

Rehabilitering av større oljefyrte varmesystemer for implementering av varmepumpe

Magnus Grøttum Erstad

Master i produktutvikling og produksjon
Innlevert: juni 2013
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2013-36

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Magnus Erstad

Våren 2013

Rehabilitering av større oljefyrte varmesystemer for implementering av varmepumpe

Rehabilitation of extensive oil-fired Heating Systems due to implementation of Heat Pump Technology

Bakgrunn og målsetting

Det skal installeres en ny grunnvannsbasert varmepumpe ved Rendalen sykehjem i Hedmark. Varmepumpen skal erstatte eksisterende oljefyr som primær varmekilde i et høytemperert varmesystem som betjener sykehjemmet og nærliggende bygg. Oppgaven vil fokusere på hvordan generelt å oppnå redusert energibruk gjennom en effektiv varmepumpeløsning i et slikt system. Dette omfatter blant annet viktigheten av mulige temperaturnivå i varmesystemet, valg av energikilde, samt hensiktsmessig regulering og distribusjon av varmen. Rendalen sykehjem vil fungere som et case study, og nødvendige målinger av temperaturbehov og kartlegging av flaskehalsen skal utføres på det eksisterende anlegget. Dette skal danne grunnlag for forslag til varmepumpeløsning med tilhørende arbeidsmedium og nødvendige endringer av varmesystemet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium rundt utfordringer, fokusområder og løsninger knyttet til erstatning av eksisterende oljefyr med varmepumpe som grunnlast i varmesystemer.
2. Gjennomføre befaring av bygningsmasse for å se på behov og begrensninger mht varmepumpe i eksisterende system
3. Gjennomføre studie av mulige temperaturnivå og effektbehov over fyringssesongen
4. Utforme løsningsforslag for varmepumpe med tilhørende arbeidsmedium og systemendringer
5. Gjøre vurdering av potensiell energisparing og effektfaktor knyttet til fremsatt løsningsforslag
6. Skrive et vitenskapelig "paper" med hovedresultater fra oppgaven
7. 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, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Innlevert oppgave i Word og PDF format, sammen med separat fil for sammendrag, vitenskapelig "paper", samt alt relevant materiale brukt under utarbeidelsen av oppgaven leveres faglig ansvarlig veileder i digitalt format på en DVD/CD-rom på innlevingstidspunktet.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømmingsteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2013



Prof. Olav Bolland
Instituttleder



Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig veileder

Medveileder(e):

Ola Jonassen, epost: ola.jonassen@asplanviak.no

Forord

Denne masteroppgaven er avsluttende arbeid for mitt sivilingeniørstudium ved Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi ved Norges teknisk-naturvitenskaplige universitet (NTNU). Oppgaven er skrevet ved NTNUs Institutt for Energi- og prosessteknikk, i samarbeid med rådgivende ingeniørfirma Asplan Viak. Asplan Viak har her stilt et av sine pågående prosjekter til rådighet som saksstudie for masteroppgaven, og bidratt med betydelig kunnskap og ressurser.

Jeg vil takke min faglig ansvarlige veileder ved NTNU, Trygve M. Eikevik, for å ha organisert jevnlig oppfølging av oppgavens fremdrift, samt for å ha vært en sentral sparringspartner rundt oppgavens utforming og innhold.

Videre vil jeg takke min medveileder ved Asplan Viak, senioringeniør Ola Jonassen. Ola har tålmodig bidratt med uvurderlig teknisk kunnskap og praktisk erfaring, noe som har økt min forståelse innen varme- og energifaget betraktelig. Jeg håper innholdet i oppgavens saksstudie kan fungere om en nyttig tilbakebetaling. Ellers rettes det en stor takk til ansatte ved Asplan Viak Trondheim for å ha gjort kontorlassen min her til et hyggelig sted å være.

Til sist vil jeg takke alle som personlig har blitt kontaktet i forbindelse med denne oppgaven. Jeg sitter kun igjen med positive erfaringer, i tillegg til mye kunnskap. Dette styrker mitt inntrykk av valgt fremtidig bransje.

Saksstudiet i denne masteroppgaven har krevd befarings av et varmesystem i felt. Risikoen tilknyttet disse befaringsene er vurdert som ikkeeksisterende, slik at en risikovurdering er ansett som overflødig, og er dermed ikke inkludert.

Trondheim, 10.06.2013

Magnus Grøttum Erstad

Sammendrag

I 2007 rapportertes det om at bruk av fossil energi til oppvarming, og andre formål i bygg (stasjonær forbrenning), stod for en tredjedel av klimagassutslippene i Osloområdet. Dette alene sier noe om markedet for konvertering fra oljekjel som grunnlast i bygg. Fra politisk hold er det lagt føringer om utfasing av oljekjel som grunnlast i større bygg innen 2020. Den positive miljøgevinsten av en slik storstilt utfasing kan potensielt bli enorm dersom det konverteres fra oljefyr til rett grunnlastkilde. Her er varmpumpen i særklasse, dette på grunn av dens fordelaktige effektfaktor. Denne gir potensialet for en betydelig netto inntjening sammenlignet med varmpumpens mest utbredte alternativer.

Utfordringen med å implementere varmpumpe som grunnlaststatning for oljekjel i et eksisterende varmesystem, er temperaturnivået. Ettersom oljekjel dekker et varmebehov ved forbruk av ren eksergi spiller det ikke så stor rolle hvilket temperaturnivå den opererer med. Varmepumpen benytter derimot både anergi og eksergi, og dermed er nødvendig temperaturnivå den må levere varmen ved, avgjørende for dens effektfaktor. Ved et omleggingsprosjekt er det dermed ønskelig å senke temperaturer i eksisterende distribusjonssystem, slik at det blir tilrettelagt for effektiv drift av varmpumpen.

Nødvendig temperaturløft blir også avgjort av varmpumpens varmekildetemperatur, hvor jevnt høyt temperaturnivå over året er ønskelig. I kalde strøk kommer dermed uteluft dårlig ut som varmekilde, sett i forhold til varmpumpens ytelse. I valget av varmpumpens arbeidsmedium må spesielt termodynamiske, praktiske og miljømessige egenskaper vektlegges. Det er fordeler og ulemper med alle medier, og dette definerer deres bruksområde. Dermed er en lokal vurdering av behov og forhold viktig i hvert enkelt konverteringsprosjekt. For å dimensjonere varmpumpen kan tabulerte-, simulerte og erfaringsverdier benyttes. Sammen med lokalt klima og varmpumpens ytelseskaraktistikk kan dette benytte til å si noe om forventet årlig varmeproduksjon fra varmpumpen. Beregnes varmpumpens effektfaktor, kan årlig energiinnsparing som følge av varmpumpen beregnes, noe gir grunnlag for en lønnsomhetsanalyse av et gitt varmpumpeprosjekt. For en slik analyse må i tillegg investeringskostnad, avkastningskrav og varmpumpens levetid fastsettes.

Det skilles mellom temperaturregulert- og mengderegulert distribusjonssystem av varme. Ved førstnevnte styres temperaturer i hovedsak ved å blande vannmengder med forskjellig temperatur. Dette utgjør et eksergitap, som er lite ønskelig med varmpumpe som grunnlast. Mengderegulering er derfor ansett som et bedre alternativ kombinert med varmpumpedrift, men en omlegging til dette fra tradisjonell temperaturregulering vil medføre kostnader. Dersom varmpumpen kun har mu-

lighet for effektregulering gjennom start og stopp av drift må akkumuleringsvolum vurderes sammen med varmepumpen, dette for å oppnå jevnere drift. For å tilpasse eksisterende beredersystem for oppvarming av tappevann til et varmepumpeanlegg må systemet normalt inndeles i minst et forvarme- og et ettervarmevolum. Varmepumpen dekker forvarmingen, mens ettervarmevolum dekker ytterligere nødvendig temperaturøkning.

Saksstudiet i oppgaven dreier seg om konvertering fra oljefyr til varmepumpe ved varmesentralen i Rendalen sykehjem. Varmesentralen står for oppvarming av en total bygningsmasse på 5600 m², bestående av fire bygg. Varmebehovet blir dekket av en oljekjel på 925 kW, samt to elektrokjeler på 180 og 225 kW. Distribusjonssystemet er temperaturstyrt med konstante vannmengder. Direkte og indirekte forsyner det totalt seks radiatorkretser, åtte ventilasjonsbatterier, samt dekker tappevannsoppvarming for en del av bygningsmassen. Det eksisterer delvis ute-temperaturkompensering av turtemperaturen i systemet. Den største andelen av ventilasjonsaggregatene styrer etter konstant temperatur på levert tilluft. Turtemperatur til radiatorkretser er lagt opp til å styres etter utetemperatur, men i noen av kretsene er dette systemet ute av drift. Ved befaring til sykehjemmet i 2013 ble det montert måleutstyr for temperaturmålinger på strategiske punkter i systemet, dette for å avdekke lavest mulig temperaturnivå i varmesystemet. Antall målepunkter var ikke tilstrekkelig for å få en fullstendig oversikt over hele systemet, men det konkluderes med at temperaturnivået mest sannsynlig kan stilles ned fra dagens utekompenserte 80/60°C-system til et 70/50°C-system.

Basert på målte og tabulerte verdier er maksimalt effektbehov for varmesystemet anslått til 540 kW. Til dette varmesystemet anbefales det en 1-trinns varmepumpe med 25 bars trykkklasse og R134a som arbeidsmedium. Denne varmepumpen antas å kunne gi en maksimal turtemperatur fra varmeveksling i kondensatoren på 55°C. Med gjeldende lokal graddagskurve kan varmepumpen da levere tilstrekkelig turtemperatur til varmesystemet ned til -12°C utetemperatur, og blir etter effektvarighetskurven derfor dimensjonert til 300 kW ved 0°C utetemperatur. Varmepumpen beregnes da til å kunne dekke 1.305.000 kWh av et årlig varmebehov på 1.400.000 kWh. Den vil dekke kravet til Rendalen kommune om årlig energisparing på 750.000 kWh i forhold til eksisterende varmesystem. Eksisterende oljekjel anbefales beholdt som spisslast over vinterhalvåret, mens en eksisterende elektrokjel anbefales til å dekke mindre effektopper som spisslast, og ellers fungere som backup. Konvertering av oljekjel til fyring med bioolje anses som uforholdsmessig kostbart på grunn av oljekjelens lave driftstid som spisslast, og anbefales dermed ikke.

