blir det svært vanskelig å vurdere det faktiske varmtvannsforbruket i

blokkene i løpet av en dag. Dette medfører at måledataprojektet har hatt hovedfokus på CO₂-varmepumpen, og hvordan ulike driftssituasjoner påvirker varmepumpens COP.

9.2 Måledataformat

Loggede måledata ble oversendt fra medveileder Yves Ladam hos Kuldeteknisk, som hadde tilgang til loggede måledata for det aktuelle anlegget. Det var måledata tilgjengelig for to av blokkene.

De loggede dataene fra temperatur- og trykkmålerne er ikke helt kompatible med Microsoft Excel, slik at all informasjon (dato, tidspunkt og verdi) opprinnelig er plassert i en og samme celle. Hvordan måledataene kommer ut fra loggerne vises i Figur 32.

	A
1	11/01/13 00:02:30,62,1
2	11/01/13 00:07:00,61,1
3	11/01/13 00:11:30,60,1
4	11/01/13 00:16:30,59,1
5	11/01/13 00:22:00,58,1
6	11/01/13 00:28:00,57,1
7	11/01/13 00:33:00,56,1
8	11/01/13 00:39:00,55,1
9	11/01/13 00:45:30,54,1
10	11/01/13 00:52:30,53,1
11	11/01/13 00:59:30,52,1
12	11/01/13 01:08:00,51,1
13	11/01/13 01:17:30,50,1

Figur 32 Levert logget måledata

Dette medfører at informasjonen måtte deles opp i kolonner i Microsoft Excel for å kunne fremvise verdiene grafisk. Etter oppdeling ved hjelp av Microsoft Excel kom dag, dato, år, time, minutt, sekund og måleverdi kommer i separate kolonner i dokumentet, som vist i Figur 33.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	
Måned	Dag	År	Time	Minutt	Sekund	Absolutt tid [min]	TT20	Kommaverdi	
11		1	13	0	2	30	1442,5	62	1
11		1	13	0	7	0	1447	61	1
11		1	13	0	11	30	1451,5	60	1
11		1	13	0	16	30	1456,5	59	1
11		1	13	0	22	0	1462	58	1
11		1	13	0	28	0	1468	57	1
11		1	13	0	33	0	1473	56	1
11		1	13	0	39	0	1479	55	1
11		1	13	0	45	30	1485,5	54	1
11		1	13	0	52	30	1492,5	53	1
11		1	13	0	59	30	1499,5	52	1
11		1	13	1	8	0	1508	51	1

Figur 33 Måledata etter kolonneoppdeling

Siden hver verdi blir satt i en egen kolonne, må man ved måledataanalyse av dette anlegget regne om til absolutt tid for å kunne få satt måledataene i en grafisk fremstilling. Denne absolutte tiden vil igjen regnes om til klokkeslett for å illustrere døgnvariasjonene til varmpumpen. Det er ikke mulig å ha med den tilhørende datoen i grafen, men ved behov vil denne vil presenteres i teksten.

9.3 Loggefunksjon

Det ble opprinnelig oppgitt at temperaturloggerne fungerte slik at de målte kontinuerlig, og hver gang det ble registrert en variasjon i temperatur/trykk, ville et målepunkt logges. Ved evaluering av data viste det seg at noen perioder er bemerkelsesverdige like. Det vil si at målerne registrerer en trend i anleggets driftskarakteristikk, og dermed logger dette for en gitt periode på opptil flere dager. Disse loggede trendene varierte i varighet, noe som var en misvisende faktor med tanke på evaluering av måledataene, da det var stor usikkerhet om aktuelle perioder var logget riktige.

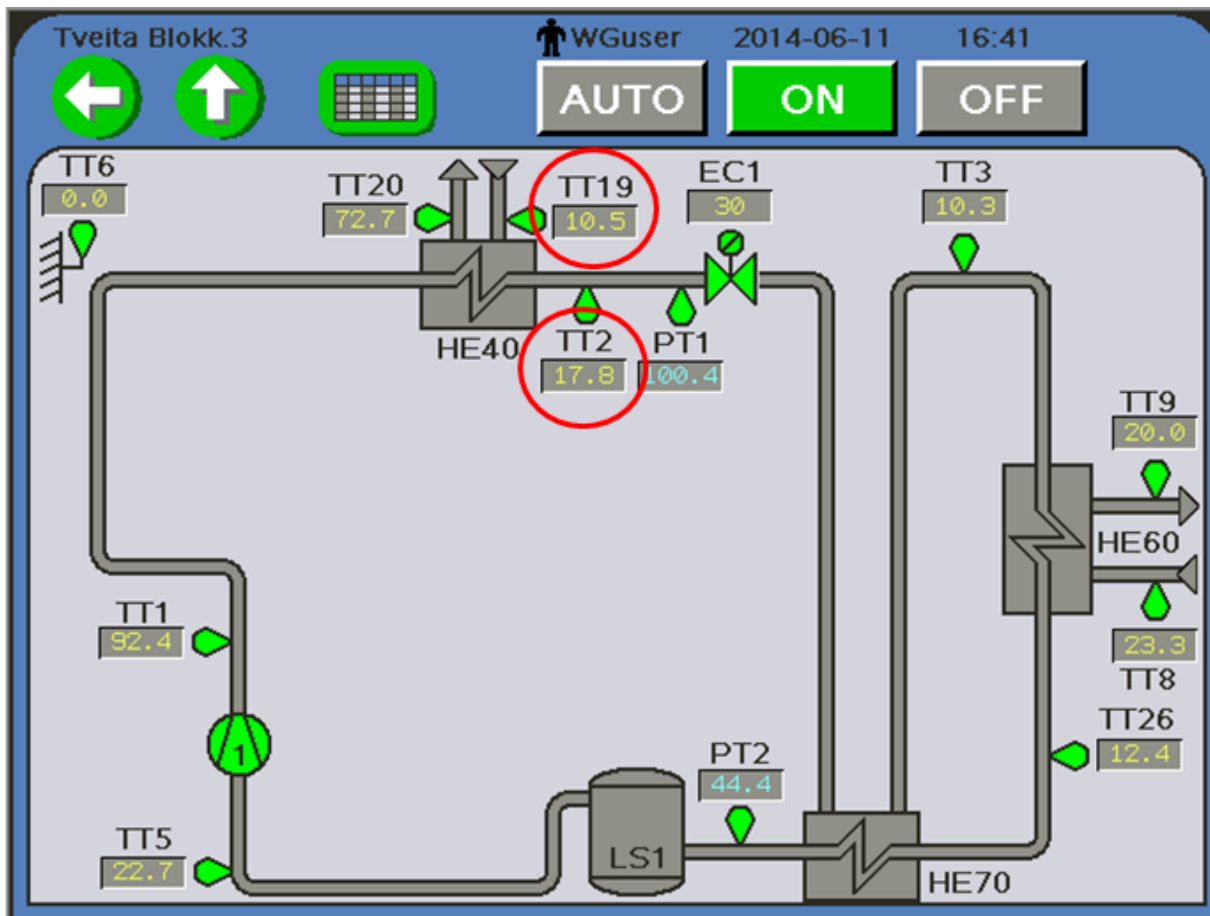
Feilen på loggen ble funnet når anleggets gjennomsnittlige driftstider skulle evalueres. Det viste seg at i følge de loggede dataene nådde varmpumpen settpunkt nøyaktig klokken 23.14 for så å starte opp igjen 23.19 flere kvelder på rad. Dette gjaldt for flere måneder, noe som gjorde at evaluering av gjennomsnittlig driftstid på varmpumpen, og følgende total energibesparelse i kWh ikke kunne utføres slik det opprinnelig var tenkt.

9.4 Kvalitetssikring og forutsetninger for måledataanalyse

Da evalueringen av loggede måledata startet ble det oppdaget en gjennomgående feil i måledatasettet. Som en kan se på Figur 29 er utgående CO₂-temperatur (TT2) målt 0,5 °C lavere enn inngående vanntemperatur. Siden det er CO₂-gassen i gasskjøleren som blir benyttet til å varme opp vannet, er ikke dette mulig siden en ikke kan avgi varmeenergi fra et medium som har lavere temperatur. En gasskjøler regnes som riktig dimensjonert dersom utgående CO₂-temperatur er 3-5 °C høyere enn inngående vanntemperatur.

Ved besøk på det tekniske anlegget ved Tveita borettslag, ble det undersøkt hvorfor det var registrert såpass lave utgående CO₂-temperaturer. Det viste seg at temperaturføler TT2 var plassert etter sugegassvarmeveksleren, noe som gjorde at en fikk lavere logget CO₂-temperatur ut av gasskjøleren enn den faktiske. Temperaturføleren ble flyttet fra etter sugegassvarmeveksleren til etter gasskjøleren, og verdiene ble mer logiske med en gang dette ble gjort.

Figur 34 viser hvordan utgående CO₂-temperatur forholder seg til inngående vanntemperatur etter temperaturføleren ble riktig plassert (markert med rødt).



Figur 34 Systembilde av CO₂-varmepumpe med riktig følerplassering for blokk NV3

Utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren er en svært viktig parameter når varmepumpens ytelse og COP skal beregnes. Siden tallene fra måleloggen ikke er riktige må det gjøres en forutsetning på temperaturredifferansen mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur. Fra øyeblikksbildet i Figur 34 er denne differansen på 7,3 °C, men det viser seg at denne temperaturen varierer noe.

Ved å observere øyeblikksbildene etter riktig følerplassering ble utført, viser det seg at utgående CO₂-temperaturer 4-8 °C over inngående vanntemperatur på gasskjøleren. Mesteparten av tiden ligger temperaturdifferansen omkring 6 °C. Siden utgående CO₂-temperatur er feil i de loggede måledataene, ble det bestemt at temperaturdifferansen mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur skulle settes til 6 °C ved alle driftsforhold.

9.5 Utvelgelse av tidsrom

Som beskrevet i Kapittel 4 er varmekilden til varmepumpene avkastluft. Avkastluften veksler varme mot en sekundærkrets med sirkulerende frostvæske, som avgir varme over varmepumpenes fordampere. Den ene varmepumpen leverer romoppvarming ved hjelp av radiatorvarme og den andre varmepumpen leverer varmtvann til brukerne av bygget. Varmepumpen til romoppvarming har en effekt på 286 kW, mens varmepumpen til varmtvannsberedning har en effekt på 100 kW.

Varmtvannsbehovet forventes å være tilnærmet jevnt gjennom året, mens romoppvarmingsbehovet er utetemperaturavhengig, noe som gjør at pådraget på varmepumpen for radiatorkretsen regulerer seg med hensyn på romoppvarmingsbehovet i blokken. På sommertid er utetemperaturen så høy at det ikke er behov for radiatorvarmepumpen i det hele tatt.

Når radiatorvarmepumpen kobles ut vil temperaturen på den sirkulerende etylenglykolkretsen øke, siden det da ikke vil veksles varme over radiatorvarmepumpens fordampere. En høyere temperatur på varmekilden vil øke fordampertemperaturen for CO₂-varmepumpen, noe som igjen vil øke fordampetrykket i fordampere. Høyere fordampningstrykk medfører et lavere nødvendig trykkhøft over kompressoren for å oppnå et gasskjølertrykk på 100 bar, noe som vil senke nødvendig tilført kompressoreffekt. På grunn av lavere nødvendig tilført kompressoreffekt vil også trykkgasstemperaturen ut av kompressoren senkes. Et høyere fordampetrykk øker på sin side tettheten til CO₂-gassen ved kompressorinnløpet. Dette vil medføre en høyere massestrøm gjennom gasskjøleren, siden kompressoren går med et konstant slagvolum.

Det er derfor viktig å se på hvordan CO₂-varmepumpen fungerer på vinteren når radiatorvarmepumpen går for fullt, og på sommeren når den er helt avslått. Det er også interessant å se på hvordan varmepumpen fungerer om vår/høst, når romoppvarmingsbehovet varierer. Varmekildetemperaturen vil påvirke fordampetrykket, som har påvirkning på den videre prosessen i varmepumpen. Hvordan det gjennomsnittlige fordampetrykket under drift varierte gjennom 2013 vil presenteres i måledataanalysen.

Valgt periode for vinterdrift ble november 2013, mens valgt periode for sommerdrift ble satt til juli 2013. Det ble opprinnelig tenkt å se på hvordan varmepumpen oppførte seg på

høst/vår også, da det opprinnelig ble antatt at det i denne perioden skulle være en temperatur på varmekilden som lå imellom temperaturene for sommer- og vinterdrift. Ved evaluering av måledatasettet viste det seg imidlertid at det ikke fantes perioder med en slik mellomtemperatur, og derfor ble det valgt å legge fokus på disse to periodene da de er representative for arbeidsområdet til varmepumpen.