Det anbefales innkjøp av to nye bereder med elkolber for å gi tilstrekkelig ettervarmevolum i en anbefalt omkobling av eksisterende beredersystem. Varmepumpe

da skal her dekke forvarming. Distribusjonssystemet bør endres til å operere med mengderegulering, hvor turtemperaturen fra varmesystemet bør utetemperaturkompenseres. Sammen med grunnvann som anbefalt varmekilde, samt estimerte kostnader knyttet til varmepumpen, gir dette en estimert investeringskostnad på totalt 1.365.000 NOK. Energisparingen som den anbefalte varmepumpeløsning vil føre med seg, sett sammen med estimert energipris, gir en netto inntjening per år. Basert på denne og investeringskostnaden beregnes netto nåverdi på prosjektet, med grunnvann som varmekilde, til 3.758.318 NOK. Forventet inntjeningstid på investeringskostnaden er 3 år. Basert på disse tallene anbefales det å gjennomføre prosjektet. Dersom grunnvannsundersøkelser ikke fører frem, og bergvarme må benyttes som varmekilde, vil investeringskostnaden stige. Dette kan gi en negativ nåverdi. I et slikt tilfelle, med beregnet lav eller negativ lønnsomhet, anbefales det å søke Enova om investeringsstøtte.

Abstract

An official report from 2007 states that the use of fossil fuels for heating and other purposes in buildings (stationary combustion), accounts for a third of greenhouse gas emissions in Oslo, Norway. This number alone says something about the market for converting from oil boiler as base load in buildings. Politicians have already established guidelines to phase out oil boiler as base load in large buildings by 2020. The positive environmental benefit of such a large-scale conversion could potentially be enormous if oil heating is replaced by the right base load system. Heat pumps qualify to be such a system. Its high coefficient of performance (COP) gives it the potential to generate high net earnings by energy savings compared to its most common competing options.

The challenge associated with implementing a heat pump as base load replacement for an oil-fired boiler in an existing heating system, is the temperature level. To cover an heating demand, oil boilers consume pure exergy. This way it does not really matter what temperature level it operates with. In comparison, the heat pump consumes both exergy and anergy, and thus the required temperature level to deliver heat is a vital factor for the heat pump COP. This makes it desirable to lower the temperature level in the existing distribution system for conversion projects, so that the temperature level is better suited for efficient heat pump operation.

Required temperature lift is also determined by the temperature level of energy source connected to the heat pump. A constant high temperature level over the year is desirable. Outdoor air is therefore a poor energy source in cold climates. In the choice between different heat pump working fluids, thermodynamic, practical and environmental considerations must be taken. There are pros and cons for all working fluids, and this defines their application. Thus, assessment of local needs and conditions is essential in every conversion project. To establish the aktuell heat pump power needed in a system, tabulated, simulated and empirical values can be used. Together with the local climate and heat pump performance characteristics, the expected annual heat production from the heat pump can be established. By knowing the heat pump COP, the annual energy savings can be calculated. This provides the basis for a profitability analysis of a given heat pump project. For such an analysis, investment cost, yield and heat pump's lifetime also must be established.

A distinction is made between the temperature-controlled and volume-controlled distribution of heat. With temperature-controlled systems, the required temperature is mainly obtained by mixing water with different temperatures. This represents an exergy loss, which is undesirable when using heat pumps as base load.

Volume control is therefore considered as a better option together with heat pumps, but a change from temperature- to volume-controlled system requires an investment.

If start and stop is the only way to control a heat pump, accumulation volume should be considered. This minimizes the number of start/stop cycles, and you thereby obtain a more stable operation of the heat pump. To adapt an existing tap water heating system to a heat pump system, the water heating volume must normally be divided in to at least two separate volumes. One is then for preheating (by using the heat pump), and the other covers additional required temperature rise.

The case study of Rendalen healthcare center concerns a potential conversion from oil boiler to heat pump as base load in the existing heating system. This system covers heating demand for a total buildings mass of 5600 m², consisting of four buildings. The heat demand is covered by an oil-fired boiler at 925 kW and two electric boilers of 180 and 225 kW. The distribution system is temperature controlled with constant flow. It supplies a total of six radiator circuits, eight ventilation batteries and covers tap water heating for a portion of the buildings. There is a partial temperature compensation of the flow temperature in the system, based on the outside temperature. The largest portion of the ventilation units are controlled by a constant supply air set point temperature. Flow temperature to the radiator circuit is arranged to be controlled by outside temperature, but this system is inoperative in some of the circuits. Upon site visit of the healthcare center in Rendalen, it was installed measuring devices for temperature measurements at strategic points in the distribution system. This was done in order to uncover the lowest possible temperature level the existing heating system can operate with. The number of measuring points was not sufficient to get a complete overview of the entire system, but it is concluded that it most likely is possible to reduce the existing 80/60 °C-temperature level to a 70/50 °C-system.

Based on measured and tabulated values, the maximum power demand for the heating system is estimated to 540 kW. It's recommended to use a 1-stage heat pump with 25 bar pressure rating and R134a as the working fluid. This heat pump is believed to provide a maximum outlet flow temperature of 55 °C. With the local temperature-duration curve, the heat pump will then be able to delivering adequate supply temperature to the heating system down to -12 °C outside temperature. Based on this and the and the power-duration curve, the heat pump is sized to 300 kW at 0 °C outside temperature. This makes the heat pump able to cover 1.305.000 kWh of an annual heat demand of 1,400,000 kWh. Thus, the heat pump system fulfills the requirement from Rendalen municipality of a 750,000 kWh annual energy saving, compared to the existing heating system. Existing oil-fired

boiler is recommended retained as peak load over the winter period, while one of the existing electric boilers should cover smaller power peaks during the year. A possible conversion of the oil-fired boiler to start using bio-fuel is considered as too expensive for a top load heating system as the oil-fired boiler, and is therefore not recommended.

It is recommended purchasing two new water heaters with electric heating elements to provide adequate high-temperature heating volume in an upgrade of the tap water heating system. Heat pump should then cover preheating. The distribution system should be modified to operate with flow control, where the flow temperature from the heating system is recommended to be controlled after the outdoor temperature. This, along with groundwater as recommended heat pump energy source and the proposed heat pump solution, gives an estimated total investment cost of 1.365.000 NOK. Energy savings by implementing this recommended heat pump solution, together with estimated energy prices, results in a net earning per year. Based on this earning and the investment cost, the net present value of the project, with groundwater as a heat source, is calculated to be 3.758.318 NOK. Estimated payback on the investment cost is 3 years. Based on these numbers, it is recommended to go through with the project. If groundwater investigations leads nowhere, and ground source heat must be applied, the investment cost will rise and the net present value of the project could become negative. In such a case, with an estimated low or negative profitability of the project, it is recommended to apply Enova for economical investment support.

Innhold

1	Begreper og definisjoner	1
2	Innledning	3
3	Litteraturstudie	4
3.1	Utfasing av oljekjel som grunnlast	4
3.2	Varmepumpe	7
3.2.1	Generell introduksjon og viktige parametere	7
3.2.2	Varmepumpetyper	14
3.2.3	Varmekilder	16
3.2.4	Arbeidsmedier	19
3.2.5	Drifts- og dimensjoneringspunkter	26
3.3	Varmesystemet	33
3.3.1	Byggets distribusjonssystem	33
3.3.2	Varmtvannsberedning	38
3.3.3	Akkumuleringsvolum	40
3.4	Eksisterende kjel som spisslast	41
3.5	Økonomisk vurdering	44
4	Saksstudie: Rendalen sykehjem	47
4.1	Introduksjon	47
4.2	Mål	49
4.3	Detaljstudie	50
4.3.1	Bygningsmasse	50
4.3.2	Klima	52
4.3.3	Varmesystem	53
4.3.4	Energi- og effektbehov	56
4.3.5	Regulering av eksisterende kjelsystem	59
4.3.6	Ventilasjonssystem	62
4.3.7	Distribusjonstemperatur i radiatorsystemet	65
4.3.8	Tappevannsoppvarming	69
4.3.9	Potensielle varmekilder for varmepumpen	71
4.3.10	Energi- og effektkostnader	74
4.4	Fremgangsmåte	78
4.5	Temperaturmålinger	80
4.5.1	Innledende temperaturmålinger	80
4.5.2	Temperaturmåling etter temperatursenkninger	95
4.5.3	Fremtidig tur- og returtemperatur	103
4.6	Diskusjon	106

4.6.1	Tappevannsoppvarming	106
4.6.2	Distribusjonssystem	109
4.6.3	Varmesystem	112
4.7	Økonomisk vurdering	118
4.7.1	Energipris	118
4.7.2	Lønnsomhetsberegning	119
4.7.3	Følsomhetsanalyse	122
4.7.4	Enovastøtte	123
4.8	Anbefaling	124
4.9	Videre arbeid	127

Vedlegg

A	Prosjektbeskrivelse Rendalen sykehjem	I
B	Ispropellalternativ 1 for sjøvannskollektor	III
C	Ispropellalternativ 2 for sjøvannskollektor	VIII
D	Energiattest for Rendalen sykehjem	X
E	OSO beredersystem m/ oppvarming av forvarmeberedere	XX
F	Utsnitt fra Riellos brosjyre om oljebrennere	XXII
G	Kalkulert Enovastøtte Grunnvann	XXIV
H	Kalkulert Enovastøtte Bergvarme	XXVI

Figurliste

1	Eksergi/anergi-flytskjema for teoretisk varmepumpeprosess ved forskjellige distribusjonstemperaturer og omgivelsestemperatur på -5°C	8
2	Eksergi/anergi-flytskjema for konvensjonelt varmeanlegg, f.eks. et oljefyrt anlegg	9
3	Carnot-effektfaktor for ideell varmepumpeprosess som funksjon av temperaturløft, hvor T_0 er satt til 273 Kelvin	10
4	Relativt strupingstap som funksjon av kondenseringstemperatur for tilfeldig utvalg av arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 273 Kelvin	11

5	Effektfaktor for tilfeldig utvalg av arbeidsmedier som funksjon av kondenseringstemperaturen for kalddampprosess, samt for Carnot-prosess, med konstant fordampningstemperatur på 273 Kelvin . . .	12
6	Stempelkompressors isentropiske virkningsgrader for ulike kompressorstørrelser og trykkforhold, NH ₃ som arbeidsmedium	12
7	Varmepumpens effektfaktor som funksjon av temperaturløftet, ved $\varepsilon_c = 0,5$ og fordampningstemperatur på 0°C	13
8	Kondenseringstemperatur som funksjon av metningstrykk for et utvalg arbeidsmedier	24
9	Trykkforholdet som funksjon av kondenseringstemperaturen for et utvalg arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 0 °C . .	25
10	Volumetrisk varmeytelse som funksjon av kondenseringstemperaturen for et utvalg arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 0 °C	25
11	Eksempel på effekt-varighetskurve, hvor man har konstant varmtvannsbehov over året, og varmepumpe er dimensjonert for 60% effektdekning	27
12	Eksempel på varighetskurve for uteluftstemperatur	28
13	Eksempel på ytelses-varighetskurve for varmepumpe	29
14	Avgitt varmeeffektandel som funksjon av andel tilført elektrisk effekt for ulike kompressortyper og reguleringsmetoder	32
15	Norsk (venstre) og svensk (høyre) kobling av shuntventiler i temperaturregulert distribusjonssystem	34
16	Eksempel på norsk kobling uten kortslutning med utetemperaturkompensering på primærkrets til radiatorsystem	35
17	Prinsippskisse av reguleringsystem basert på konstant volumstrøm i tilførselsnett og variabel volumstrøm til varmeavgiver	35
18	Prinsippskisse av mengdereguleringssystem basert på konstant volumstrøm til varmeavgiver	36
19	Prinsippskisse av ren mengderegulering med variabel volumstrøm .	36
20	Flyfoto over Rendalen sykehjem med bygningsoversikt	51
21	Oversikt 1.etasje Rendalen sykehjem	51
22	Graddagskurve for Koppang	52
23	Oversiktsskisse over varmeanlegg Rendalen sykehjem	54
24	Fordeling av varmtvann til helse- og sosialsenter, lokalisert i vaske-rom i kjøkkenfløy	55
25	Registrert energiforbruk for elektrokjølrets ved Rendalen sykehjem for 2012	56
26	Effekt-varighetskurve for bygningsmassen tilknyttet Rendalen sykehjem	58