9.6 Måleusikkerhet

Alle eksperimenter som benytter måling av fysikalske data vil bli påvirket av instrumentunøyaktighet, tilfeldig variasjon av målekvantitet, samt tilnærmelser som blir gjort ved logging av disse dataene. Målefeil i individuelt målte verdier vil forplante seg videre i resultatene som beregnes med hensyn på disse verdiene.

Oppgitt måleusikkerhet for de aktuelle følerne på anlegget er oppgitt i Tabell 2. På grunn av feil på måledataanlegget ved Tveita ble det besluttet at det ikke var hensiktsmessig å gjøre usikkerhetsberegning på de loggede måledataene. Dette på grunn av at det må gjøres diverse antakelser på varmepumpen for å kunne beregne tilhørende ytelser. Det var nødt til å gjøres antakelser på grunn av blant annet feil følerplassering, fravær av volumstrømsmåler på varmepumpe, uoppdatert energimåler og generelt dårlig kvalitet på loggede måledata.

Når det må gjøres antakelser på såpass viktige parametre, vil det ikke hjelpe og utføre en usikkerhetsberegning, men heller virke misvisende. Dette fordi at om en usikkerhetsberegning blir utført, gir en uttrykk for at verdien ligger innenfor et visst område. En usikkerhetsberegning forteller at en beregnet verdi er $X \pm Y$, der X er en verdi med tilhørende usikkerhet Y . På grunn av dette er det ikke gjennomført usikkerhetsberegninger for måledatasettet.

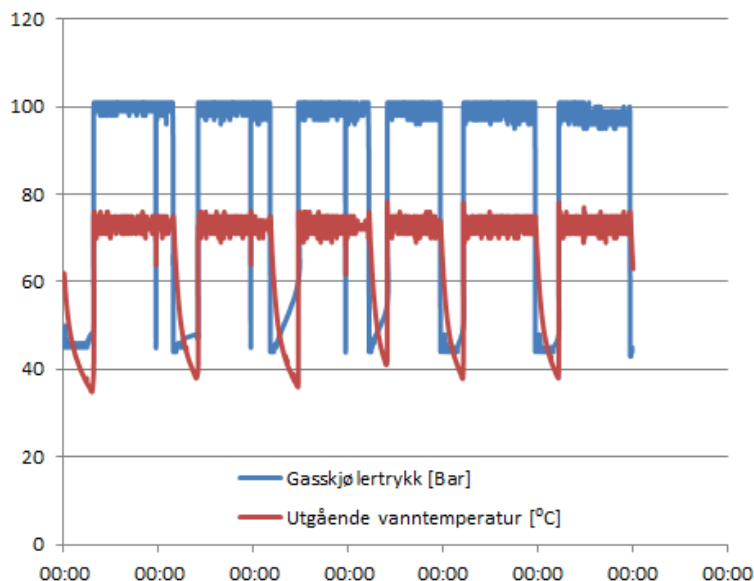
10 Måledataanalyse CO₂-varmepumpe

10.1 Driftscharakteristikk

Varmepumpens typiske driftscharakteristikk forteller oss om valgt gasskjøler-effekt er godt dimensjonert for blokkene ved Tveita borettslag. En godt dimensjonert tappevannsvarmepumpe vil gå jevnt gjennom døgnet med få start- og stoppsekvenser, samtidig som det beredes varmtvann med høy nok effekt for å sikre kontinuerlig varmtvannstilgang for brukerne av bygget. Det er viktig å ha færrest mulig start og stopp av varmepumpen for å få et stabilt system med riktige temperaturer ut av CO₂-varmepumpen, og for å redusere slitasjen på kompressoren. En god driftscharakteristikk for varmepumpen vil dermed øke varmepumpens levetid.

Valgt periode for å illustrere varmepumpens typiske driftssyklus er 01.11.13 klokken 00.00 til 06.11.13 klokken 23.59. Ved evaluering av måledataene ble denne perioden funnet som godt representativ for en normal driftsuke ved Tveita borettslag.

For å illustrere driftssyklusen til varmepumpen er det valgt å fremvise endringen av gasskjølertrykk og utgående vanntemperatur gjennom den valgte tidsperioden. Der gasskjølertrykket ligger på 100 bar er varmepumpen i drift. Driftscharakteristikken til varmepumpen er fremvist i Figur 35.



Figur 35 Driftscharakteristikk CO₂-varmepumpe

Figur 35 viser at varmepumpen er i drift til stort sett like tider hvert døgnet, med kun små variasjoner. Dette antas å være på grunn av at de loggede måledataene ikke er kontinuerlige, og bare fremviser typiske trender ved hjelp av langt færre målepunkter enn de oppgitte i måledatasettet. På grunn av at loggeren ser ut til å logge trender i stedet for reelle

momentane verdier, gås det ut ifra at anleggets typiske driftskarakteristikk er noenlunde nøyaktig, og vil bli benyttet ved videre beregning.

X-aksen viser klokkeslett, der origo er midnatt 01.11.13. Grafen viser at varmepumpen størsteparten av tiden er i drift, men at den er avslått perioder om natten grunnet lave varmtvannsbehov. Den gjennomsnittlige driftstiden for denne perioden ligger på 18 timer per døgn med få start- og stoppsekvenser av varmepumpen.

Figur 35 viser at de tre første dagene er det en kort periode der varmepumpen er avslått på kveldstid, før den på nytt skrur på og bereder varmtvann. Det er ikke ønskelig å ha slike korte start/stopp-sekvenser på varmepumpen, da det forårsaker større slitasje på kompressoren.

Grunnen til at det bare er de tre første dagene som har en ekstra stoppsekvens på kveldstid før midnatt er ulik fordeling av varmtvannsforbruk for de ulike dagene. De tre siste dagene forbrukes varmtvann mer jevnt utover kvelden, noe som gjør at inngående vanntemperatur på gasskjøleren ikke når settpunktverdien på 20 °C, som stopper varmepumpen.

Varmepumpen når settpunkt og stopper varmtvannsakkumulering totalt 9 ganger på 6 dager. Dette viser at valgt gasskjølerytelse på varmepumpen sikrer at varmepumpen har gode driftsforhold med lange uavbrutte driftsperioder. Det hadde vært bedre om de tre korte stoppsekvensene illustrert i Figur 35 hadde vært eliminert. Alternativer for å eliminere disse korte start/stopp-sekvensene er å øke akkumuleringsvolumet eller ved å øke settpunktstemperaturen inn på gasskjøleren.

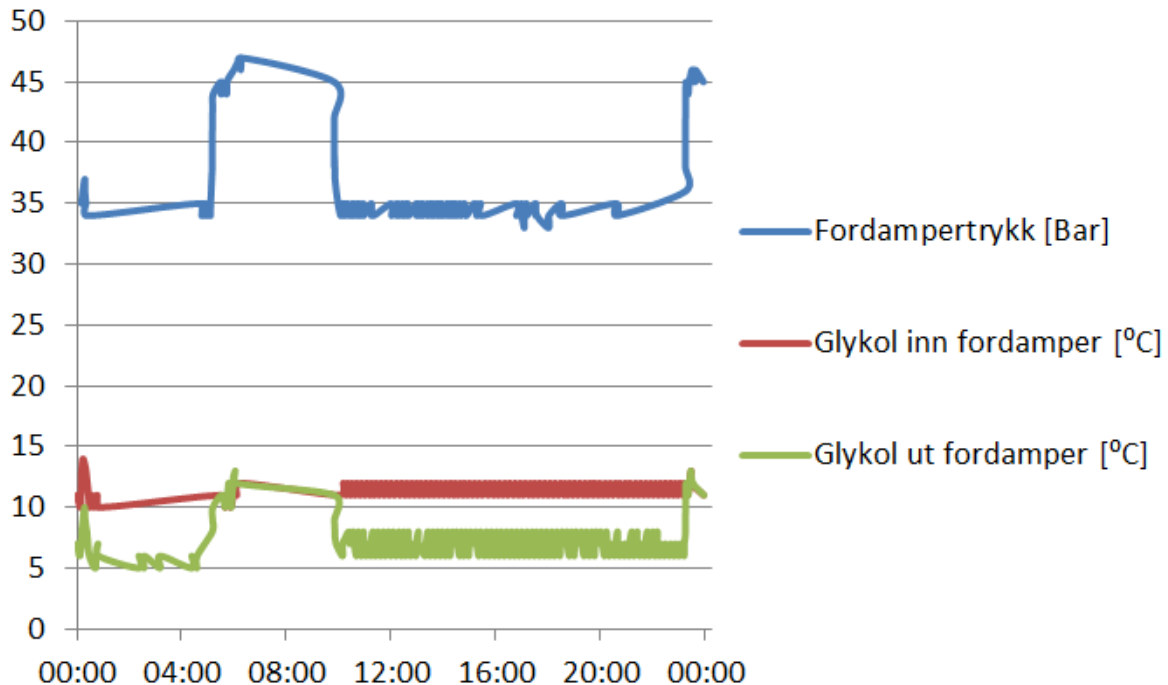
På grunn av temperaturfallet i tankene er det ikke sikkert at det i praksis vil hjelpe å øke akkumuleringsvolumet, mens ved å øke settpunktstemperaturen for inngående vanntemperatur kan de små start og stopp-sekvensene som inntreer noen dager elimineres. Et system med så mange brukere vil ha ulike daglige effekttopper, noe som gjør at 1,5 start/stopp-sekvenser per dag i gjennomsnitt regnes som god.

10.2 Fordamper

10.2.1 Generelt

Fordamperen opptar varme ved hjelp av varmeveksling mot en sirkulerende etylenglykolkrets, som fungerer som fordamperens varmekilde. Siden etylenglykolkretsen som tidligere nevnt vil ha ulik temperatur som følge av radiatorvarmepumpen, er det interessant å se på hvordan ytelsen til fordamperen endrer seg med hensyn på temperaturen på varmekilden. Det vil også bli sett på utgående temperatur fra fordamperen for å forsikre om at det ikke er noen unødvendig overhetning av arbeidsmediet i fordamperen.

Analyse av måledatasettet viser at turtemperaturen på etylenglykolen for hver av de valgte periodene er tilnærmet konstant. Dette på grunn av at hver av disse periodene har relativt konstant oppvarmingsbehov og tappevannsbehov. Et eksempel på hvordan trykkforløpet i fordamperen endrer seg gjennom døgnet er illustrert i Figur 36.



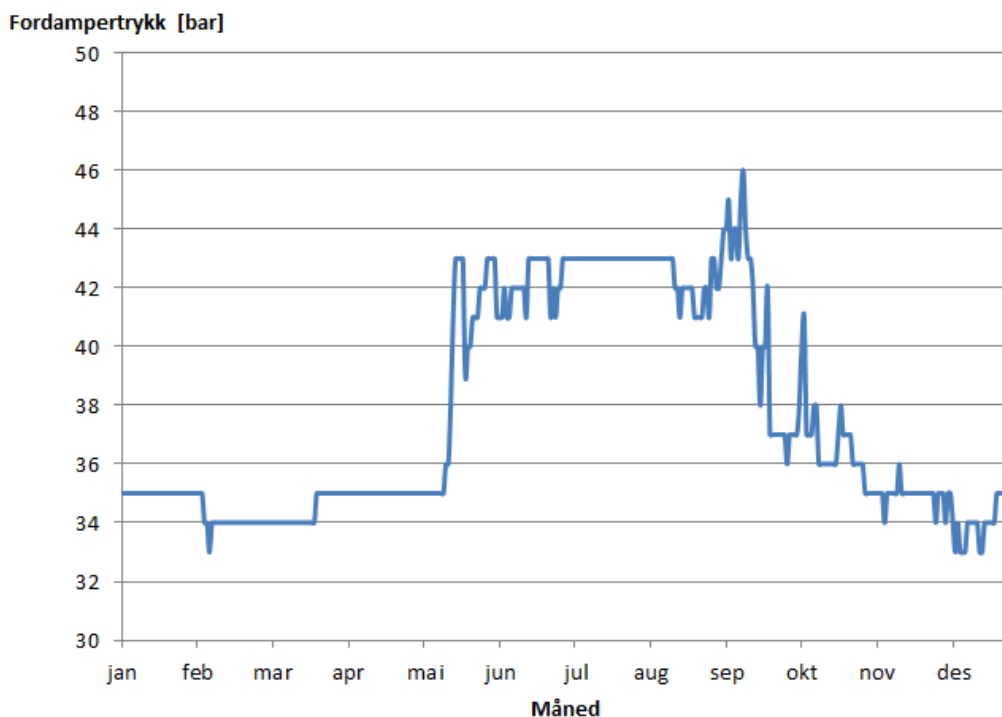
Figur 36 Fordampertrykk som følge av varmekildetemperatur

Valgt periode for å illustrere trykkendringen som foregår i fordamperen er 04.11.14 fra 00.00 til 23.59. Når varmepumpen er i stabil drift er temperatursenkningen for etylenglykolen over fordamperen 5 °C. Når varmepumpen ikke er i drift er det ingen strømning av CO₂ gjennom fordamperen, noe som vil medføre at temperaturen på arbeidsmediet stiger.

Fordampertrykket stiger fra 35 til 47 bar når varmepumpen er av. Når fordamperen oppnår et trykk på 47 bar har CO₂ en metningstemperatur på 11,75 °C, noe som medfører at det ikke lenger vil avgis varme fra etylenglykolen og utgående temperatur fra fordamperen blir den samme som inngående temperatur på fordamperen. Når varmepumpen skrus på vil fordampertrykket gå raskt tilbake til driftstrykket på 35 bar.

10.2.2 Sesongvariasjoner

Figur 37 viser hvordan det gjennomsnittlige fordampertrykket ved drift endrer seg gjennom 2013. Fordampertrykket vil påvirke den videre prosessen i varmepumpen, og er viktig med tanke på hvilken varmeavgivelse som er oppnåelig over gasskjøleren. Derfor vil denne figuren brukes i kombinasjon med inngående vanntemperaturer og driftstid for å beregne total anleggsytelse for varmtvannsberedning i løpet av et år.



Figur 37 Gjennomsnittlig fordampetrykk ved drift. 2013

Figur 37 viser at fordampetrykket er stabilt fra januar til mai. Dette antas å være på grunn av romoppvarmingsbehovet er stabilt, noe som fører til at temperaturen på varmekilden er stabil. Fra mai til juli vil det gjennomsnittlige fordampetrykket variere noe på grunn av inn- og ut-kobling av radiatorvarmepumpen, men variasjonene i trykket er maksimalt på 4 bar. Det er større variasjoner på fordampetrykket i overgangen mellom høst og vinter, men med unntak av noen få målepunkter er overgangen relativt jevn fra 43 til 35 bar.

Fordampetrykket stiller seg inn ut fra temperaturen på varmekilden og innløpstilstanden til arbeidsmediet på fordampere. En oversikt over hvordan fordampere fungerer i de utvalgte tidsrommene er illustrert i Tabell 3. Tallene er basert på måledata, mens fordampertemperaturen som er avhengig av fordampetrykket beregnes ved hjelp av RnLib.

Tabell 3 Fordamperkarakteristikk ved ulike driftsbetingelser

Måleparameter	Juli	November
Inngående glykoltemp [°C]	22	12
Utgående glykoltemp [°C]	17	7
Fordampetrykk [Bar]	43	35
Fordampertemperatur [°C]	8,1	0,2
Utgående CO ₂ -temp fordamper [°C]	9,5	1,5

Tabell 3 viser at fordampetrykket øker når temperaturen på varmekilden øker. Allikevel er ikke forskjellen mellom utgående temperatur på varmekilden og fordampertemperaturen lik for disse to situasjonene. For juli er temperaturforskjellen mellom fordampertemperaturen og utgående glykoltemperatur 8,9 °C, mens temperaturdifferansen er 6,8 °C i juli. Det er ønskelig å ha lavest mulig temperaturdifferanse mellom utgående glykoltemperatur og fordampningstemperatur, siden en høyere fordampningstemperatur vil medføre et høyere fordampetrykk.

Utgående temperatur fra fordamperen ble målt til kun 1,3-1,4 °C høyere enn fordampertemperaturen. En overhetning på 1-3 °C i fordamperen regnes som lav, og medfører at nesten all varmen som avgis fra varmekilden benyttes til å fordampe arbeidsmediet. Dette kommer av at det benyttes fylt fordamper med riktig fyllingsmengde, samtidig som det går riktige væskemengder av etylenglykol over fordamperen.

10.3 Sugegassvarmeveksler

Effektiviteten til en sugegassvarmeveksler bestemmes av hvor mye av avgitt varme fra høytrykkssiden som faktisk blir overført til arbeidsmediet på lavtrykkssiden. Dette måles i forhold til temperatur inn og ut på henholdsvis høy- og lavtrykkssiden, hvor det kan beregnes en LMTD.

I en ideell sugegassvarmeveksler vil den totale entalpidifferansen over varmeveksleren på høytrykkssiden bli overført til lavtrykkssiden, men i realiteten vil det også være et varmetap til omgivelsene. Dette kan reduseres betraktelig ved hjelp av å isolere varmeveksleren godt, noe det også er gjort ved Tveita borettslag. Bilde av den installerte sugegassvarmeveksleren for CO₂-varmepumpen ved Tveita borettslag er vist i Figur 38.



Figur 38 Isolering av sugegassvarmeveksler

Figur 38 viser at alle rørene på inn- og utløp, samt selve veksleren er godt isolert. Dette gjør at varmetapet i sugegassvarmeveksleren forventes å være lavt. Som nevnt tidligere i oppgaven var føleren for utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren plassert etter sugegassvarmeveksleren før det ble utbedret under anleggsbesøket i forbindelse med masteroppgaven. Dette kombinert med at temperaturføleren etter sugegassvarmeveksleren plasseres etter væskeutskilleren gjør at virkningsgraden ikke kan vurderes ved hjelp av måledataene.

10.4 Kompressor

10.4.1 Isentropisk virkningsgrad

Effektiviteten til en kompressor er bestemt av kompressorens volumetriske og isentropiske virkningsgrad. På grunn av at det er gjort en forutsetning på volumetrisk virkningsgrad er det kun isentropisk virkningsgrad som er vurdert.

Ved isentropisk kompresjon holdes entalpidifferansen over kompressoren på et minimum ved et gitt trykkløft over selve kompressoren. Med dette menes at entropien til arbeidsmediet er konstant, og at det dermed ikke tilføres noen ekstra energi enn akkurat den mengden som trengs for å komprimere arbeidsmediet til det ønskede trykket.

I en reell kompressor vil blant annet friksjon mellom gasmolekyler og kompressordeler føre til at noe av den tilførte energien for å komprimere gassen går over til varme. Dermed vil nødvendig tilført effekt til kompressoren være større enn ved ideell isentropisk kompresjon.

Kompressorens isentropiske virkningsgrad beregnes av Formel 11. W_{is} er nødvendig tilført kompressoreffekt ved isentropisk kompresjon, mens W er nødvendig tilført kompressoreffekt for reell prosess.

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Formel 11 Isentropisk virkningsgrad

For å beregne kompressorens isentropiske virkningsgrad ble verdier fra begge de utvalgte måleperiodene benyttet for å forsikre om at utregnet virkningsgrad er korrekt. Nødvendige parametere for å beregne isentropisk virkningsgrad, samt beregnet isentropisk virkningsgrad på kompressoren er vist i Tabell 4. Entalpiverdien ved isentropisk kompresjon er beregnet ved hjelp av RnLib.

Tabell 4 Beregning isentropisk virkningsgrad

Parameter	Juli	November
$T_{inn, kompr}$ [°C]	20	14
$P_{inn, kompr}$ [bar]	43	35
$T_{ut, kompr}$ [°C]	95	107,6
$P_{ut, kompr}$ [bar]	100	100
Trykkklasse, π	2,32	2,85
h_1 [kJ/kg]	447,1	453,4
h_{2is} [kJ/kg]	484,3	502,9
h_2 [kJ/kg]	498,3	515,6
\dot{m} [kg/s]	0,398	0,309
W_{is} [kW]	14,8	15,3
W [kW]	19,8	19,2
η_{is}	0,749	0,795

Isentropisk virkningsgrad på kompressoren øker faktisk ved et høyere trykkløft over kompressoren. Før beregningen ble gjort ble det forventet at det isentropiske virkningsgraden ville avta ved synkende fordampetrykk. Dette på grunn av at et høyere trykkløft krever et større kompressorarbeid, noe som igjen vil medføre større tap i kompressoren. En mulig feilkilde til hvorfor isentropisk virkningsgrad ser ut til å avta med økende fordampetrykk er antagelsen om konstant volumetrisk virkningsgrad for hele arbeidsområdet.

Ved økende trykkforhold over kompressoren vil den volumetriske virkningsgraden avta. For massestrømsberegningen er det benyttet en volumetrisk virkningsgrad på 0,9 for hele arbeidsområdet. Tabell 4 viser at massestrømmen gjennom varmepumpen ved sommerdrift er omtrent 0,089 kg/s høyere enn ved vinterdrift. Dette tilsvarer en økning på cirka 28 %, noe som er betydelig. Høyere massestrøm medfører flere gassmolekyler i kompressoren,

noe som fører til mere friksjon, som omdannes til varme. Dette kan også være en mulig årsak til at isentropisk virkningsgrad er lavere ved sommerdrift. Måleusikkerhet kan også være årsaken til at denne verdien avviker i forhold til det som var forventet.

Selv om den isentropiske virkningsgraden øker noe med et lavere fordampetrykk, viser Tabell 4 at endringen i isentropisk virkningsgrad ved de to normale driftssituasjonene er 0,046, noe som er en svært liten endring.

Endringen av kompressorens isentropiske virkningsgrad medfører at arbeidet W som må tilføres kompressoren øker i forhold til arbeidet W_{is} en ideell kompressor ville gjort for å utføre det samme trykkløftet. Ved sommerdrift er differansen mellom ideell og reell kompresjon på omkring 5 kW, mens ved vinterdrift ligger differansen omkring 4,9 kW. Dette er en svært liten endring.

Målt levert effekt benyttes til å verifisere beregnede verdier, og det viser seg at ved sommerdrift er målt levert effekt til varmepumpen under drift 21 kW. Dette på grunn av at energimåleren måler total levert effekt til alle tilhørende komponenter på varmepumpen, mens beregningen i Tabell 4 kun tar hensyn til kompressoren. Ved videre beregning av COP vil det derfor legges til en tilleggseffekt på 1,2 kW.

10.4.2 Vurdering av antagelse om konstant volumetrisk virkningsgrad

Tabell 4 viser at trykklassen på kompressoren er 2,32 ved sommerdrift og 2,85 ved vinterdrift. Dette er en endring på omtrent 0,5. Ser av Figur 24 at en endring i trykkklasse på 0,5 vil endre den volumetriske virkningsgraden for kompressoren på 0,05. Det vil si at i følge Figur 24 er den volumetriske virkningsgraden til kompressoren er 5 % lavere ved vinterdrift i forhold til sommerdrift, grunnet høyere trykkløft over kompressoren.

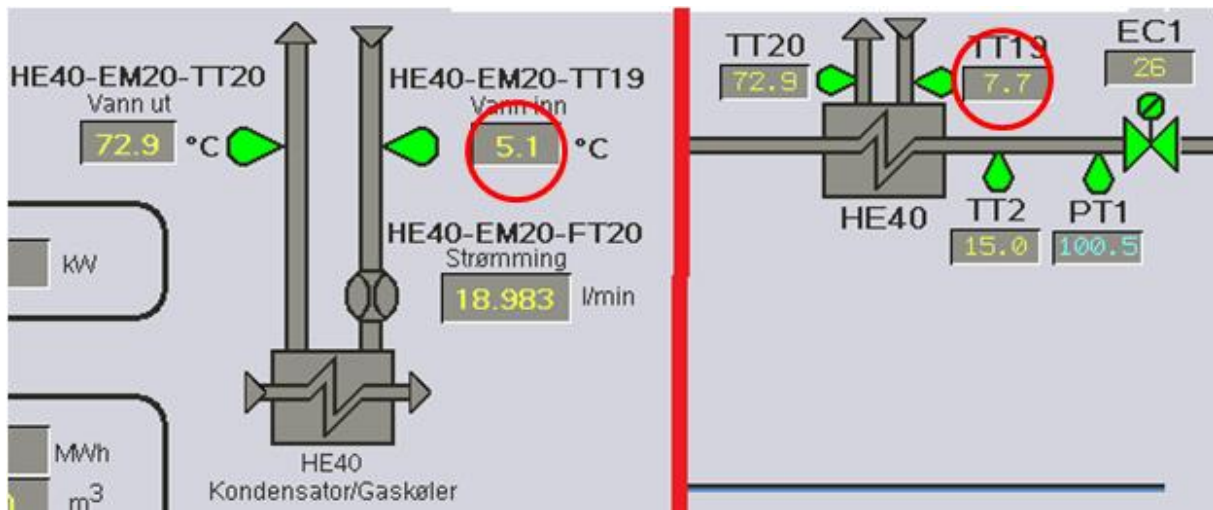
Grafen ble utarbeidet i 2006, og derfor er det mulig at den firesylindrede stempelkompressoren fra Bock er mer effektiv enn den det er gjort beregninger på i Figur 24. En endring på 5 % av nyttiggjort volum er lavt, og det er usikkert om denne endringen er representativ for den benyttede kompressoren i anlegget. Antagelsen om konstant volumetrisk virkningsgrad vil derfor bli beholdt ved videre ytelsesberegninger.