27	Informasjon- og betjeningspanelet på Micatrone MVP-300 effektvelger	60
28	Illustrasjonsfigur for forklaring av styring og sammenkobling av kjeler	61
29	Programmeringskurve for turtemperatur som funksjon av utetemperatur for MVP-300	61
30	Utekompeniseringskurve for tilluftstemperaturen fra ventilasjonsaggregat 360.02	64
31	Programmeringsprinsipp for TAC 200 styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur	66
32	Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for sykehjemmets 3 radiatorkretser	67
33	Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkrets til helse- og sosialsenter	67
34	Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkrets i bygg med alderspensjonat og legesenter	68
35	Skisse av OSO Maxi 17 RV varmtvannsbereder	69
36	Varmtvannsberederanlegg Rendalen sykehjem	70
37	Eksempelskisse av horisontalt montert sjøkollektortrommel med innebygget ispropell	72
38	Månedsvise spotpris på strøm til elektrokjøl-krets ved Rendalen sykehjem for 2012 (ekskl. mva)	74
39	Total effekttariffkostnad for 2013 som funksjon av maksimalt effektuttak for elektrokjøl-krets ved Rendalen sykehjem (ekskl. mva)	76
40	Oversiktsskisse over varmeanlegg Rendalen sykehjem med temperaturmålepunkter	81
41	Logger og termoelementtråd og PC koblet sammen i varmesentralen ved Rendalen sykehjem	82
42	Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria	84
43	Temperaturmålinger på primærkrets til fløy B og midtfløy	85
44	Temperaturmålinger på primærkrets til fløy C,D og E	86
45	Temperaturmålinger på primærkrets til Ungdommens hus/kommunehus	87
46	Temperaturmålinger på returside primærkrets til alderspensjonat, samt turtemperatur til ushunted krets (Ungdommens hus) for sammenstilling	88
47	Temperaturmålinger på returside primærkrets til helse- og sosialsenter, samt turtemperatur til ushunted krets (Ungdommens hus) for sammenstilling	89
48	Temperaturmålinger på radiatorkrets til helse- og sosialsenter	90
49	Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat på loft over helse- og sosialsenter	91

50	Temperaturmålinger på ventilasjonskrets til de fire ventilasjonsaggregatene i sykehjemmet	92
51	Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat 360.01 og 360.02	93
52	Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat 360.03 og 360.04	94
53	Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria	96
54	Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria etter nedskalering av utekompenseringskurve	97
55	Ytterligere nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria	98
56	Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria etter ytterligere nedskalering av utekompenseringskurve	99
57	Nedskalert utekompenseringskurve for tilluftstemperaturen fra ventilasjonsaggregat 360.02	100
58	Temperaturmålinger på turtemperatur til varmebatteri i ventilasjonsaggregat 360.01 og 360.02 etter nedskalering av tilluftstemperatur	100
59	Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkretsen til helse- og sosialsenter	101
60	Temperaturmålinger på radiatorkrets til helse- og sosialsenter etter nedskalering av utekompenseringskurve	101
61	Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkretsen i bygg med alderspensjonat og legesenter	102
62	Opprinnelig (øverst) mot endret (nederst) termostatinnstilling for shuntventil på radiatorkrets til Ungdommens hus/kommunehus	102
63	Lineær trendlinje for alle målte turtemperaturer i varmesystemet hvor lokal styring av temperatur er mulig	103
64	Nødvendig tur- og antatt returtemperatur som funksjon av utetemperatur for hele varmesystemet ved Rendalen sykehjem, basert på målinger	105
65	Forslag til beredersystem med seriekoblede for- og ettervarmeberedere og system for periodevis oppvarming av forvarmeberedere	108
66	Forslag fra OSO Hotwater til beredersystem uten mulighet for periodevis oppvarming av forvarmeberedere	108
67	Prinsippskisse av et mengderegulert distribusjonssystem ved Rendalen sykehjem	111
68	Ytelses-varighetskurve for varmeanleggsscenario med vann/vann-varmepumpe	115
69	Trykk-entalpi diagram for varmepumpesyklus med R134a	116

70	Prinsippskisse av varmesystemet ved Rendalen sykehjem	117
----	---	-----

Tabelliste

1	Egenskaper for et utvalg varmekilder for varmepumpe	18
2	Typisk COP for varmepumpe med ulike varmekilder over et år med 45 og 65°C turvann i varmesystem	18
3	Avgift for et utvalg HFK arbeidsmedier for 2013	19
4	Egenskaper for aktuelle syntetiske og naturlige arbeidsmedier	20
5	Klimaavhengig andel β av byggs energibehov, større bygg	28
6	Energiinnhold og energipriser for lett fossil fyringsolje og bioolje . .	41
7	Oppvarmet gulvflate knyttet til varmesentral ved Rendalen Sykehjem	50
8	Graddager for værstasjon 8140 EVENSTAD - DIH	52
9	Verdier fra ENØK normtall for energi- og effektbehov for sykehjem, omregnet til å gjelde for Koppang-klima	57
10	Nettleie for NØK kraftlags næringslivskunder, 2013	75
11	Effekttariffer for NØK kraftlags næringslivskunder fra 1.januar 2013 (ekskl. mva)	75
12	Rabatt på ordinære effektpriiser gjennom avtale om fleksibelt for- bruk med NØK kraftlag for næringslivskunder	77
13	Effekttariffer for NØK kraftlags næringslivskunder, 2013	118
14	Oljepris og systemvirkningsgrad for oljekjel	118
15	Kostnadsestimater for varmepumpeprosjekt ved Rendalen sykehjem	119
16	Kostnader og inntjening for varmesystemalternativer	120

1 Begreper og definisjoner

- *Bruksareal (BRA)* - Areal innenfor omsluttende vegger [2]
- *Graddagstall* - Produktet av fyringsperiodens lengde og differansen mellom en valgt innetemperatur på 17°C og stedets døgnmiddeltemperatur gjennom fyringsperioden [3]
- *Kjel* - Innretning for produksjon av varmtvann eller damp, varierer i utførelse, etter brensel, ytelse og trykknivå [3]. Blir ofte navngitt etter hvilket brensel den bruker.
- *Kjøle- og varmebatteri* - Henholdsvis kjøle- og varmeenhet som befinner seg i byggets ventilasjonsanlegg for å kjøle ned eller varme opp byggets innblåste ventilasjonsluft [5] [3]
- *Levert energi* - Summen av energi, uttrykt per energivare, levert over bygningens systemgrenser for å dekke bygningens samlede energibehov inkludert systemtap som ikke gjenvinnes [1]
- *Netto energibehov* - Bygningens energibehov uten hensyn til energisystemets virkningsgrad eller tap i energikjeden [1]
- *Roterende varmegjenvinner* - Varmegjenvinner i byggs ventilasjonssystem, hvor avtrekksluft varmer opp en rotor som etter en rotasjonsbevegelse avgir varmen til den kaldere innkommende luften [4]
- *SD-anlegg* - Sentralt driftskontrollanlegg for et eller flere bygg [3]
- *Varmebehov* - Netto energibehov til romoppvarming, ventilasjonsvarme og varmtvann [1]
- *Virkningsgrad* - Forholdet mellom avgitt nyttbar energi og tilført energi [3]
- *Grunnlast* - Den effekten opp til et visst nivå som skal til for å dekke det meste av årlig varmebehov på en mest mulig lønnsom måte. Fordelingen mellom grunnlast og spisslast er i praksis avhengig av stedlig klima, bygningens effektbehov over året og varmesystemets egenskaper. Vanligvis vil grunnlasten utgjøre 70-90 % av bygningens varmebehov over året. [19]
- *Volumetrisk varmeytelse* - Varmeytelse (kondensatorytelse) per m³ innsugd gassvolum i kompressor [24]
- *Mekanisk ventilasjon* - Ventilasjonen (luftstrømmen) av bygget drives av vif-ter [9]

- *Balansert ventilasjon* - En type mekanisk ventilasjon hvor både tilføring av uteluft og avtrekk av brukt luft fra bygget drives av vifter og går gjennom et kanalsystem [9]
- *DUT* - Dimensjonerende utetemperatur. Den laveste gjennomsnittlige utetemperaturen målt over en 3-døgns-periode i løpet av en 30 prs periode [9]
- *Ventilautoritet* - Forholdet mellom trykkfall over helt åpen ventil i forhold til trykktapet i den mengderegulerte kretsen [9]
- *Diskontering* - Omregne en eller flere betalingers verdi til et annet tidspunkt enn betalingstidspunktet [31]
- *Nedre brennverdi* - Brennverdi for den tørre bestanddelen i brenselet fratrukket fordampningsenergien til det vannet som dannes som forbrenningsprodukt av hydrogenet i brenselet [9]
- *Shunt* - Forkortelse for shuntventil. Dette er en innretning for trinnløs regulering av væskestrømmer, hvor en elektromotor styrer åpning og lukking av ventilen [20].
- *Spotpris strøm* - Spotpris er synonymt med markedspris på kraft. Prisen er knyttet til markedsprisen for strøm på den felles nordiske kraftbørsen.[21].

2 Innledning

Oppgavens oppbygning er todelt. Første del inneholder et bredt litteraturstudie rundt hva som må vektlegges ved konvertering fra oljekjel til varmpumpe som grunnlast i et høytemperert vannbårent distribusjonssystem. Her dekkes både grunnleggende og spesifikk kunnskap for å gi en god plattform for påfølgende saksstudie. Saksstudiet er oppgavens hoveddel, og skal fungere som et eksempel på et reelt konverteringsprosjekt. At et reelt prosjekt benyttes vil forhåpentligvis sikre at alle viktige fokusområder belyses.

Litteraturstudiet utgjør kapittel 3. Studiet belyser først markedet for grunnlastkonvertering fra oljekjel. Rundt selve varmpumpen tar studiet blant annet for seg utvalget av ulike typer, viktige termodynamiske forhold, varmekilder, dimensjonering, samt ulike arbeidsmedier. Det vannbårne distribusjonssystemet blir dekket, hvor ulike reguleringsmetoder står sentralt. Studiet belyser videre ulike systemer for tappevannsoppvarming, samt hvordan disse kan kombineres med varmpumpe. Eksisterende oljekjels rolle som spisslast vurderes, hvor konvertering til fyring med biobrensel er et alternativ. Avslutningsvis er det fokusert på vurdering av konverteringsprosjekters økonomi. Her står lønnsomhets- og følsomhetsanalyse sentralt.

Saksstudiet i kapittel 4 tar for seg varmesystemet tilknyttet Rendalen sykehjem. Rendalen kommune vurderer her en konvertering fra oljekjel til varmpumpe som grunnlast. På bakgrunn av hva som er dekket i litteraturstudiet i kapittel 3 er målet med saksstudien å anbefale et hensiktsmessig forslag til utførelse av denne konverteringen. Etter presentasjon av prosjektet og mål legger saksstudien frem et grundig detaljstudie av eksisterende varmesystem og utslagsgivende forhold. Det er ansett som helt nødvendig å ha full oversikt på disse punktene for en vellykket konvertering. Noe av informasjonen vil i ettertid være overflødig, men her er det bedre å gå ut for bredt enn for smalt.

Detaljstudiet dekker innledningsvis bygningsmasse, klima, samt eksisterende varmesystem i form av distribusjonssystem og grunn- og spisslast. Videre tar det i hovedsak for seg energi- og effektbehov med tilhørende kostnader, styringssystemer, radiator- og ventilasjon- og beredersystem, samt potensielle varmekilder for varmpumpe. Ettersom nødvendig temperaturnivå i varmesystemet er avgjørende for en fremtidig varmpumpes driftsforhold, blir det presentert utførte temperaturmålinger på strategiske områder i distribusjonssystemet, samt en "oppskrift" på hvordan eksisterende distribusjonssystem tilpasses varmpumpedrift. En diskusjonsdel rundt løsningsalternativer for varmesystemet følger. Et hovedalternativ blir videre økonomisk analysert, og på bakgrunn av analysen og diskusjonsdel blir en anbefaling gitt. Avslutningsvis vurderes fremtidig arbeid knyttet til saksstudiet.

3 Litteraturstudie

3.1 Utfasing av oljekjel som grunnlast

ZERO og Norsk Bioenergiforening rapporterte i 2007 at bruk av fossil energi til oppvarming og andre formål i bygg (stasjonær forbrenning) står for en tredjedel av klimagassutslippene i Oslo, med en svak nedgang de siste 15 årene. Oppvarming av næringsbygg og private husholdninger står for hoveddelene av utslippene[16]. På landsbasis i 2010 stod utslipp relatert til oppvarming av bygg (inkludert fjernvarme), samt andre stasjonære formål i bygg, for 5% av Norges totale klimagassutslipp. Sentralfyringsanlegg og mindre oljefyringsanlegg er storforbrukere, sammen med industrien og fjernvarmeanlegg. Dersom man regner årlig forbruk på 4000 liter fyringsolje for en enebolig, hvor hver liter olje står for et utslipp på 2,7 kg CO₂, får man et årlig utslipp på 10 tonn CO₂. Dette tilsvarer gjennomsnittlig årlig utslipp fra 4-5 nyere personbiler, og kommer i tillegg til svevestøv og utslipp av NO_x[18]. Med utgangspunkt i Oslo-regionen, hvor Akershus og Buskerud er inkludert, er det anslått at en utskiftning av rundt 13 prosent av totalt 27.000 oljekjeler gi en klimagassreduksjon på rundt 300.000 tonn CO₂ per år[16]. Et annet miljøaspekt ved oljefyring er faren for lekkasje fra nedgravde oljetanker, hvor tanken vil svekkes med tiden. Her er man som eier ansvarlig for eventuelle utslipp av olje, og man er dermed pålagt å ha kontroll på at tanken er i skikket stand. Dette kan i praksis være vanskelig, og profesjonell hjelp knyttet til utskiftning, kassering, rensing og tilstandskontroll kan være kostbart, og gjør det derfor lite attraktivt[3]. Av alternativene som nevnes til oljefyring som grunnlast er varmpumpe, bioolje, pelletskaminer eller vedovner for enkle boenheter, mens for større varmesentraler nevnes pellets, flis og bioolje og varmpumpe. Fjernvarme er også et selvskrevet alternativ, hvor det fra et miljøperspektiv er viktig med høy fornybarandel i varmeproduksjonen[16].

I 2009 ble det rapportert om 20.000 oljekjeler i offentlige bygg i Norge. Ifølge Christian Hagemann, daglig leder i selskapet Bio, vil utskiftning av disse oljefyrte anleggene til fordel for varmpumpe og fjernvarme føre med seg en gjennomsnittskostnad på 450.000 NOK per anlegg, som gir en total kostnad på ni milliarder kroner. Tar man derimot utgangspunkt i beregninger fra Oslo kommune kan kostnadene potensielt bli enda høyere. Ved utskiftning av 62 oljefyrte anlegg i Oslo-regionen regnet kommunen i 2009 med en snittpris på 1,6 millioner per anlegg, omtrent 3,5 ganger høyere enn tallene fra Christian Hagemann[10]. I en utredning fra 2009 rundt utskiftning av omtrent 70 anlegg med oljefyr som grunnlast i Osloskolene går det frem at 28 kan knyttes til fjernvarmenettet, 5 kan tilknyttes biobrenselfyrte nærvarmanlegg, 8 skal få varmpumpe mens 27 anlegg er uaktuelle for nær- eller

fjernvarmeløsninger, og kan dermed ende opp med en varmepumpeløsning. Det er dermed mulig at oljefyring byttes ut til fordel for varmepumpe i rundt 50 % av anleggene fra denne utredningen. Kostnadene for utskiftningen i 58 av anlegg er beregnet til mellom 90 og 110 millioner NOK, som gir en snittpris på rundt 1,7 millioner per anlegg[13]. I en annen artikkel fra samme år hevdes det at det i 2009 fantes 8000 større bygg med vannbåren varme i Norge, hvor oljekjel i kombinasjon med elektrokjel er en utbredt løsning som varmekilde[12]. I en rapport om utfasing av oljekjel i Oslo av ZERO og Norsk Bioenergiforening fra 2007 går det frem av tall fra Enøketaten at det ved utarbeidelse av rapporten fantes rundt 16.000 oljefyrer i Oslo, hvor av rundt 350 av disse finnes i kommunale bygg[16].

Det er ofte store individuelle forskjeller mellom anleggene som avgjør kostnader og nødvendig arbeid ved utskiftning av oljefyr som grunnlastkilde, mye avhengig av i hvilken grad eksisterende komponenter i anlegget kan bli brukt videre og beliggenheten til bygget. Med viten om dette, er ikke er tallene presentert ovenfor noen fasit for omfanget av konverteringsmarkedet. I tillegg er det vanskelig å si noe om hvordan tallene har utviklet seg frem til dags dato i 2013. Poenget er å gi et anslag på størrelsen av markedet for utfasing av oljefyr til fordel for andre grunnlastkilder i eksisterende høytempererte vannbårne anlegg, hvor installasjon av varmepumpe er et selvskrevet alternativ. Tallene ovenfor gir en klar indikasjon på at slik konvertering er et økonomisk attraktivt marked å satse på, et viktig incentiv for ytterligere satsning. Selv om utredningen til Oslo kommune rundt utskifting av oljekjeler kom frem til at varmepumpe kan være et alternativ i 50% av de rundt 70 anleggene undersøkt, er ikke dette nødvendigvis representativt for det totale antall utskiftninger som har skjedd og kommer til å skje i fremtiden. Det som er sikkert er at varmepumpe kan gi en inntjening og effektfaktor overlegen sine alternativer dersom utført riktig og nødvendige tilpasninger i varmesystemet blir utført. Dermed bør varmepumpe alltid vurderes som et alternativ.

At utfasing av fossil fyringsolje er en aktuell problemstilling går klart frem sett fra et politisk ståsted, hvor oljekjelens fremtid ser spesielt mørk ut. I 2010 ble ny Plan- og bygningslov innført, og i forbindelse med den ble det innført nye regler knyttet til energiforsyning, som man kan lese om i de byggetekniske forskriftene (TEK10) tilhørende Plan- og bygningsloven. Her går det frem at det ikke er tillatt å installere oljekjel som grunnlast. I tillegg settes det krav til at 60 % eller 40% av netto varmebehov (avhengig av byggets BRA) skal dekkes av med annen energiforsyning enn direktevirkende elektrisitet eller fossile brensler. Dette gjelder forenklet sett for større bygg og ikke boligbygg med "normalt" forbruk[15]. Det har vært knyttet usikkerhet til om forbudet mot installering av oljekjel som grunnlast gjør det forbudt med utskiftning av oljekjel i eksisterende bygninger. I veiledningen til TEK10 blir det presisert er det ikke er forbudt, men kravet gjelder

derimot ved hovedombygging eller ved utskiftning av hele/det mest vesentlige av byggets varmesystem[19]. I klimaforliket som ble vedtatt av Stortinget sommeren 2012 går man inn for ytterligere innstramminger, ved å forby bruk av oljefyring i 2020. Dette gjelder da for fyring med fossil olje i boliger og som grunnlast i øvrige bygg[11]. Oppsummert vil dette si at det er enighet om vurdering av forbud mot utskiftning av gammel oljefyr med ny i eksisterende bygg, sammen med eksisterende forbud mot oljefyr i nye bygg, samt at det skal jobbes med å sikre at det ikke legges om fra fyringsolje til direktevirkende elektrisitet[14]. Gjennom statsforetaket Enova kan man søke om støtte til å kvitte seg med oljekjelen, så lenge man går over til en fornybar energikilde. Enkelte kommuner kan også bidra med økonomisk støtte[11]. Enova regnes som fremtidig forvalter av en ny støtteordning som spesifikt tar for seg ønsket utskiftning av oljekjeler, men her er detaljene enda ikke på plass[16][11].

3.2 Varmepumpe

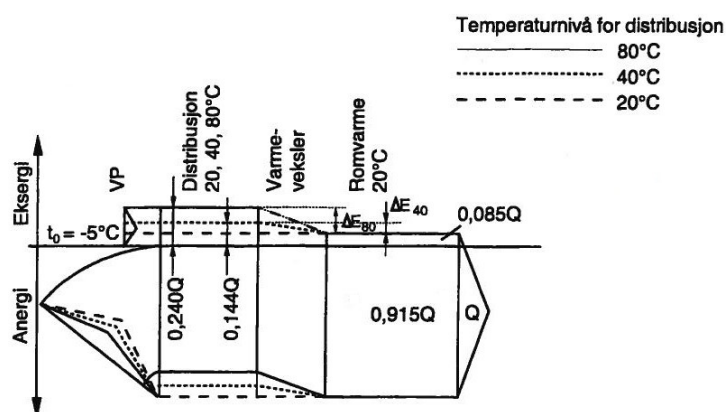
3.2.1 Generell introduksjon og viktige parametere

Det er allment kjent at varmpumpen har et fortrinn når det kommer til effektiv utnyttelse av primærenergi til å dekke varmebehov innenfor et rimelig temperatur-område. Sett i forhold til direkte oppvarming med olje, gass eller vannkraftbasert elektrisitet, reduserer varmpumper forbruket av energi med 50-80 %, med forutsetning i drift med elektrisitet fra vannkraft[7]. Fra et miljøperspektiv gjør den høye vannkraftandelen i Norge dermed varmpumper spesielt attraktivt. Norge har i tillegg et maritimt klima som gir milde vintre i store deler av landet, samt en lang fyringssesong. Dette gir gode forutsetninger for effektive varmpumpeløsninger.