10.5 Gasskjøler

10.5.1 Kontrollberegning systembilde

Prosjektet gasskjølereffekt er 100 kW på gasskjølarsiden for varmepumpene, mens den målte gasskjølereffekten fra Figur 31 ligger på omtrent 84 kW. Gasskjølereffekten måles på vannsiden ved hjelp av en volumstømsmåler, samt temperaturfølere plassert før og etter gasskjøleren. Årsaken til at den målte ytelsen er lavere kan for eksempel være på grunn av feil på måleutstyr, varmetap i gasskjøleren, lavt fordampetrykk eller at kompressoren ikke sirkulerer en stor nok mengde CO_2 for å opprettholde en gasskjølerytelse på 100 kW.

For å gjøre en evaluering på gasskjøleren var det opprinnelig tenkt å gjøre en ytelsesberegning på gasskjølersiden ved hjelp av øyeblikksbildene på varmepumpene. Grunnen til at det er umulig å gjøre en slik ytelsesberegning er vist i Figur 39.



Figur 39 Øyeblikksbilde av gasskjøler for blokk NV5

Figur 39 viser to øyeblikksbilder hentet fra varmepumpens SD-anlegg, der bildene er avgrenset med rødt. Bildet til venstre er et utdrag fra energimåler-systemet som beregner gasskjølereffekten med hensyn på sirkulert vannmengde, mens bildet til høyre er oversiktsbildet som hører til varmepumpen.

Det viser seg at målt temperatur og mengde på vannsiden av gasskjøleren ikke lenger oppdateres for energimåleren, noe en kan se av Figur 39. Ser at Inngående vanntemperatur (markert med rødt) ikke samsvarer for de ulike systembildene, som er hentet ut samtidig. Utgående temperatur er i dette tilfelle likt, men det er kun på grunn av at varmepumpesystemet er godt innregulert, og dermed er varmtvannstemperaturen svært nær settpunkt for begge driftssituasjonene.

Effektmålingene fra alle tre varmepumpene har sluttet å oppdatere seg. Siden det ikke er mulig å vite når disse effektmålingene ble gjort, vet man ikke hvilken driftssituasjon varmepumpen hadde ved siste målepunkt. Med dette menes inn- og utgående CO₂-temperatur på gasskjøleren, samt trykk og temperatur på lavtrykkssiden ved kompressorinnløpet, som bestemmer massestrømmen gjennom varmepumpen. Dette kombinert med fraværet av mengdemåler for arbeidsmediet, gjør at en nøyaktig vurdering på hvorfor gasskjølereffekten er lavere enn prosjektert er vanskelig å utføre nøyaktig.

Det kan allikevel gjøres en ytelsesberegning for gasskjøleren på CO₂-siden ved hjelp av en tilnærmet volumetrisk virkningsgrad for kompressoren på 0,9. For dette benyttes representative måledata fra de utvalgte måleperiodene i kombinasjon med RnLib for å få ut

termofysiske egenskaper til arbeidsmediet ved gitte driftssituasjoner. Det tas utgangspunkt i en inngående vanntemperatur på gasskjøleren på 8,4 °C, samt en ΔT mellom inngående vann og utgående CO₂ på 6°C. Valgt inngående vanntemperatur på 8,4 °C benyttes for å sammenligne med målt ytelse på gasskjøleren i Figur 31, for å se om verdiene samsvarer noenlunde. Beregnet gasskjølerytelse (Q_{GK}) for sommer- og vinterdrift er vist i Tabell 5.

Tabell 5 Beregning av gasskjølerytelse med gitte forutsetninger

Parameter	Juli	November
Slagvolum [m ³ /h]	13,05	13,05
P_{LT} [Bar]	43	35
P_{HT} [Bar]	100	100
$T_{inn, kompr}$ [°C]	20	14
$V_{inn, kompr}$ [m ³ /kg]	0,0090978	0,01177643
\dot{m}_{CO_2} [kg/s]	0,39844	0,30782
$T_{inn, GK}$ [°C]	95,0	107,6
$T_{ut, GK}$ [°C]	14,4	14,4
$h_{inn, GK}$ [kJ/kg]	496,7	515,6
$h_{ut, GK}$ [kJ/kg]	229,1	229,1
Q_{GK} [kW]	106,6	88,2

Tabell 5 viser hvordan ytelsen på gasskjøleren avhenger av hendelsesforløpet på lavtrykkssiden av fordampere. Ved høyere fordampetrykk (P_{LT}) vil spesifikt volum være lavere, noe som vil medføre en høyere massestrøm av CO₂ gjennom systemet ved et konstant slagvolum på kompressoren. Dette gjør at selv om entalpidifferansen over gasskjøleren er lavere for juli enn november, vil gasskjølerytelsen være høyere på grunn av større sirkulert mengde.

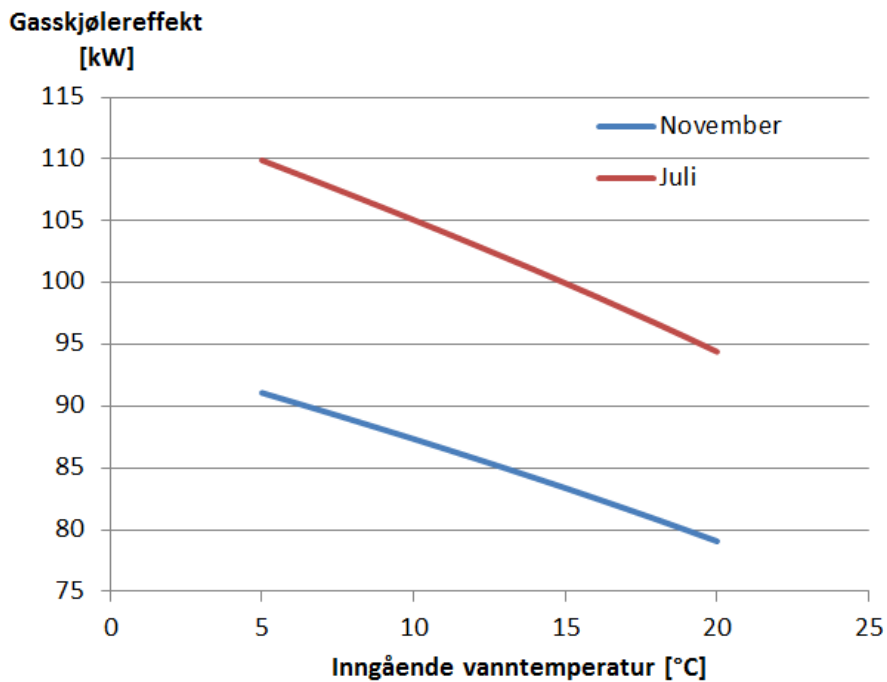
Målt gasskjølerytelse i Figur 31 er på 84 kW. Tabell 5 viser at dette stemmer rimelig godt med beregnet gasskjølerytelse for november. Grunnen til at effekten på gasskjøleren er lavere enn prosjektert antas derfor å være på grunn av temperaturen på varmekilden, som bestemmer trykket i fordampere. Ved å øke temperaturen på varmekilden, vil effekten på gasskjøleren øke, mens kompressorarbeidet senkes, noe som fører til en bedre COP.

Det tas forbehold om at temperaturdifferansen mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur kan variere ved ulike driftsforhold, noe som vil påvirke gasskjølerytelsen. Dersom temperaturdifferansen mellom disse øker, vil entalpidifferansen over gasskjøleren bli mindre, noe som vil senke varmeavgivelsen i gasskjøleren. Det er ikke mulig å vurdere dette ut ifra loggedata, siden temperaturfølerne var feilplassert under

loggeperioden, men ut ifra øyeblikksbildene ser det ut til at dette ikke er tilfelle, og at temperaturredifferansen mellom inngående vann og utgående CO₂ ligger jevnt omkring 6 °C.

10.5.2 Gasskjølerytelse

Figur 40 viser hvordan gasskjølereffekten varierer med hensyn på inngående vanntemperatur.



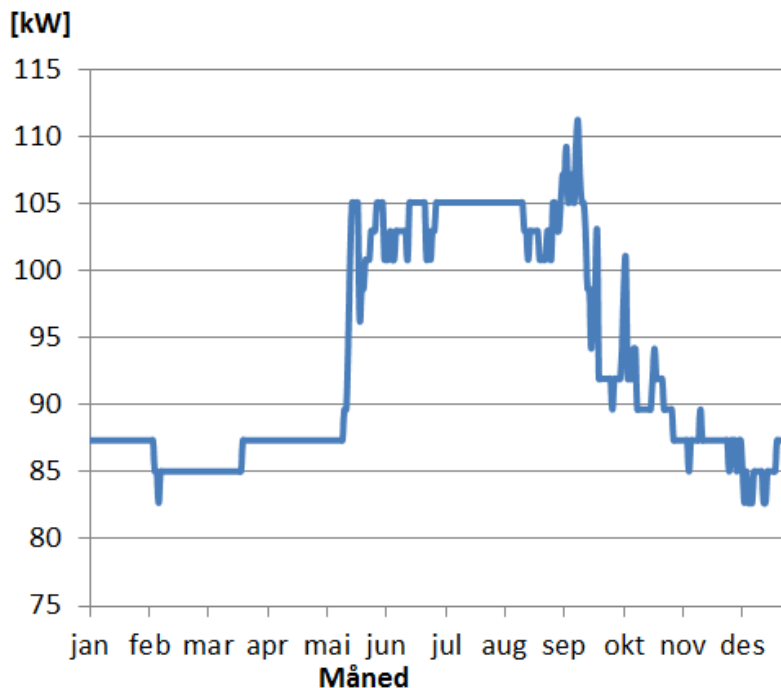
Figur 40 Gasskjølerytelse ved varierende inngående vanntemperatur

Oppgitt gasskjølerytelse på anlegget er 100 kW. Ser av Figur 40 at en slik effekt ikke oppnås andre tider enn ved sommerdrift, der det gjennomsnittlige fordampetrykket ligger omkring 43 bar. På vinterstid er anleggsytelsen 91 kW ved en inngående vanntemperatur på 5 °C, mens gasskjøleren yter 79 kW når varmepumpen når settpunktstemperatur og stopper. Ved sommerdrift vil gasskjølerytelsen variere mellom omtrent 110 kW og 95 kW med varierende inngående vanntemperatur.

10.5.3 Årsberegning

Som tidligere nevnt vil den inngående vanntemperaturen på gasskjøleren bestemme varmeavgivelsen i gasskjøleren. Etter evaluering av måledata ble det besluttet å benytte en gjennomsnittlig inngående vanntemperatur på 9 °C. Beregningen er utført daglig for 2013 med hensyn på det gjennomsnittlige fordampetrykket hentet ut fra Figur 37. Hvordan gjennomsnittlig gasskjølerytelse endrer seg gjennom året er vist i Figur 41.

Gasskjølereffekt



Figur 41 Gasskjølereffekt 2013

Figur 41 viser veldig godt hvordan varierende driftsforhold med tilhørende endring i fordampetrykk påvirker gasskjølereffekten. Dette fordi varmepumpen ikke har installert trykkoptimaliseringssystem på høytrykkssiden. Dersom trykkoptimalisering hadde vært utført, forventes det at systemet kunne oppnådd høyere COP og jevnere effektfordeling gjennom året.

I perioder med jevne driftsforhold på varmekilden er gasskjølereffekten tilnærmet konstant, mens perioder hvor radiatorvarmepumpen kobles inn og ut av drift, vil ytelsen på gasskjøleren variere mer. Dette er i periodene mai-juli og aug-oktober. Grafen viser også at gasskjøleren kun leverer nominell prosjektert effekt på 100 kW omtrent 4 måneder i løpet av et år.