Når man sammenligner varmpumpe med sine alternativer, for eksempel fyring med oljefyr, gir det mest mening å snakke om hvilken nytteverdi ulike energiformer har for oss, ettersom energimengden i et lukket system uansett er konstant. Her kommer eksergi og anergi inn, den delen av energimengden som gjennom en reversibel prosess henholdsvis kan og ikke kan omformes til en hvilken som helst annen energiform, og som dermed sammen utgjør en konstant energimengde. Basert på dette består elektrisk, mekanisk og kjemisk energi av ren eksergi, mens for eksempel varme og indre energi bare delvis (eller ikke i det hele tatt) kan omformes, og består dermed både av eksergi og anergi. Ved avgivelse av en varmemengde Q ved temperatur T til omgivelsene med temperatur T_0 vil den delen av Q som er representert ved en temperatur over T_0 utgjøre varmemengdens eksergiandel, mens den resterende energimengden utgjør anergiandelen i Q , og kan følgelig ikke omformes (eller utnyttes) her. Dermed kan man ved et varmebehov på et bestemt temperaturnivå T , med omgivelsestemperatur T_0 , regne seg frem til varmebehovets eksergi- og anergiandel. Eksergiandelen kan kun dekkes gjennom innsats av tilsvarende eksergimengde, mens anergiandelen kan dekkes enten ved å konvertere eksergi eller ved å resirkulere anergi fra omgivelsene. Nettopp her skiller varmpumpen seg fra tradisjonelle varmeanlegg. Der hvor for eksempel oljekjelen benytter eksergi til å dekke varmebehovets anergiandel, vil den ideelle varmpumpen resirkulere 100 % av anergiandelen fra omgivelsene, og dermed minimeres eksergiforbruket[7].

Et tradisjonelt temperaturregulert varmesystem forbundet med oljefyring regulerer ved å blande vannmengder med ulik temperatur for å oppnå ønsket temperatur. Dette er et eksergitap, hvor nyttbar eksergi går over til verdiløs anergi. Dette har ikke så mye å si for tradisjonelle varmesystemer som dekker varmebehovet med 100% eksergi. For varmpumpen har det derimot mye å si, da eksergiforbruket øker

utover minimum nødvendig eksergiandel, og anergiresirkulasjonen fra omgivelsene minker tilsvarende. Slik nedblading krever høyere temperatur enn nødvendig mange steder i varmesystemet. I figur 1 kan man se et eksempel på eksergitapene i en teoretisk varmepumpe, og hvordan tapet øker med økende temperatur i distribusjonssystemet. I figur 2 ser vi hvordan eksergitapet er uavhengig av distribusjonstemperaturen for et konvensjonelt varmesystem. Ved å ta utgangspunkt i figur 1 og 2 kan vi danne oss et bilde av eksergivirkningsgraden til varmeanleggene, som for en stasjonær prosess er definert som forholdet mellom utgående og inngående eksergi. Denne vil da ligge på 100% for en ideell varmepumpe, mens for et konvensjonelt varmeanlegg kan den for eksempel bare ligge rundt 10 %.

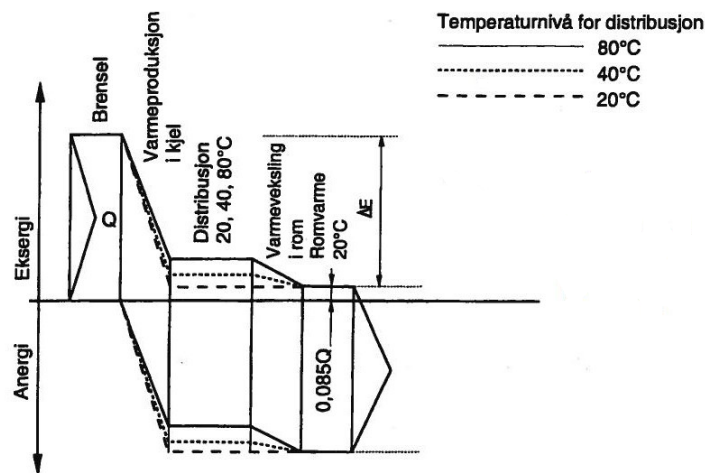


Figur 1: Eksergi/anergi-flytskjema for teoretisk varmepumpeprosess ved forskjellige distribusjonstemperaturer og omgivelsestemperatur på -5°C [7]

Den ideelle varmepumpeprosessen blir representert av den reverserte Carnot-prosessen, hvor effektiviteten uttrykkes gjennom Carnot-effektfaktoren ε_c , forholdet mellom avgitt varmeeffekt Q_k ved temperaturen T_k til omgivelsene ved temperatur T_0 , og tilført eksergi W , som driver prosessen. Denne faktoren er fremsatt i ligning (1). Basert på denne ligningen kan man se i figur 3 hvordan effektfaktoren for den ideelle varmepumpeprosessen endres med økende temperaturløft nødvendig i varmepumpen. Her kommer viktigheten av å tilstrebe lavt temperaturløft frem, som man oppnår ved å senke temperaturnivået i varmesystemet, T_k , samtidig som tilstreber en varmekilden med høyest mulig gjennomsnittlig temperatur over året [7].

$$\varepsilon_c = \frac{Q_k}{W} = \frac{T_k}{(T_k - T_0)} \quad (1)$$

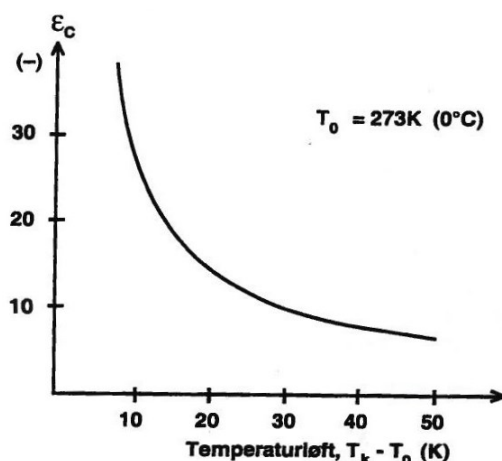
For å gi et bilde av hvordan effektfaktoren varierer mellom ulike arbeidsmedier



Figur 2: Eksergi/anergi-flytskjema for konvensjonelt varmeanlegg, f.eks. et oljefyrt anlegg [7]

er det naturlig å ta utgangspunkt i kalddampprosessen, som er en mer realistisk referanseprosess enn Carnot-prosessen. Her inkluderes både strupingstapet som oppstår som følge av trykkreduksjonen fra høy- til lavtrykksside, samt overhetningstapet som oppstår ved kompresjon av mettet gass fra lav- til høytrykksside, begge knyttet til temperaturløftet. Strupingstapet er det dominerende tapet av disse to, og det stiger raskt med økende kondenseringstemperatur for en gitt fordampningstemperatur, som man kan se av figur 4 for et utvalg arbeidsmedier. Det relative strupingstapet vist her er forholdet mellom det absolutte strupingstapet Δw_{str} og spesifikk kuldeytelse q_0 . Overhetningstapet varierer fra 0,2% til 3,5% for det samme tilfellet som i figur 4, sett opp til 70 °C. Ved denne temperaturen er det ammoniakk (NH_3) som står for det høyeste relative tapet på 3,5% [7]. På grunn av de inkluderte tapene i kalddampprosessen blir den teoretiske effekt faktoren her naturligvis lavere enn for Carnot-prosessen, og dette er fremsatt i figur 5.

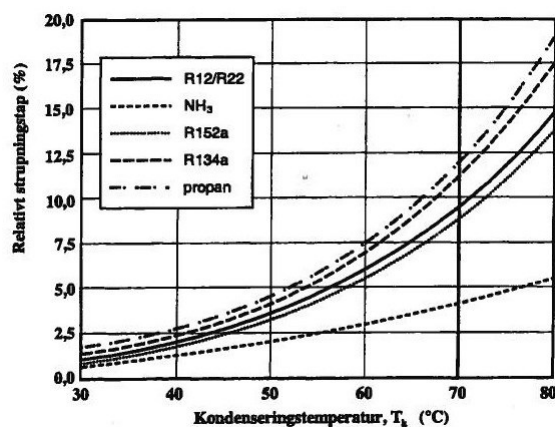
Tapene i varmepumpens kompressor er også avhengig av temperaturforhold gjennom nødvendig trykkforhold mellom høy- og lavtrykksside, samt kompressorens størrelse. Som følge av såkalte energitap (mekaniske tap, strømnings tap og ulike temperatur mellom gass og kontaktflater i kompressoren) vil totalt effektbehov for kompressoren være større enn teoretisk nødvendig. Dette kommer til syne gjennom kompressorens isentropiske virkningsgrad η_{is} , som er et produkt av indikert virkningsgrad (prosessvirkningsgrad), η_{ind} , og mekanisk virkningsgrad, η_{mek} . η_{is} kan dermed uttrykkes som forholdet mellom effektbehovet ved isentropisk (ideell) prosess og kompressorens virkelige effektbehov (akseeffekten). Eksempelvis viser figur 6 η_{is} for ammoniakk med stempelkompressor [7]. For dette tilfellet kan man se at η_{is}



Figur 3: Carnot-effektfaktor for ideell varmepumpeprosess som funksjon av temperaturløft, hvor T_0 er satt til 273 Kelvin [7]

øker med økende kompressorstørrelse, mens ved å operere med for høyt eller lavt trykkforhold vil man oppnå suboptimal virkningsgrad. Det er også knyttet volumetriske tap til forholdet mellom høy- og lavtrykksside over kompressoren. Dette kommer til syne i den volumetriske virkningsgraden, eller leveringsgraden, som beskriver utnyttelsen av det fysiske arbeidsrommet (slagvolumet) i kompressorens komprimeringsdel[9]. Tap kommer generelt av lekkasje fra høy- til lavtrykksside og reduksjon av gassens tetthet på grunn av (uønsket) varmetilførsel fra friksjon og høytrykksside. Leveringsgraden synker med økende trykkforhold. Det er enklere for større kompressorer å oppnå høy leveringsgrad[9].