10.6 COP

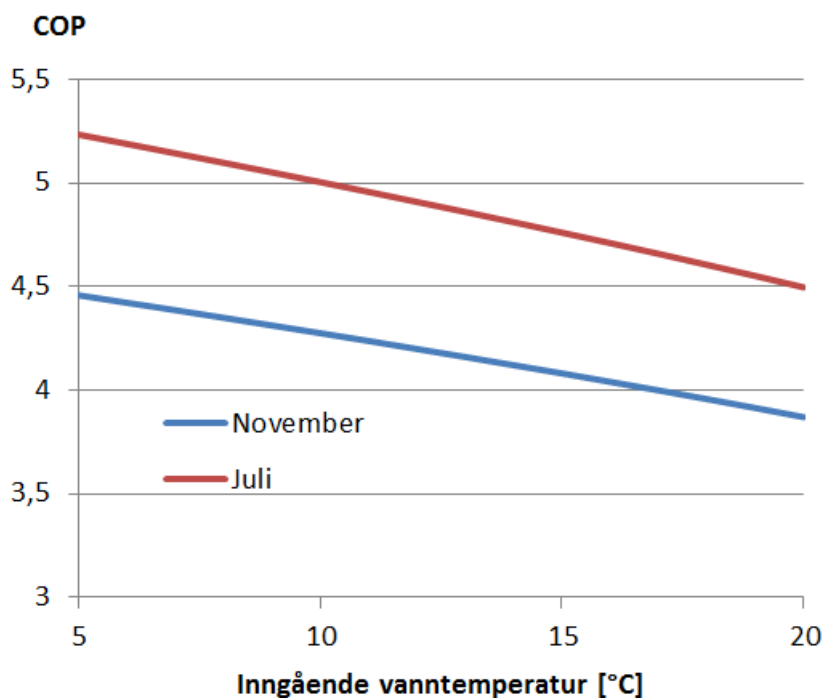
På grunn av at det ikke er påkoblet effektmålere på pumper og lignende vil det kun ses på hvordan varmepumpens COP endres med ulike driftsforhold. Anleggets COP forteller oss om hvor effektivt varmepumpen bereder varmtvann i forhold til direktevirkende elektrisitet. En COP på for eksempel 4 betyr at varmepumpen trenger 4 ganger mindre energi for å berede varmtvann i forhold til for eksempel el-kolber. Dette tilsvarer altså en energibesparelse på 75 %. Varmepumpens COP beregnes med hensyn på entalpidifferansen over gasskjøleren dividert med entalpidifferansen over kompressoren.

Formel 12 viser hvordan varmepumpens COP beregnes. Verdien Δh_{GK} er entalpidifferansen over gasskjøleren, mens Δh_{komp} er entalpidifferansen over kompressoren.

$$COP = \frac{h_{GK,inn} - h_{GK,ut}}{h_{komp,ut} - h_{komp,inn}}$$

Formel 12 Beregning av COP

Ved stabile temperaturer på varmekilden, vil nødvendig kompressorarbeid være tilnærmet konstant på grunn at trykkløftet over kompressoren er likt ettersom fordampetrykket og gasskjølertrykket vil være konstant. Figur 42 viser hvordan varmepumpens COP endrer seg når inngående vanntemperatur på gasskjøleren varierer.



Figur 42 COP som følge av inngående vanntemperatur i gasskjøler

Figur 42 viser hvordan varmepumpens COP varierer med hensyn på inngående vanntemperatur ved de to mest normale driftssituasjonene. Ved sommerdrift øker gasskjølereffekten, noe som igjen øker COP på varmepumpen. Ved vinterdrift varierer COP mellom 3,9-4,5, mens ved sommerdrift varierer COP mellom 4,5-5,2. COP er beregnet med hensyn på en korrigering av levert elektrisk effekt til varmepumpen på +1,2kW. Dette på grunn av avviket på målt levert elektrisk effekt i forhold til beregnet levert effekt som ble funnet i Kapittel 10.4.1. COP uten korrigering for tilført elektrisitet er vist i Vedlegg B.

10.7 SPF

Varmepumpens varmefaktor kalles SPF, og forteller om hvor effektiv varmtvannsberedningen er gjennom en gitt tidsperiode. Beregning av anleggets SPF-faktor er gjort for hele 2013. Nødvendig kompressorarbeid er beregnet ut fra fordampetrykket fra Figur 37 med tilhørende inn- og utgående temperaturer for kompressoren, mens gasskjølerytelsen hentes ut fra datasettet som hører til Figur 41.

Beregnet SPF ble funnet til å være omtrent 4,5. Dette betyr at benyttelse av CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning vil gi en energibesparelse på 78 % i forhold til et beredersystem bestående av elektriske kolber. En SPF-faktor på 4,5 er svært god, og understreker hvor godt egnet en CO₂-varmepumpe er til tappevannsberedning.

10.8 Estimat energibesparelse

For å gjøre et estimat av energibesparelsen vil det gjøres tre ulike beregninger på varmtvannsforbruk for deretter å vurdere hvilket estimert årlig energibehov som anses for å være mest nøyaktig. NS3031 oppgir et normtall for energiforbruk på 29,8 kWh/m²år for boligblokker. Varmepumpens typiske driftstrend med en gasskjølerytelse på ca 90 kW vil være den andre verdien som estimeres. I tillegg benyttes Formel 13 for å ha enda en beregnet verdi for det totale varmtvannsbehovet. Variabelen *p* er antall personer per leilighet, og settes til 2,5.

$$E = 4300 + 700(p - 3)[kWh/leil * år]$$

Formel 13 Estimat av energiforbruk for varmtvannsberedning (ENØK i bygninger: effektiv energibruk, 2007)

Beregningen er gjort med hensyn på en enkelt blokk ved Tveita borettslag, og resultatene er gitt i Tabell 6.

Tabell 6 Estimat av energibehov til varmtvannsberegning

Parameter	NS3031	Driftskarakteristikk	Formel 13
Årlig energibehov	486 733 kWh	591 300 kWh	1 078 350 kWh
Daglig energibehov	1 333 kWh	1 620 kWh	2 954 kWh
GK-ytelse 24t drift/døgn	55,6 kW	67,5 kW	123 kW
GK-ytelse 18t drift/døgn	74,1 kW	90 kW	164 kW

Dersom varmtvannsbehovet ved Tveita borettslag hadde vært i størrelsesordenen som er beregnet med hensyn på Formel 13, ville anlegget ha vært underdimensjonert, siden gasskjøleren er prosjektert med en ytelse på 100 kW. Dersom gasskjøleren hadde vært i kontinuerlig drift gjennom døgnnet, måtte gasskjøleren hatt en effekt på 123 kW dersom energibehovet fra Formel 13 hadde vært reellt. Dette betyr at energibehovet beregnet med

hensyn på Formel 13 er høyere enn det faktiske, siden varmepumpene klarer å levere nok varmtvann gjennom døgnet uten behov for spisslast.

Ser at estimert årlig energibehov ved hjelp av normtallet gitt av NS3031 tilsvarer mindre enn halvparten av energibehovet beregnet med hensyn på Formel 13. Energiforbruket beregnet med hensyn på typisk driftscharakteristikk ligger imellom disse verdiene. Det ble besluttet å benytte driftscharakteristikken til å gjøre estimatet av energiberegningen, da denne ble besluttet til å være mest nøyaktig.

Resultatene fra beregning av total energibesparelse er gitt i Tabell 7, og er gjort med hensyn på hele Tveita borettslag. Den estimerte økonomiske besparelsen er gjort med hensyn på en strømpris på 67 øre/kWh, da denne ble benyttet for 2013 når Tveita borettslag presenterte tallene sine da de mottok varmepumpeprisen (Tekniske nyheter DA, 2013).

Tabell 7 Estimert energibesparelse

Parameter	Resultat
Årlig energibehov VVB per blokk	591 300 kWh
Totalt årlig energibehov VVB	1 773 900 kWh
Total tilført el. Varmepumper	393 325 kWh
Energiforbruk	1 380 574 kWh
Økonomisk besparelse	924 985 kr

Bruk av CO₂-varmepumpe i borettslaget i stedet for direktevirkende elektrisitet medfører en energibesparelse på omtrent 1,4 GWh, noe som resulterer i en økonomisk besparelse på 924985 kr per år. Benyttelse av CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning vil senke nødvendig levert energi til borettslaget, samtidig som det medfører en betydelig økonomisk besparelse.

11 Diskusjon

I dette kapitlet blir måleprosjektet diskutert. Det er gjort diverse forutsetninger for å kunne foreta en måledataanalyse av anlegget grunnet diverse mangler, og disse forutsetningene er samlet i dette kapitlet. I kapitlet angående forutsetninger er det også diskutert hvilke forbedringer som kan gjøres på anlegget for å få mer nøyaktige og bedre data ut av en måledataanalyse. Deretter vil troverdigheten til den utførte måledataanalysen diskuteres.

11.1 Nødvendige forutsetninger ved måledataanalyse og forslag til forbedringer

11.1.1 Termisk energimåler

Den termiske energimåleren måler volumstrømmen på vannsiden, og beregner gasskjølereffekten ved hjelp av denne og temperaturdifferansen på vannet over gasskjøleren.

Energimåleren på gasskjølersiden har låst seg på en verdi, noe som tyder på at Web-serveren har mistet kontakten med føleren, eller at følerne trenger recalibrering. Dette gjelder for samtlige tre varmepumper, noe som gjør det mest sannsynlig å tro at det er en feil i overvåkningsprogrammet til varmepumpene. Dette bør forbedres så fort som mulig.

Dersom den termiske energimåleren hadde vært operativ under måledataanalysen, kunne massestrømmen til CO₂ ved ulike driftsforhold blitt beregnet nøyaktig. Målt gasskjølerytelse bør derfor også logges, noe den ikke gjør per dags dato.

11.1.2 Loggertype

Det har ikke vært mulig å finne ut hvilken type logger som ble brukt for å logge måledataene fra CO₂-varmepumpen på Tveita. Det viser seg at loggeren som benyttes logger driftstrender, og at dermed de loggede måledataene for ulike tidspunkt ikke nødvendigvis er reelle. Dette ble oppdaget da det ble forsøkt å finne en gjennomsnittlig driftstid for å estimere energiforbruket for blokkene. Begge de tilgjengelige blokkene hadde ifølge loggen en stopp 23.14 hver dag, med oppstart 5 minutter senere klokken 23.19.

På grunn av dette anbefales det å bytte logger til en logger som måler sanntidsverdier, og ikke bare ser et mønster for så å logge dette som reelle verdier over lengre perioder. Selv om driftsprosessen ikke var mulig å estimere nøyaktig, ble det antatt at trendene kunne benyttes til å beregne ulike anleggsytelser.

Dette gjorde at en estimering av gjennomsnittlig driftstid ved ulike driftsforhold ikke kunne utføres. Siden energimåleren i tillegg hadde låst seg, ble det ikke funnet en bedre måte å estimere energiforbruket til varmtvannsberedning for blokkene ved Tveita borettslag enn slik det ble utført i Kapittel 10.8.

11.1.3 Sugegassvarmeveksler

Det var opprinnelig tenkt å kunne utføre en effektivitetsberegning av sugegassvarmeveksleren. For å kunne gjøre en slik beregning bør det være temperaturfølere før og etter sugegassvarmeveksleren både på høy- og lavtrykkssiden. Da dette ikke var tilfelle kunne det dessverre ikke foretas en effektivitetsberegning.

Et forslag til utbedring er å plassere en temperaturføler etter sugegassvarmeveksleren på høytrykkssiden. Per dags dato er det kun plassert følere før og etter varmeveksleren på lavtrykkssiden, noe som gjør at en evaluering av effektiviteten på sugegassvarmeveksleren ville blitt unøyaktig.

11.1.4 Mengdeberegning

Varmepumpen har ikke noen mengdemåler, slik at det var umulig å vite massestrømmen som gikk gjennom varmpumpen til enhver tid. Dette medførte at kompressorens oppgitte slagvolum ved 50 Hz på 14,5 m³/h kombinert med en tilnærmet konstant volumetrisk virkningsgrad på 0,9 ble benyttet sammen med spesifikt gassvolum for å estimere massestrøm ved ulike driftsforhold.

For å få flere referansepunkter bør det derfor installeres en mengdemåler på varmpumpene, slik at estimatene kan verifiseres mot målte verdier med tilhørende usikkerhet.

11.1.5 Kompressoreffekt

Ved beregning av kompressoreffekt ble det funnet et avvik på 1,2 kW mellom målt tilført effekt til varmpumpen og beregnet tilført effekt til kompressoren ved tilsvarende driftsforhold. Siden målt verdi gir total levert energi til varmpumpen, ble denne regnet som mer nøyaktig ved utregning av COP. Det ble derfor besluttet å korrigere med en tilleggseffekt på 1,2 kW ved beregning av COP i måldataanalysen. Beregnede verdier av COP og SPF uten korreksjon kan ses i Vedlegg B.

11.1.6 Gasskjøler

Før anleggsbesøket var temperaturføleren på gasskjøleren for varmpumpene plassert etter sugegassvarmeveksleren. Dette ble endret for to av blokkene under anleggsbesøket. Dette gjorde at de loggede måldataene ikke viste riktige verdier for utgående temperatur fra gasskjøleren, og det ble gjort en forenkling med en temperaturdifferanse på 6 °C mellom utgående CO₂- og inngående vanntemperatur med hensyn på evaluering av øyeblikksbildene etter at utbedringen var utført.

Det ble opprinnelig tenkt å kunne benytte feilplasseringen av temperaturføleren til å evaluere effektiviteten på sugegassvarmeveksleren ved hjelp av tilnærmingen med en ΔT på

6 °C. Det viste seg ved beregning at dette ikke var nøyaktig nok til å få tilfredsstillende og konsistente verdier.