Medregnet ulike termodynamiske tap, blant annet i kompressor, kan vi fremsette varmepumpens virkelige effektfaktor ϵ (COP). Denne ser selvfølgelig lavere enn kalddampprosessens effektfaktor, og er forholdet mellom Q_k , og tilført elektrisk effekt for å drive varmepumpen, P_{el} , som går frem av ligning (2). ϵ kan også uttrykkes som produktet av Carnot-effekt faktoren, ϵ_c , og Carnot-virkningsgraden, η_c . η_c er dermed en indikator på hvor god varmepumpen er, og siden de termodynamiske tapene avtar med økende anleggsstørrelse vil da carnot-virkningsgraden øke, og ligger rundt 0,5 - 0,6 for gode, større (omtrent 50 kW og oppover) anlegg[7]. Ved å sette $\eta_c = 0,5$ og fordampningstemperaturen til 0°C kan man ut ifra figur 7 se hvordan ϵ varierer med temperaturløftet, og sammenligne med ϵ_c . Ved å gå ut ifra at en varmepumpe over et driftsår må levere et temperaturløft på 50 - 60°C , er det realistisk ut ifra figur 6 å benytte en effektfaktor lik 3 til forenklede beregninger rundt varmepumpen.

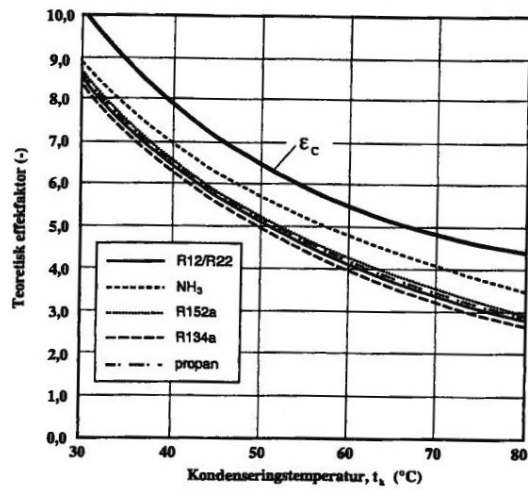


Figur 4: Relativt strupingstap som funksjon av kondenseringstemperatur for tilfeldig utvalg av arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 273 Kelvin[7]

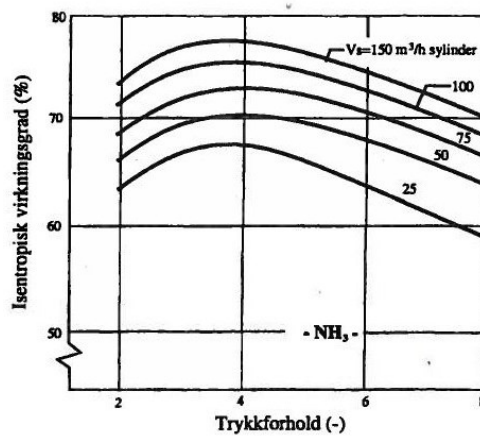
$$\varepsilon = \frac{Q_k}{P_{el}} = \varepsilon_c \cdot \eta_c \quad (2)$$

Over en driftsperiode vil fordampnings- og kondenseringstemperatur og virkningsgraden variere med driftsforhold. Til å bedømme varmepumpens godhet over en slik periode benyttes varmefaktor, Φ . Dette begrepet sier noe om hvordan varmepumpen presterer over driftsperioden ved å se på periodens totale varmeleveranse, E_k , og tilført elektrisk energi, W_{el} , som er fremsatt i ligning (3)[7]. Det er vanlig å fremsette Φ over en fyringssesong (årsvarmefaktor), og denne faktoren bør benyttes til å vurdere innsparingen knyttet til drift av varmepumpe i forhold til tidligere grunnlastkilde, som for eksempel oljekjel.

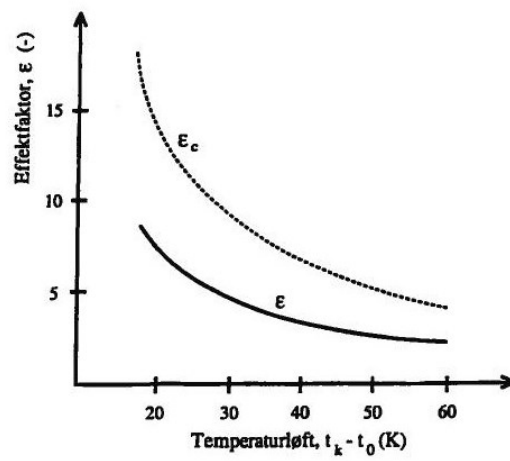
$$\Phi = \frac{E_k}{W_{el}} \quad (3)$$



Figur 5: Effektfaktor for tilfeldig utvalg av arbeidsmedier som funksjon av kondenseringstemperaturen for kalddampprosess, samt for Carnot-prosess, med konstant fordampningstemperatur på 273 Kelvin[7]



Figur 6: Stempelkompressors isentropiske virkningsgrader for ulike kompressorstørrelser og trykforhold, NH₃ som arbeidsmedium[7]



Figur 7: Varmepumpens effektfaktor som funksjon av temperaturløftet, ved $\varepsilon_c = 0,5$ og fordampningstemperatur på 0°C [7]

3.2.2 Varmepumpetyper

For effektivt å distribuere varme i større bygg er et vannbårent varmesystem påkrevd, og med nødvendige modifikasjoner bør eksisterende system dermed beholdes ved omlegging til varmepumpe som grunnlastkilde. Varmepumpen kan derimot benytte seg av flere systemer og kilder for energioptak i fordampere, som leder frem til fire ulike varmepumpetyper listet opp under som alle er aktuelle for implementering i eksisterende vannbårent varmesystem. Man er avhengig av å gjøre en utredning av lokale forhold og eksisterende varmesystem for å avgjøre hvilken varmepumpe og varmekilde som er optimal i hvert enkelt tilfelle.

- *Luft/vann-varmepumpe*
- *Væske/vann-varmepumpe*
- *Vann/vann-varmepumpe*
- *Avtrekksvarmepumpe*

Ventilasjonsvarmepumpe er ikke tatt med ettersom den ikke kan implementeres som grunnlastkilde alene i varmesentral, men isteden kan være integrert i et balansert ventilasjonsaggregat, hvor den benytter seg av brukt romluft som varmekilde og tilfører varme til tilluften direkte. Dersom man etter byggeforskriftene har en god varmegjenvinner i aggregatet kan dette langt på vei redusere verdien av en slik varmepumpe[9].

Luft/vann-varmepumpe benytter uteluft som varmekilde, og er dermed best egnet på steder med mildt vinterklima, noe som favoriserer kyst- over innlandsklima med kalde vintre. Dette er fordi varmekilden (uteluftstemperaturen) vil være i motfase med byggets varmebehov, hvor varmepumpen må levere varme med høyere temperaturløft (lav effektfaktor) om vinteren når varmebehovet i bygget er størst [9]. På grunn av dette vil en luft/vann-varmepumpe under normale forhold dekke mindre av byggets varmebehov enn alternativene basert på varmekilder med mer stabil temperatur over året[18]. På en annen side har denne varmepumpen en lavere investeringskostnad, i hovedsak på grunn av enklere opptakssystem for varme fra omgivelsene [9].

En væske/vann-varmepumpe henter varme ved å sirkulere frostvæske i en kollektorslange mellom fordampere og varmekilde (for eksempel bergvarme fra energibrønner). Dette opptakssystemet vil medføre relativt høye kostnader, men varmekilden vil ikke være i motfase med varmebehovet på samme måte som for luft/vann-varmepumpe, ettersom varmekilden knyttet til dette system som regel vil ha en jevnere temperatur over året. Dermed kan denne varmepumpekategorien egne seg godt også til kaldt innlandsklima. Den jevne temperaturen legger til rette for jevne

driftsforhold for varmepumpen, som igjen medfører lav slitasje på komponenter, og dermed lave drifts- og vedlikeholdskostnader[22]. I tillegg vil en væske/vann løsning være ideell for frikjøling, da overskuddsvarme fra bygget kan dumpes til varmepumpens varmekilde via kollektorslange. I kjølemodus går denne sirkulasjonen utenom varmepumpe, og eneste energiforbruk er til sirkulasjonspumpe. Avhengig av varmekilde muliggjør dette termisk lagring av overskuddsvarme, vanligvis over sommerhalvåret, som senere blir utnyttet gjennom varmepumpe ved oppvarmingsbehov [9].

Vann/vann-varmepumpe fører vann fra varmekilden direkte til varmepumpens fordamper, det vil si at mellomledet med frostvæske i kollektorslange for væske/vann-varmepumpe er kuttet ut. Det kan dreie seg om vann fra innsjø, sjø eller grunnvann, hvor alle holder et relativt jevnt temperaturnivå over året. Dette gjør at mange av de samme forutsetningene gjelder her som for væske/vann-varmepumpe. Ettersom mellomledet med frostvæske er kuttet ut, kan denne typen anlegg være rimeligere enn væske/vann-varmepumpe, men det er knyttet større kostnader til vedlikehold og filtrering på grunn av urenheter og egenskaper knyttet til vannet fra varmekilde som blir pumpet til varmepumpen[9].

Avtrekkvarmepumpen benytter seg av avtrekksluft fra byggets ventilasjonssystem som varmekilde. Dette er en løsning som er separat fra selve ventilasjonsaggregatet, og kan være ideell for ettermontering i eksisterende bygninger med avtrekksventilasjon fordi det kreves lite inngrep i bygningsmassen, noe som bidrar til lave investeringskostnader[9]. Mengde og temperatur på avkastluft er dimensjonerende for en slik pumpe, og det er realistisk å se for at en slik løsning kun kan dekke deler av varmebehovet til et bygg, for eksempel tappevannsoppvarming.

3.2.3 Varmekilder

Det er fordeler og ulemper ved de fleste varmekilder. Som nevnt bør en utredning basert på lokale forhold avgjøre valg av varmekilde, og i den forbindelse er det nødvendig med en kort studie av alternativene;

- *Sjø- og ferskvann*
- *Grunnvann*
- *Bergvarme*
- *Jordvarme*
- *Uteluft*
- *Avtrekksluft*

Lokal tilgang på spillvarme fra for eksempel industri er normalt en svært attraktiv varmekilde som bør utnyttes. I midlertidig bør stabilitet og framtidsutsikter for spillvarmen vurderes, og det kan være fordelaktig å ha vurdert alternativer dersom tilgangen skulle stoppe opp eller endres. Avløpsvann/gråvann er utelatt fra listen over varmekilder, da nødvendig varmeopptakssystem normalt innebærer relativt store investeringskostnader knyttet til filtre, spesielle fordampningsløsninger og spesialtilpasning av byggets avløpssystem, samt behov for hyppig vedlikehold [9].

Sjø- og ferskvann kan benyttes med væske/vann- og vann/vann-varmepumpe, hvor henholdsvis kollektor eller direkte opptak benyttes. Ved direkte opptak settes det større krav til rengjøring og vedlikehold av komponenter i kontakt med vannet, spesielt for sjøvann. Temperaturen ved et visst dyp vil i Norge typisk variere mellom 3 til 14°C, med den store fordel at det her ofte vil forekomme en 3-4 måneders tidsforsinkelse i forhold til utetemperatur som reduserer hvordan varmekilden er i motfase til varmebehovet i bygget. På grunn av stabilt lave temperaturer, også over sommerhalvåret i forhold til uteluft, kan sjø- og ferskvann fint benyttes til frikjøling [9]. Investeringskostnaden kan bli relativt høy på grunn av nødvendig kollektorsystem, behov for installasjoner under vannoverflaten, samt varmeveksler tilpasset sjøvann.

Grunnvann benyttes som oftest med vann/vann-varmepumpe, som vil si direkte pumping av grunnvannet fra løsmasse opp til varmeveksler med retur i annen brønn. Dimensjonerende for denne varmekilden er tilgjengelige grunnvannsmengde og mengden partikler, jern, mangan og lignende i vannet (vannkvalitet). Sistnevnte kan føre til utfelling i varmeveksler [24]. Varmekilden krever tilsyn og vedlikehold

for å påse tilstrekkelig vannmengde og kvalitet. Temperaturen varierer typisk mellom 3 og 7°C, og frikjøling er dermed en mulighet [9]. Tilgangen på grunnvann varierer etter hvor man befinner seg, og forutsetter grus- og sandavsetninger i løsmassen. Hydrogeologiske forundersøkelser og eventuell prøveboringer og -pumping er nødvendig, og tar gjerne 1/2-1 år [28].

Bergvarme vil si opptak av varme fra omkringliggende berg og eventuelle mengder grunnvann i og rundt et borehull gjennom et indirekte system med kollektorslange og frostsikker væske. Berget er et termisk lager for solenergi, og bergvarme må ikke forveksles med geotermisk varme. Typisk boreddybde er 80 til 200 meter, avhengig av mulig varmeeffektuttak fra brønnen. Dette er igjen svært avhengig av hva brønnen er fylt med, da luft leder varme dårlig. Grunnvann eller annet fyllmateriale i brønnen er dermed nødvendig for godt varmeeffektuttak. Borekostnader er svært avhengig av dybden ned til berget, da kostbare foringsrør er nødvendig for borehull i løsmasse. Typisk koster boring i fast fjell 150-250 NOK/meter, mens i løsmasse kan kostnadene være 3-5 ganger høyere enn dette [28]. Temperaturnivået er avhengig av lokasjon og bergtype, men ligger typisk på -3 til 8°C. Bergvarmebrønnen kan utnyttes til frikjøling over sommerhalvåret, hvor overskuddsvarme kan lagres i bergmassen rundt brønnene og utnyttes av varmepumpe over vinterhalvåret med dimensjonerende varmebehov [9].

Jordvarme kan i hovedsak benyttes som varmekilde for væske/vann-varmepumpe ved varmeavgivelse til kollektorslange gravd ned 1- 1,5 meter under bakken, som blir termisk ladet av solen. Temperaturen her ligger i Norge normalt mellom -3 og 10°C. Som for bergvarme er frikjøling mulig, hvor overskuddsvarme da blir dumpet til jorden og dermed kan heve årsmiddeltemperaturen [9]. Kostnadene er begrenset og er knyttet til gravearbeid, kollektorsystem og pumpe. Man er avhengig av en viss mengde tilgjengelig areal da kollektorslange skal legges med minimum 1 til 2 meter innbyrdes avstand for å minimere intern påvirkning mellom rørene.

Som nevnt er det største ankepunktet mot uteluft at tilgjengelig varme er i motfase med byggets varmebehov. Derimot er uteluft alltid tilgjengelig, og installasjonskostnadene for varmeopptakssystemet er lave, ettersom det kun vil bestå av en utemodul med vifte og fordamper (direkte løsning) eller kollektorrør (indirekte). Ved lave temperaturer vil det dannes rim på varmeopptakssystem, og avriming er nødvendig, en prosess som bidrar til lavere årlig COP for varmepumpen [9]. Temperaturnivået er stedavhengig, men de laveste temperaturene er uansett ofte irrelevante da varmepumpen her ikke lenger kan levere varme på grunn av for høyt nødvendig temperaturløft.

Temperaturen på avtrekksluft fra et bygg er avhengig av varmegjenvinningsgraden i byggets ventilasjonssystem, og kan følgelig grovt sett variere mellom byggets rom-

temperatur og utetemperaturen. I nyere ventilasjonsaggregater er gjenvinningsgraden som regel høy, og dette begrenser temperaturnivået som varmepumpen kan utnytte. For å ha en tilstrekkelig mengde avkastluft er felles avtrekk fra en større del av bygget nødvendig. Ved høy temperatur men liten mengde kan uteluft blandes inn. Avtrekksluft som varmekilde kan være godt egnet for lavenergibygg, hvor byggets tetthet gjør at ventilasjonssystemet transporterer ut store luftmengder og det kan ha et lavt nok varmebehov til at avtrekksluft som varmekilde kan være tilstrekkelig [9].

	Sjø- og ferskvann	Grunnvann	Bergvarme	Jordvarme	Uteluft	Avtrekksluft
Temp.[°]	3-14	3-7	-3-8	-3-10	-25-20	$T_{ute}-T_{inne}$
Investering	Variabel	Variabel	Høy	Variabel	Lav	Lav
Tilgjengelig	Noen steder	Noen steder	Noen steder	Som regel	Ja	Byggavhengig
Korrosivt	Ja,direkte opptak	Mulig	Nei	Nei	Nei	Nei
Avriming	Nei	Nei	Nei	Nei	Ja	Mulig

Tabell 1: Egenskaper for et utvalg varmekilder for varmepumpe[9] [57]

Tabell 1 gir en oppsummering av viktige praktiske egenskaper for de nevnte varmekildene. Tabell 2 inneholder en oversikt over forventet effektfaktor for et utvalg varmekilder basert på deres sannsynlige årsmiddeltemperatur ved en turtemperatur i varmesystemet på 45°C og 65°C.

Varmekilde	Årssnittemp.	COP	
		45°C	65°C
Sjøvann	7°C	4,3	2,9
Grunnvann	7°C	4,3	2,9
Bergvarme	0°C	3,7	2,6
Uteluft	-5°C	3,1 ¹	2,3 ¹
Spillvarme	30°C	8,7	4,6

1) Avhengig av avriming

Tabell 2: Typisk COP for varmepumpe med ulike varmekilder over et år med 45 og 65°C turvann i varmesystem[57]

3.2.4 Arbeidsmedier

Arbeidsmedier for varmepumper kan i første omgang deles i to grupper, de som finnes naturlig i omgivelsene og ikke-naturlige (syntetiske) medier. I syntetiske medier er grunnmaterialene metan og etan, og ønskede egenskaper har blitt oppnådd ved å erstatte hydrogenatomer med klor og fluor. Et arbeidsmedium basert på metan eller etan, hvor alle hydrogenatomene er erstattet med klor og fluor kalles klorfluorkarboner (KFK). Et eksempel på et slikt medium er R12. Dersom ikke alle hydrogenatomene er erstattet benevnes mediet som hydrogenklorfluorkarbon (HKFK), hvor et eksempel er R22. Uten klor tilstede gjelder benevnelsen hydrogenfluorkarbon (HFK), hvor aktuelle medier vil bli omtalt senere.

Da det ble oppdaget at klor-holdige medier har en ozon-nedbrytende effekt ble KFK og HKFK vedtatt utfaset innen henholdsvis 1995 og 2010. HFK ble utviklet som svar på denne utfasingen, men på grunn av at fluor bidrar til økt drivhuseffekt ble det etablert utfasing av HFK gjennom Kyoto-protokollen av 1997. Fra 2003 ble det dermed innført høye avgifter på medier av denne typen[9]. De norske avgiftene for aktuelle HFK-medier kan leses i tabell 3. I tilknytning til Kyoto-protokollen innførte EU i 2006 F-gass direktivet hvor målet er å redusere lekkasje og utslipp av HFK gjennom opplæring og sertifisering av bedrifter og personell som håndterer HFK-medier. I 2006 innførte EU F-gassdirektivet, hvor hensikten er å redusere HFK-utslipp, og ved gjennomgang av direktivet i 2010 ble føringer rundt en utfasing foreslått, med 2008-2011 som referanseår for HFK-mengde på markedet, og en nedtrapping til 21% av denne mengden innen 2030[23]. Tar man utgangspunkt i den miljøskadelige effekten og arbeidet som legges inn av blant annet EU for utfasing av HFK-medier, er HFK på lang sikt ikke et fremtidsrettet arbeidsmedium. For 2013 er HFK-mediet R410A det mest brukte arbeidsmediet i boligvarmepumper. Det har en global-warming potential-faktor (GWP-faktor) på 1730, som vil si at utslipp av 1 kg R410A til atmosfæren er 1730 ganger så skadelig som utslipp av 1 kg av referansemediet CO₂, som da har en GWP-faktor på 1[9].

Arbeidsmedium	Avgift 2013 [kr/kg]
R404A	746,54
R407C	350,37
R410A	396,17
R134a	297,70

Tabell 3: Avgift for et utvalg HFK arbeidsmedier for 2013 [40]

I tabell 4 finner man en oversikt over viktige termodynamiske og kjemiske egenskapene for tre utbredte HFK-medier, et HKFK-medium, samt de naturlige mediene

ammoniakk, karbondioksid og hydrogenkarbon-mediet propan. I valget av arbeidsmedium må man ta hensyn til disse, samt andre termodynamiske, miljømessige, sikkerhetsmessige og praktisk egenskaper. Målet med valget er å oppnå høy effektivitet, lave komponentkostnader, høy driftssikkerhet og minst mulig fare for skade på mennesker og miljø[9]. Om mediene kompatible med ulike typer oljer må også vektlegges i dette valget, ettersom varmepumpens kompressoroppsett behøver smøring.

	HKFK	HFK	HFK	HFK	NH ₃	HK	CO ₂
	R22	R407C	R410A	R134a	R717 ¹	R290 ²	R744 ³
Molar masse [g/mol]	86,5	86,2	72,6	102,0	17,03	44,10	44,01
Kokepkt, 1 bar [°C]	-40,7	-43,8	-51,4	-26,1	-33,3	-42,1	-78,03
Kritisk temp. [°C]	98,85	86	72,5	101,1	132,3	96,8	31,1
Kritisk trykk [bar]	49,8	46,3	49,0	40,67	113,3	42,5	73,8
P_{sat} , 0°C [bar]	4,98	5,7	8,0	2,9	4,3	4,8	34,9
Δh_f , 0°C [kJ/kg]	205	209	221	199	1262	375	231
ρ_v , 0°C [kg/m ³]	1282	1237	1171	1295	639	493	928
ρ_g , 0°C [kg/m ³]	21	20	31	14	4	10	98
t_k , 25bar [°C]	61	60	53 ⁴	77	58	68	- ⁵
GWP [-]	1810	1700	2000	1300	0	3	0(1)
Giftig/brennbart	Nei	Nei	Nei	Nei	Ja/Nei	Nei/Ja	Nei

1) Ammoniakk

2) Propan

3) Karbondioksid

4) Ved 35 bar

5) Irrelevant, kan ikke nyttiggjøre temp. ved dette trykket for CO₂

Tabell 4: Egenskaper for aktuelle syntetiske og naturlige arbeidsmedier[24][58]

Lav molar masse er fordelaktig med tanke på lite trykktap i rør, ventiler og varmevekslere. Dermed har man valget om man ønsker å benytte denne fordelene til å redusere dimensjoner på anlegget (rør, ventiler), noe som vil øke trykktapet, eller holde dimensjonene i anlegget “normale” og dermed få lavt trykktap. Spesifikk fordampningsvarmen Δh_f kan sies å være nær omvendt proporsjonal med molar masse. Dette gjør at lav molar masse reduserer nødvendig sirkulert mengde medium i anlegget, og dermed dimensjonene på medieførende komponenter. Fordelen med høy molvekt er derimot at mediet er mer egnet til bruk i turbokompressorer, ettersom trykkstigning per kompressortrinn er direkte knyttet til molvekten [24][7].