11.2 Måledataanalyse

I dette kapitlet vil samtlige av resultatene fra måledataanalysen i Kapittel 10 diskuteres. Sugegassvarmeveksler og strupeventil kunne ikke evalueres med hensyn på måledata grunnet manglende temperaturføler, og vil derfor ikke diskuteres.

11.2.1 Driftskarakteristikk

Driftskarakteristikken regnes for å være pålitelig. Loggeren oppfatter typiske trender i anlegget og plottes de som verdier ved ulike driftsforhold. Den typiske driftskarakteristikken til anlegget er en trend, og det menes derfor at estimert gjennomsnittlig driftstid ved vinterdrift på 18 timer/døgn er pålitelig.

11.2.2 Fordamper

Det ble gjort evaluering på gjennomsnittlig fordampertrykk ved drift for hele kalenderåret 2013. Det viste seg at de typiske driftstrykkene i fordamperen var på 35 bar ved vinterdrift og 43 bar ved sommerdrift, noe som gjorde at det ble tatt utgangspunkt i disse verdiene for å illustrere ytelsesendringen som følge av endringen i fordampertrykket.

Hvordan fordampertrykket varierer gjennom 2013 er vist i Figur 37. Figur 37 er basert på det gjennomsnittlige fordampertrykket ved drift for hver dag i 2013, og denne grafen var en av de som var mest tidkrevende under utarbeidelse. Estimater av variasjoner i fordampertrykket under drift anses derfor som nøyaktig.

11.2.3 Kompressor

Ved beregning av kompressorens isentropiske virkningsgrad ble det funnet at denne økte marginalt ved vinterdrift i forhold til sommerdrift. Som vist i Figur 24, vil semihermetiske stempelkompressorer ha et forholdsvis flatt forløp med en liten økning ved økt trykkklasse, før den begynner å avta. Det kan være kompressoren er innenfor dette området. Andre årsaker til den marginale økningen kan være estimeringen av konstant volumetrisk virkningsgrad, eller måleusikkerhet.

På grunn av at variasjonen i trykklassen er såpass lav, og at den tilhørende variasjonen i isentropisk virkningsgrad er liten, forventes det at isentropisk virkningsgrad på kompressoren ligger i nærheten av det beregnede intervallet på 0,75-0,80.

Kompressorens isentropiske virkningsgrad hadde kunnet blitt verifisert med en kontrollberegning dersom den termiske energimåleren hadde fungert. Da hadde massestrømmen gjennom varmpumpen ved ulike driftsforhold kunne blitt bestemt med større nøyaktighet. Dette ville medført en større nøyaktighet ved videre beregning.

11.2.4 Gasskjøler

Gasskjølerytelsen er beregnet med hensyn på forutsetning om konstant volumetrisk virkningsgrad på 0,9, samt en ΔT mellom inngående vann- og utgående CO₂-temperatur på 6 °C. Disse estimatene anses som gode, men begge disse parameterne forventes å variere noe ved varierende driftsforhold til varmepumpen.

Dette gjør at det forventes at den beregnede gasskjølerytelsen antas å være til tider både høyere og lavere for driftssituasjonene beregnet i Kapittel 10.5. Estimatenes antas å være såpass gode at dette vil utligne seg over tid, og at de beregnede verdiene vil være representative for CO₂-varmepumpen under stabil drift.

11.2.5 COP og SPF

COP ved sommer- og vinterdrift er beregnet med hensyn på entalpidifferansen over gasskjøleren i forhold til entalpidifferansen over kompressoren. CO₂-varmepumpens COP er ikke avhengig av massestrømmen gjennom varmepumpen. Vurdering av ΔT mellom inngående vann- og utgående CO₂-temperatur har blitt gjort nesten daglig på varmepumpene etter temperaturfølerne ble plassert riktig.

Beregningen av anleggets COP anses som så nøyaktig som det er mulig å beregne ut ifra hvordan anlegget er per dags dato. Her også ville anleggets COP kunne blitt kontrollberegnet dersom den termiske energimåleren hadde fungert på de installerte varmepumpene.

Anleggets SPF ble beregnet i forhold til gjennomsnittlig driftscharakteristikk for hver dag i løpet av 2013. Dette tilsvarer 365 målepunkter med nøyaktige verdier. Derfor anses beregnet SPF som representativ for varmepumpen.

På grunn av varmetap i sirkulasjonsledningen, samt nødvendigheten av legionellasikring ved hjelp av spisslast, vil anleggets prosessvirkningsgrad til varmtvannsberedning være lavere enn beregnet SPF.

11.2.6 Estimat energibesparelse

Estimatet av energibesparelsen anses som den usikreste beregningen i måldataanalysen. NS3031 oppgav et energiforbruk på ca. 30 kWh/m² for boligblokker, mens beregnet energiforbruk med hensyn på driftscharakteristikken var nærmere 37 kWh/m². Det ble besluttet å benytte driftscharakteristikken som referanse for estimatet.

Estimatet av energibesparelsen hadde kunne blitt utført med større nøyaktig dersom den termiske energimåleren hadde fungert. Det at den ikke fungerte for noen av anleggene, gjorde at mange av beregningene ikke kunne verifiseres. Den totale energibesparelsen for varmtvannsberedning vil være lavere enn beregnet på grunn av legionellasikring og de elektriske tankene påmontert på sirkulasjonsledningen.

12 Mulige forbedringer

12.1 CO₂-varmepumpe

12.1.1 Generelt

CO₂-varmepumpen ved Tveita borettslag er svært energieffektiv på grunn av godt komponentvalg, kombinert med en varmekilde som holder forholdsvis høy temperatur året rundt. CO₂-prosessen er spesielt godt egnet til varmtvannsberedning. Dette på grunn av at CO₂ har svært god varmeovergangseffektivitet i varmevekslere, kombinert med et lavt trykkforhold mellom høy- og lavtrykkssiden i varmepumpen. En CO₂-varmepumpe kan berede varmtvann med temperaturer fra 60-90 °C uten behov for spisslast.

Dette gjør at det installerte varmepumpesystemet til varmtvannsberedning ved Tveita borettslag fungerer svært godt, med en estimert SFP-faktor på 4,5. Allikevel er det et forbedringspotensial også for dette varmepumpesystemet.

12.1.2 Gasskjøler

Det største forbedringspotensialet ligger i hovedsak i den installerte gasskjøleren, som viser seg å ha en ΔT på 6 °C mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur. ΔT mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur er avgjørende for varmepumpens COP, da denne bestemmer avkjølingen av CO₂-gassen over gasskjøleren med en gitt massestrøm.

Av vedlegg C kan man se at den installerte gasskjøleren har en termisk lengde på 5,31 m på CO₂-siden, og 3,65 m på vannsiden. Gasskjøleren er en platevarmeveksler, der platene varmes opp av CO₂ som kommer fra kompressoren. Ved å øke gasskjølerens termiske lengde vil CO₂ som strømmer gjennom gasskjøleren avkjøles over en større lengde, noe som gjør at de individuelle platene i platevarmeveksleren jobber under en mindre temperaturdifferanse. Platene i platevarmeveksleren leder varme, og ved høy inngående temperatur på veksleren vil platene varmes opp gradvis.

Dersom den termiske lengden er for kort, vil det være varmeledning mellom varm og kald side på gasskjøleren. Dette vil resultere i en høyere utgående CO₂-temperatur. Derfor forventes det at temperaturdifferansen mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur vil minke ved å øke den termiske lengden på varmeveksleren.

Den elektroniske strupeventilen har innstilt et konstant trykk på 100 bar på gasskjølersiden av varmepumpen. Gasskjølertrykket bør tilpasses i forhold til trykket på fordampersiden, samt den inngående vanntemperaturen. Det forventes at dersom det installeres et trykkoptimaliseringsystem i varmepumpen vil COP og SPF til CO₂-varmepumpen kunne økes ytterligere.

12.2 Systemforbedringer

De ulike delsystemene som er bygd rundt varmepumpen har et betydelig forbedringspotensial. Hvordan de ulike systemene kan forbedres er beskrevet ulike plasser i oppgaven. I dette kapitlet er ulike systemforbedringer listet opp, sammen med en oversikt over hvilke kapitler som dekker de ulike temaene.

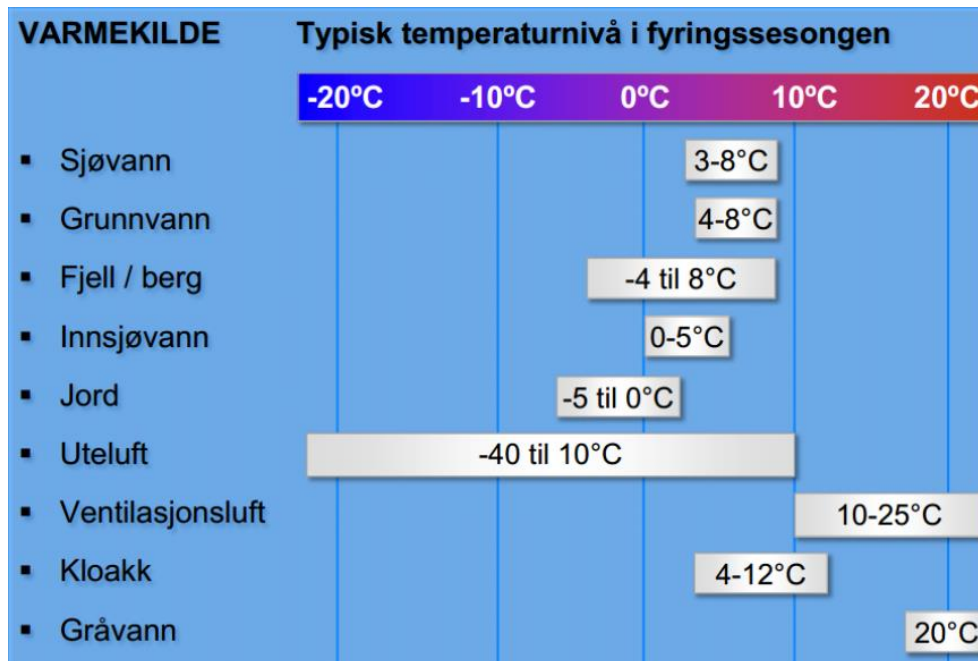
- Benyttelse av turtallsregulerte pumper for delastregulering i de ulike delsystemene i stedet for strupeventiler. Ved benyttelse av turtallsregulert pumpe kan blant annet akkumulatortankene på etylenglykolkretsen fjernes. Væskestrømmen over gasskjøleren til CO₂-varmepumpen bør også reguleres ved hjelp av en turtallsregulert pumpe i stedet for strupeventil. Ved hjelp av turtallsregulering på pumpene vil nødvendig tilført energi til pumpesystemene avta (teoretisk energibesparelse vist i Kapittel 4.3.2).
- Isolere både tur- og returrør på sirkulasjonsledningen for å minimere varmetapet til omgivelsene (Kapittel 5.1.4)
- Forbedre akkumuleringssystemet for å forhindre store temperaturfall i de bakerste tankene på grunn av omrøring (Kapittel 8).
- Forbedring av loggesystem for CO₂-varmepumpe og utbedring av måleinstrumentering (Kapittel 11.1).

13 Generelle anbefalinger CO₂-varmepumper for boligblokker

Måledataanalysen viser at CO₂ er et arbeidsmedium som har potensiale til å berede varmtvann med svært høy effektivitet. I større boligbygg er behovet for varmtvann stort, og benyttelse av en godt prosjektert CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning vil føre til betydelige energibesparelser. I dette kapitlet vil det diskuteres hvordan CO₂-varmepumper bør utformes og driftes for å være mest mulig energieffektive.

13.1 Varmekilde

Som vist i måledataanalysen, vil varmepumpens COP være svært avhengig av fordampetrykket. Siden temperaturen på varmekilden vil være bestemmende for det tilhørende fordampetrykket, vil det for en CO₂-varmepumpe være mest energibesparelse ved å benytte den tilgjengelige varmekilden med høyest middeltemperatur gjennom året. Typiske temperaturer på ulike varmekilder er vist i Figur 43.

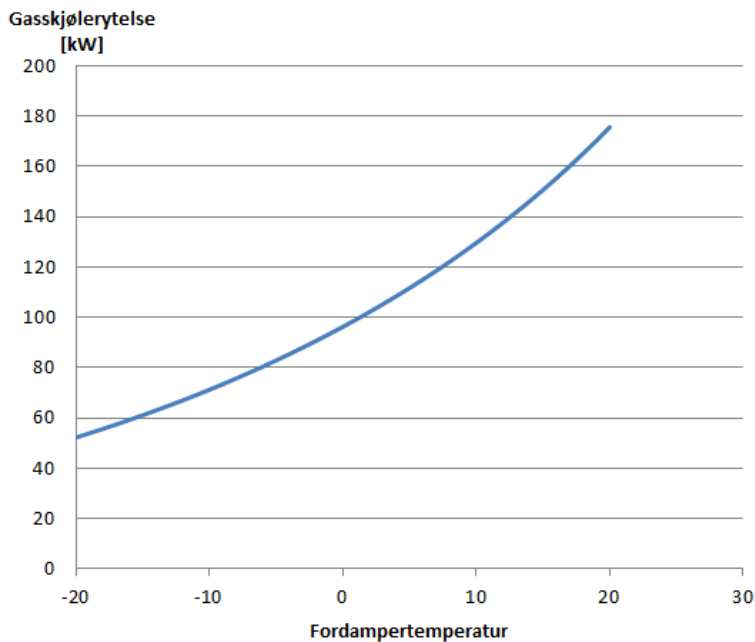


Figur 43 Typiske varmekildetemperaturer (Stene, 2012)

For norsk klima varierer utelufttemperaturen mye mellom sommer og vinter. Dette medfører store sesongvariasjoner i tilhørende fordampertemperatur og fordampetrykk i varmepumpen. Ved synkende temperatur på varmekilden, vil derfor spesifikt volum på CO₂-gassen som dras inn i kompressoren øke. Dette medfører en lavere massestrøm, noe som senker ytelsen på gasskjøleren.

Figur 44 viser et eksempel på hvordan gasskjølerytelsen endrer seg med hensyn på fordampertemperaturen. For beregningen er det forutsatt 7 K overhetning før

kompressoren, inngående CO₂-temperatur på gasskjøler på 107 °C, og utgående CO₂-temperatur på 11 °C. Gasskjølertrykket er satt til 100 bar.



Figur 44 Gasskjølerytelse som følge av fordampertemperatur

Ser av Figur 44 at ved en ΔT på 40 °C for fordampertemperaturen, vil anleggsytelsen endres fra 175 kW til 52 kW. For beregningen er det satt en konstant temperatur inn på gasskjøleren på 107 °C, mens i reelle forhold vil inngående temperatur på gasskjøleren minke noe med økende fordampertemperatur grunnet lavere trykkklasse. Dette gjør at gasskjølerytelsen ved en fordampertemperatur ved 20 °C i realiteten vil være noe lavere enn 175 kW.

Figur 44 illustrerer likevel hvorfor CO₂-varmepumper trenger en varmekilde med relativt stabile temperaturer gjennom året. Dersom uteluft skulle vært benyttet som varmekilde til en CO₂-varmepumpe til varmtvannsberedning, ville det vært vanskelig å opprettholde en god driftskarakteristikk gjennom året på grunn av store variasjoner i gasskjølerytelsen.

Hvordan ventilasjonsluft fungerer som varmekilde avhenger veldig av hvilken systemløsning det er. Nyere anlegg for boligblokker med mekanisk balansert ventilasjon benytter høyeffektive varmegjenvinnere fra avtrekksluften (over 80 %), noe som gjør avtrekksluft til en mindre effektiv varmekilde sammenlignet med Tveita borettslag, hvor avtrekksluften holder en temperatur på omkring 26 °C.

For å berede varmtvann med god COP gjennom hele året er det ønskelig å benytte de øvrige varmekildene beskrevet i Figur 43 der de er tilgjengelige. Disse løsningene er mere kostbare med hensyn på investeringskostnader enn å benytte luft som varmekilde, men vil ha en

betydelig høyere energibesparelse. For større boligblokker er varmtvannsbehovet stort, noe som vil senke tilbakebetalingstiden. Ved å ha jevn temperatur på varmekilden gjennom året vil gasskjøleren yte jevnt gjennom året, noe som vil medføre jevn varmtvannsleveranse fra varmepumpen. Dette er positivt med tanke på videre anleggsdimensjonering for å sikre en god driftskaraktistikk på varmepumpen.

13.2 Dimensjonering

For å sikre en god driftskaraktistikk på varmepumpen, er det viktig å dimensjonere anlegget korrekt. Det er ønskelig å ha færrest mulig start/stopp-sekvenser i løpet av døgnet, og at varmepumpen har lange perioder med kontinuerlig drift, samtidig som det alltid er tilgjengelig varmtvann for brukerne av bygget. Dette gjøres ved hjelp av å ta ut et varmepumpesystem med en gasskjøler effekt beregnet ut i fra forventet varmtvannsbehov kombinert med korrekt størrelsesorden på akkumulert volum varmtvann.

13.2.1 Gasskjøler effekt

Gasskjøler effekten bestemmer hvor lang driftstid varmepumpesystemet vil ha i forhold til det døgnbaserte energibehovet til varmtvann. De beregnede verdiene ut ifra Tabell 6 viser at estimert energibehov basert på driftskaraktistikken på varmepumpen er høyere enn verdiene beregnet med hensyn på NS3031.

NS3031 benytter 30 kWh/m²år for boligblokker, mens energibehovet med hensyn på driftskaraktistikken tilsvarer 37 kWh/m²år. Det er viktig å være sikker på at beregnet årlig energibehov til varmtvann er likt eller større enn det faktiske energibehovet. Dette fordi at om beregnet energibehov til varmtvann blir lavere enn det reelle, vil prosjektert gasskjølerytelse også bli for lav. Dersom gasskjølerytelsen er for lav, vil ikke varmepumpen produsere nok varmtvann i forhold til forbruket, noe som vil gjøre systemet ubrukelig.

På bakgrunn av dette anbefales det å benytte minimum 35 kWh/m²år ved beregning av energibehov for boligblokker. Når energibehovet er beregnet bør gasskjølerytelsen dimensjoneres med hensyn på en gjennomsnittlig driftstid på 18 timer/døgn. Dette vil gjøre at gasskjøleren har ekstra effekt, slik at beredersystemet fungerer tilfredsstillende på dager der varmtvannsforbruket er noe større enn det gjennomsnittlige.

13.3 Akkumulering

13.3.1 Nødvendig volum

Ved dimensjonering av nødvendig akkumuleringsvolum gjelder alltid følgende energibalanse (*ENØK i bygninger: effektiv energibruk, 2007*):

Brukt energi = Nyttig lagret energi + nyttig tilført energi

$$Q = a * V + E * T$$

Formel 14 Benyttet energi, varmtvann

Q: Forbrukt energi til varmtvann i en gitt periode [kWh]

a: Akkumuleringsfaktor [kWh/m³]

V: Beredervolum [m³]

E: Den andel tilført effekt som har brakt temperaturen over ønsket temperaturgrense [kW]

T: Dimensjoneringsperiodens lengde [h]

Formel 14 kan skrives om med hensyn på beredervolumet, som gir $V = \frac{Q - E * T}{a}$. De tilhørende verdiene for akkumuleringsfaktor og dimensjoneringsperiodens lengde hentes ut fra grafer og tabeller.

13.3.2 Systemløsning akkumulering

For større boligblokker vil avtappede mengder være til tider svært store. Dette kan medføre et betydelig temperaturfall i de bakerste tankene. Siden CO₂-varmepumper ofte har et settpunkt der varmepumpen skrus av ved en inngående vanntemperatur på 20 °C, vil ikke varmepumpen klare å levere varmt nok vann i de bakerste tankene. For mulige tiltak for å begrense dette henvises det til Kapittel 8.

13.4 Legionellasikring

Dersom CO₂-varmepumper blir valgt som beredersystem for boligblokker, vil de bakerste tankene som nevnt i forrige delkapittel få et temperatursjikt med lav temperatur i de bakerste tankene. På grunn av dette bør det jevnlig kjøres legionellasikring på anlegget. Tveita borettslag har allerede en slik prosedyre på plass, hvor det kjøres legionellasikring ved hjelp av spisslast med kvartalsvise intervaller. Det anbefales å kjøre legionellasikring med tilsvarende intervaller på lignende anlegg, såfremt en systemløsning som forhindrer tanksjiktning implementeres.

14 Forslag til videreføring

14.1 Optimalt gasskjølertrykk

Det forventes at ved trykkoptimalisering av CO₂-varmepumpene, kunne COP og SPF blitt økt ytterligere for anlegget. Et forslag til videre arbeid er å se på hvor mye energibesparelse et slikt anlegg kan oppnå ved hjelp av optimal trykkstyring av gasskjølertrykket.

Det anbefales at trykket bør styres med hensyn på den inngående vanntemperaturen og fordampetrykket. Et forslag til videre arbeid vil derfor være å se på ulike optimale gasskjølertrykk når fordampetrykket og inngående vanntemperatur på gasskjøleren endres.

14.2 Akkumulering for større boligblokker

Større boligblokker vil ved visse tider på døgnet ha svært store varmtvannsbehov. I Kapittel 8 ble det presentert ulike forslag til forbedringer for akkumuleringsanlegget ved Tveita borettslag grunnet temperaturfall i akkumuleringstanker.

CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning har ofte en temperaturbegrensning på 20 °C for inngående vanntemperatur. Dette på grunn av at utgående CO₂-temperatur da nærmer seg kritisk temperatur ($T_K=31,1$ °C). Dette er ikke nødvendigvis et problem, såfremt at trykket på høytrykksiden er korrekt.

Ved å se på ulike systemløsninger som fører til lavest mulig temperaturfall i tanker, vil andelen av nødvendig legionellasikring ved hjelp av spisslast reduseres ved bruk av CO₂-varmepumper. Dette vil øke varmtvannsanleggets totale prosessvirkningsgrad.

15 Konklusjon

Måledataanalysen viser at transkritiske CO₂-varmepumper har potensiale til å berede varmtvann med svært høy effektivitet. Varmepumpens årsvarmefaktor (SPF) ble beregnet til 4,5, noe som tilsvarer en energibesparelse på 78 % i forhold til varmtvannsberedning direktevirkende elektrisitet. Dette medfører en estimert årlig energibesparelse ble beregnet til omtrent 1,4 GWh, noe som gir en estimert økonomisk besparelse på nesten 1 million kroner i året.

Ved evaluering av delsystemene som omgir varmepumpen, ble det funnet at disse systemene ikke var like energieffektive som varmepumpen. Den sirkulerende etylenglykolkretsen har ikke frekvensregulering av pumpen på hovedkretsen. Ved å benytte en frekvensregulert pumpe, kunnet levert energi til pumpen reduseres, noe som vil øke energibesparelsen til anlegget. I tillegg kan de installerte akkumuleringstankene på varmekildesiden fjernes.

Akkumuleringstankene har store temperaturfall i de bakerste tankene grunnet høy vannhastighet på nettvann inn på tankene ved store avtappede mengder varmtvann til sirkulasjonsledningen. I tillegg er sirkulasjonsledningen dårlig isolert, noe som medfører at det ble installert to akkumuleringstanker med installerte elektriske kolber for å dekke dette varmetapet. Temperaturfallet i de bakerste akkumuleringstankene kan ikke dekkes av varmepumpen, siden varmepumpen stopper varmtvannsberedning ved en inngående vanntemperatur på 20 °C. Dette temperaturfallet blir dekt ved hjelp av legionellasikring på akkumulatortankene, som utføres kvartalsvis ved hjelp av fyrrommet.

Legionellasikringstiltaket og varmetapet i sirkulasjonsledningen vil senke varmtvannsanleggets prosessvirkningsgrad. Det vil si at varmtvannsanleggets prosesseffektivitet vil være lavere enn beregnet SPF for varmepumpen. Det ble ikke funnet noen god måte å beregne denne verdien. Dette på grunn av at pådraget på de elektriske kolbene er vanskelig og estimere, samt at det mangler flere temperaturfølere på akkumuleringstankene, noe som gjør det vanskelig å utføre en beregning på nødvendig avgitt varmeenergi fra fyrrommet ved legionellasikring.

Måledataanalysen viser at installering av CO₂-varmepumper har stort potensiale for energibesparelse ved benyttelse til varmtvannsberedning. Det anbefales å installere CO₂-varmepumper til varmtvannsberedning i alle større bygg med store varmtvannsbehov der mulighetene ligger til rette for dette. En forutsetning for at en CO₂-varmepumpe skal fungere godt er jevne temperaturer gjennom året på varmekilden. Dersom varmekilden varierer mye i temperatur gjennom året vil ytelsen variere betraktelig. Dette er ikke ønskelig for varmtvannssystemer, siden dette medfører fare for at varmepumpen ikke dekker det aktuelle energibehovet i visse perioder.

16 Referanseliste

- Berntsen, M. R. (2013). Optimalisering av CO₂-varmepumpe for kjøling av isvann/oppvarming av tappevann.
- CTC. (2014). CTC Ecomodul produktblad.
- DiBK. (2010). Veiledning om tekniske krav til byggverk.
- ENØK i bygninger: effektiv energibruk.* (2007). Oslo: Gyldendal undervisning.
- ETA Energi. (2012). Tveita borettslag, Kravspesifikasjon for anlegget.
- ETA Energi. (2013). Tveita borettslag rev 17 TFM.
- Folkehelseinstituttet. (2009). Forebygging av legionellasmitte - en veiledning.
- Green & Cool. (2010). Pacific BO 1115 HT Heat Pump Unit.
- Grundfos. (2013). Laws of Affinity.
- Huang, J., Sheer, T. J., & Bailey-Mcewan, M. (2012). Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 35(2), 325-335.
- Kuldeteknisk. (2010). CO₂-tappevannspumpe til Tveita borettslag.
- OSOhotwater. (2014). Storberedere. Elkjeler, varmevekslere og gasskjeler.
- PX-Gruppen. (2010). Nåkkves vei 5, utgangsetasje.
- Stene, J. (2012). Varmekilder for varmepumper.
- Stene, J. (2013a). Carbon Dioxide (R744) as a working fluid in heat pumps.
- Stene, J. (2013b). Komponenter for varmepumpeaggregater.
- Stene, J. (2014). *Components for Heat Pump Units*.
- Stensaas, L. I. (1996). *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Oslo: Skarland Press.
- Stensaas, L. I. (1999). *Sanitærteknikk*. Oslo: Universitetsforl.
- Tekniske nyheter DA. (2013). Energirapporten #15.
- Tengesdal, P., & Apeland, T. K. (2006). Lavtrykksdistribusjonssystemer i Vannbårne Energisystemer.
- Øversjøen, O. M. (2014). [Sirkulasjonsledning Tveita borettslag].

Vedlegg A - CO₂-varmepumpe, Pacific HT1115

Beskrevet av Kuldetechnisk

Co2 varmepumpe for tappevannsberedning

1. SPESIFIKASJON

PACIFIC HT

PACIFIC er et væskekjøleaggregat (høytemp.) med væskekjølt gasskjøler/kondensator. PACIFIC er et fullt indirekte system med glykol/vand på både den varme og kolde side. PACIFIC er konstruert til kuldemediet Co2 (R744) for at oppnå minimal miljøpåvirkning, Pacific HT kan også drifte som varmepumpe



(Bildet viser et større aggregat en det tilbudte)

1 stk Green&Cool Pacific BO 1115 HT

Komplett varmepumpet for CO₂ kuldemedium.

Aggregatet har 1 stk kompressor aggregater som er inverter styrt og kan reguleres fra 30 – 70 Hz

Maskinene er komplette aggregater på galvanisert ramme med: Kompressorer, oljesystemer, sikkerhetsventiler, filtre m/utsiftbare innsatser, HP/LP, seglass, oljevarmere, backventiler, vibrasjonsdempere, samt nødvendige avstengingskraner. Aggregatet er ferdig påbygget med elektrisk styreskap med automatikk som er ferdig internt koblet og eksternt kablet til alle komponenter på rammen.

PLS basert styring med digital visning av fordampetrykk, kondenseringstrykk og utgående alarmer.

Spesial tilpasninger:

PLS styring har også integrert styring av pumper og ventiler som beskrevet.

Aggregatet er et spesialtilpasset aggregat til deres formål med innebygd automatikk.

Aggregatet har en påbygd PLC basert regulator som programmeres spesielt til deres formål og reguleringsbeskrivelse.

Ved hjelp av en trykkfølsom skjerm vil alle driftdata og innstilling være lett tilgjengelig. I dette displayet vil det også være mulig å lese av energiforbruk, temperaturer med mer.

Ved utgående vanntemperatur på 70 grader er COP 4,2.

Følgende tilleggsopsjoner er inkludert i aggregatet:

- * Inverterdrift av 1 stk MT kompressor
- * Webserver for direkte tilkobling via internett
- * Maskinsko
- * Spezialtilpasset styring av pumper og ventiler
- * Energimåler tilført effekt
- * System 32.01 Temperatur varmtvann
- * System 37.01 Temperatur og trykk før og etter varmepumpe

Teknisk Data:

Kuldeytelse :	75,3kW
Varmeytelse:	99,04Kw
Effektforbruk:	23,73kW
Slagvolum:	11,5kW
Kompressortype:	Bock HGX2/130-4
Antall kompressorer :	1
Kapasitetsregulering:	30-70Hz

Fordamper:

Dimensjonert vannmengde:	6,8 l/s
Vann temp inn/ut:	12 / 8,8 °C
Sekundærmedie:	30% EG
Fordampingstemp:.	3,4 °C

Trykkfall: 17,8Kpa

Gasskjøler/kondensator:

Dimensjonert vannmengde: 0,37 l/s
Vann temp inn/ut: 5 / 70,4 °C
Sekundærmedie: Vann
Fordampingstemp.: 3,4°C
Trykkfall: 0,42Kpa

Elektrisk data:

Spenning: 400V
Maks strøm: 127A

Mål og vekt:

Mål LXBXH: 1500 x 1150 x 1950mm
Vekt: ca 950Kg

Følgende er også inkludert i tilbudet:

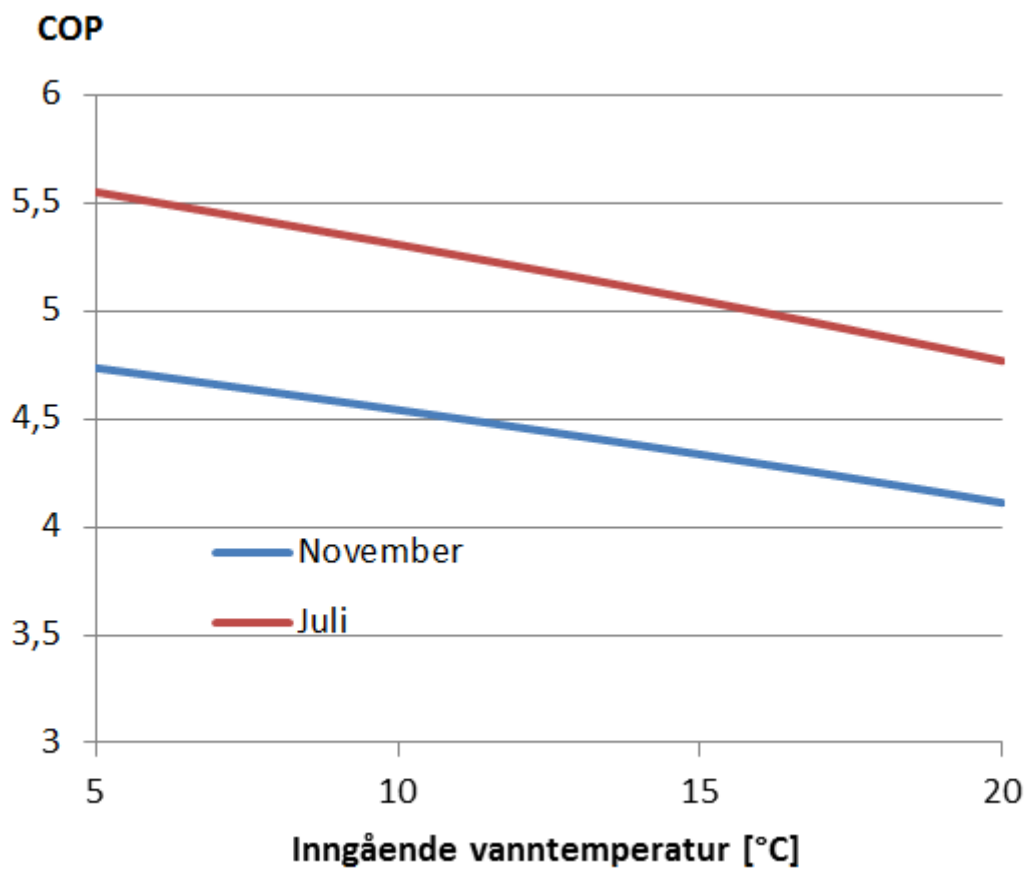
Følgende leveres løst og monteres av annen entreprenør:

1 stk energimåler for måling av avgitt energimengde fra varmepumpe. Energimåleren leveres komplett med kalkulator med display, mengdemåler og følere.

Idriftsettelse:

Etter ferdig montert vannsystem settes varmepumpen i drift og testes sammen med andre deltakende i prosjektet. Ved idriftsettelse deltar kuldeteknisk personell og automasjonsingeniør.

Vedlegg B - Beregnet COP og SPF ukorrigert



SPF: 4,8

Vedlegg C - Gasskjøler

Single Phase - Rating
VÄRMEVÄXLARE : B16DWx242H/1P 2 st. 120P i serie.

Fluid Sida 1 : Carbon dioxide (105,0 bar)

Fluid Sida 2 : Vatten

Flow Type : Counter-Current

SPECIFIKATIONER

		Sida 1	Sida 2
Värmelast	kW	101,1	
Inloppstemperatur	°C	107,00	5,00
Utloppstemperatur	°C	12,00	70,40
Flöde	kg/s	0,3500	0,3700
Max. tryckfall	kPa	100	100
Termisk längd		5,31	3,65

PLATTVÄRMEVÄXLAREN

		Sida 1	Sida 2
Total värmeväxlaryta	m ²	9,84	
Ytbelastning	kW/m ²	10,3	
Medeltemperaturdifferens	K	17,90	
Värmeegenomgångstal (tillgängligt/erfordrat)	W/m ² , °C	720/740	
Tryckfall- totalt	kPa	0,621	0,429
- i portar	kPa	0,350	0,212
Anslutningsdiameter	mm	27,0	27,0
Antal kanaler		120	121
Antal plattor		242	
Överdimensionering	%	-3	
Försmutningsfaktor	m ² , °C/kW	-0,039	

FYSIKALISKA DATA

		Sida 1	Sida 2
Referenstemperatur	°C	48,71	36,10
Dynamisk viskositet	cP	0,0256	0,683
Dynamisk viskositet - vägg	cP	0,0496	0,648
Densitet	kg/m ³	326,1	993,1
Specifik värmekapacitet	kJ/kg, °C	3,533	4,178
Termisk konduktivitet	W/m, °C	0,04324	0,6273
Min. fluid temperatur - vägg	°C	7,28	
Max. fluid temperatur - vägg	°C		80,65
Reynoldstal		1510	76,8
Värmeövergångstal	W/m ² , °C	1070	2570
Medel väggtemperatur	°C	40,90	40,43
Porthastighet	m/s	1,12	0,653
Kanalhastighet	m/s	0,0528	0,0182
Skjuvspänning	Pa	0,709	0,567

Vedlegg D - Fordamper

- PLATE & SHELL - ® Fully Welded Plate Heat Exchanger Flooded Evaporator

Date	15.7.2010	
Offer number	C10-0514-1A	Type PSHE 3HH-80/1/1
Made by	AA	
Customer	Green& Cool	
Reference		
Project		
Item name/no.		

Thermal Design:

Capacity	kW	80
Heat transfer area	m ²	6.0
Logaritmic mean T	°C	7.3
K-value	W/m ² K	1842
Fouling factor	m ² K/W	0.00012760
Extra Capacity / Surface %		31/ 38

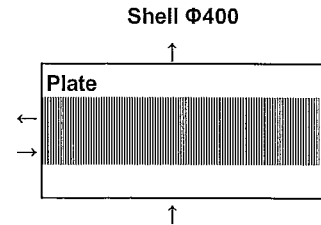


		Plate side (Hot)	Shell side (Cold)
Temp. IN	°C	12.0	35.0
Temp OUT	°C	8.8	3.0
Evaporating temperature	°C		3.0
Condensing temperature	°C		
Flow rate	kg/s	5.9	0.7
Pressure drop	kPa	12.4	0.7
Liquid volume	dm ³	6.6	15.7
Medium		Water 10.4°C	CO2
Dynamic viscosity	kg/ms	0.001340000	
Specific gravity	kg/m ³	999	
Specific heat	J/kgK	4210	
Thermal conductivity	W/mK	0.5802	

Connections:	Size (DN)	Nb.of pieces	Velocity m/s
Plate side IN	50	1	2.768
Plate side OUT	50	1	2.768
Shell side IN	25	1	0.6817
Shell side OUT	25	1	5.744

Construction Design:

End Type	Welded Eccentric model	External Circulation
Weight (dry)	kg	189
Position	Horizontal	Content: Dangerous
Design code	PED	Category: IV
Design pressure	bar(g)	-1/80
Testing pressure	bar(g)	According to PED
Design temperature	°C	-50 / 110
Support	End Plate feet (Bolted CS)	
		Module: B+D
		Inspector: Vahterus Oy (CE)

Materials:

Plate material	AISI 316L
Shell material	Carbon Steel
Flow director material	EPDM
Plate connections	Stub End
Shell connections IN	Stub End
Shell connections OUT	Stub End
Finishing (Shell externally)	
- Stainless steel parts	Glasspearl blasting
- Carbon steel parts	Painted blue

Vedlegg E - Sammenstilling av beredersystem, akkumuleringsystem og distribusjonssystem