HKFK-mediet R22 var lenge det mest utbredte arbeidsmediet for varmepumper som trengte å levere turtemperatur på rundt 60°C. Dette blant annet på grunn av høy volumetrisk varmeytelse (forklart mot slutten av dette kapitlet, ligning 4)

som gir behov for lite kompressorvolum. Et ankepunkt mot R22 er at det oppnår relativt høy gasstemperatur ut fra kompressor, som ved spesielt høye temperaturløft gir problemer med oljen som skal smøre kompressor, og har ført til kompressorhavari [7]. På grunn av uheldige miljømessige egenskaper er bruken av R22 som nevnt strengt regulert, da utfasing er vedtatt. Mediet er dermed ikke spesielt aktuelt per 2013 for bruk i varmpumper som erstatter oljekjel som grunnlast, men som tidligere markedsleder er det tatt med for sammenligning.

Som for de andre syntetiske arbeidsmediene i tabell 4 er de to HFK-mediene R407C og R410A hverken brennbare eller giftige. R407C ble utviklet for bruk i luftkondisjonering. Det har en relativt høy kondenseringstemperatur ($60\text{ }^{\circ}\text{C}$) ved 25 bar, en trykkklasse utbredt blant kompressorer. Det har høy temperaturglidning på $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, og varmeveksler bør derfor utformes spesielt med tanke på dette. R410A har derimot lavere temperaturglidning. Et relativt høyt metningstrykk P_{sat} gjør at nødvendig kompressorvolum kan reduseres[7]. Felles for disse to mediene er at kondenseringstemperaturen ved 25 bars er relativt lav, noe som kan begrense bruken av disse mediene i varmpumpe som erstatning for oljekjel i et varmesystem med høyt temperaturnivå. Det største ankepunktet er de høye GWP-faktorene, som er kilden til at disse mediene er gjenstand for utfasing. Ettersom R407C og R410A er blandingsmedier vil det ved en eventuell lekkasje forsvinne ulik mengde av blandingskomponentene på grunn av forskjellige kjemiske egenskaper for disse komponentene. Dette kan medføre at man etter forhindring av videre lekkasje må erstatte hele mediefyllingen for å sikre rett sammensetning av blandingsmediet.

HFK-mediet R134a har også en høy GWP-faktor. På grunn av komplisert fremstillingsprosess er prisen relativt høyt, i tillegg til avgifter på grunn av mediets skadelige miljøeffekt. Den høye molare massen gjør mediet godt egnet i turbokompressorer, noe som er en fordel ettersom turbokompressoren er driftssikker, har behov for lite vedlikehold og er stillegående. I tillegg har den ikke behov for olje i arbeidsmediet ettersom kun aksiallagre og gir behøver smøring, og man slipper dermed system for oljeutskilling og retur. En negativ effekt er at R134a har lavest Δh_f av aktuelle medier i tabell 4. R134a oppnår høyt strupningstap, så derfor er det fordelaktig å benytte underkjølingsvarmeveksler[7]. Kondenseringstemperaturen t_k på hele $77\text{ }^{\circ}\text{C}$ ved 25 bar er en stor fordel da dette gjør R134a i stand til å levere høyere temperatur ved 1-trinns standard kompresjon (25 bars trykkklasse) enn de andre HFK-mediene i tabell 4.

Termodynamisk sett er ammoniakk på mange måter overlegen de syntetiske mediene i tabell 4, men blant annet på grunn av høy pris for denne typen varmpumper dominerer mediet først og fremst for større kuldeanlegg (over 200-300 kW). Det er noen utfordringer knyttet til mediet. Ammoniakk angriper kopper dersom

det er fuktighet til stede, og derfor må varmepumpens komponenter være kopperfrie. Dette krever spesielle hermetiske kompressorer, ettersom det vanligvis er kopper i motorviklingene. Mediet er dessuten giftig (og til en viss grad brennbart/eksplosjonsfarlig), men ettersom det er lettere enn luft vil det stige opp ved lekkasje, samtidig som en sterk lukt som vil advare mot faren. Uansett setter Norsk kuldenorm strenge krav til sikkerheten ved ammoniakkanlegg, som blant annet omfatter utforming av maskinrom og ventilasjonsanlegg. Dette medfører ekstrakostnader og mulige praktiske problemer ved installasjon av ammoniakkvarmepumpe i eksisterende varmesentral. Den lave molvekten gjør mediet uegnet til bruk med turbokompressor, men samtidig gjør det at ammoniakk har en overleggen fordampningsvarme og lite trykktap i rør, ventiler og varmeveksler. Dessuten har ammoniakk en høy termisk konduktivitet i væskefase (ikke vist i tabell 4), som gir god varmeovergang, og sammenlignet med R-134a ligger den her omtrent seks ganger høyere. For å oppnå en høyere kondenseringstemperatur (rundt 70°C) er ammoniakk avhengig av totrinns kompresjon eller kompressor (og andre anleggs-komponenter) med 40 bars trykkklasse. I disse tilfellene vil en høy trykkgasstemperatur ut fra kompressor gjøre det nødvendig med avkjøling av mediet underveis i trykkøkningen. Ved bruk av totrinns kompresjon i varmepumpen kan man oppnå opp til hele 15% høyere effektfaktorer med halvparten så store kompressorer sett opp imot en sammenlignbar to-trinns varmepumpe basert på R-134a[7][24].

Det største ankepunktet R290 (propan) og andre HK-medier er at de er svært brennbare og eksplosive, noe som gjør de mest aktuelle til bruk i små anlegg (under 200 kW) som kun har bruk for liten fylling. Mediet har i tillegg til gode termodynamiske egenskaper den fordel å ha god blandbarhet med oljer. På grunn av høy t_k ved 25 bar er 1-trinns kompresjon tilstrekkelig for høyt temperaturløft. Høy spesifikk fordampningsvarme gir behov for lite arbeidsmedium og små rørdimensjoner. Propan er tyngre enn luft, så ved lekkasje vil mediet samle seg og eksplosjonsfare bygges opp. Dette gjør at det stilles krav til elektrisk utstyr, ventilasjonsutstyr, sammenføyning av komponenter i varmepumpe og sikkerhetsutstyr, noe som byr på de samme problemstillingene som for ammoniakk når det kommer til kostnader og praktiske utfordringer ved implementering av propanbaserte varmepumpe i eksisterende varmesentral. Hovedvekten av sikkerhetstiltak gjelder for anlegg med mediefylling over 1 kg, som vil være tilfellet for varmepumpe som er erstatter oljekjel som grunnlast i større bygg[7][24].

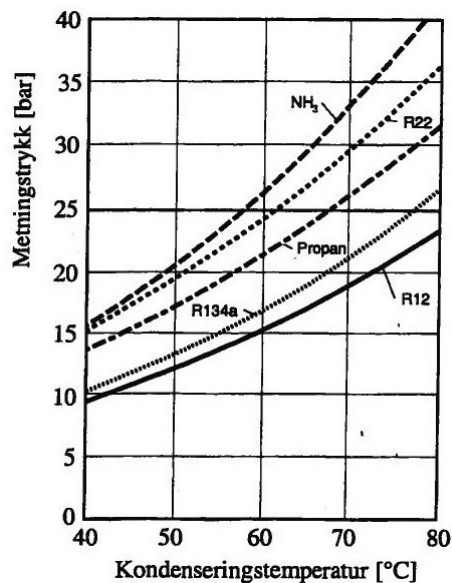
Karbondioksid miljøvennlig, ikke giftig, ikke brennbart, kan benyttes med vanlige oljer og fører til nedbrytning av materialer man kan finne i en varmepumpe. Viktig å merke seg fra tabell 4 for CO_2 er den lave kritiske temperaturen på $31,1^{\circ}\text{C}$ og det høye kritiske trykket på $73,8^{\circ}\text{C}$. Dette er et høytrykksmedium med stor energitetthet og høy volumetrisk varmeytelse på grunn av høy gasstetthet. Dette

gir lavt nødvendig kompressorvolum, samt små dimensjoner på blant annet rør og ventiler, selv om det kreves tykkere rør på grunn av det høye trykket. På grunn av det lave kritiske temperaturen til CO₂ vil varmeavgivelse foregå ved glidende temperatur over kritisk temperatur (transkritisk prosess). Man har dermed ikke kondensasjon ved varmeavgivelse, kun avkjøling av gass, så kondensator er byttet ut med gasskjøler. Ser man på teoretisk effektfaktor for en CO₂-varmepumpe vil den ligge 30-50 % under andre mer utbredte arbeidsmedier, og et høyt stupningstap har mye av skylden for dette. Den virkelige effektfaktoren vil i midlertidig ligge like høy eller høyere enn konvensjonelle systemer. Grunnen til dette er blant annet et lavt trykkforhold i varmepumpeprosessen som gir høy kompressorvirkningsgrad, lavt trykktap og gode varmeovergangsegenskaper[7][25]. For å oppnå god effektfaktor for en CO₂-varmepumpe er man avhengig av stor temperaturglidning (avkjøling av CO₂) på varmeavgivessiden, som ofte enklest blir oppnådd gjennom varmeveksling mot kaldt tappevann for oppvarming av dette. Dermed blir implementering av CO₂-varmepumpe veldig attraktivt dersom bygget har et relativt høyt forbruk av oppvarmet tappevann, eller svært lave returtemperaturer i distribusjonssystemet. Sistnevnte kan være urealistisk å oppnå fra et eksisterende oljefyrt høytemperatur 80/60 varmesystem uten omfattende ombygging og utvidelse, noe som argumenterer mot CO₂-varmepumpe som erstatning for oljekjel.

Subkritisk kan arbeidsmediene i teorien levere temperaturer opp imot kritisk temperatur, så lenge man nærmer seg kritisk trykk. Det er flere grunner til at dette ikke er ønskelig, men en begrensende faktor er uansett varmepumpekomponentenes trykkklasse, som for standard utrustning ofte er 25 bar. Kondenseringstemperaturen t_k for et utvalg medier som funksjon av metningstrykket P_{sat} kan lese ut ifra grafen i figur 8. Denne gir et bilde av hvilke turtemperaturer som kan forventes fra en varmepumpe begrenset av kompressorens trykkklasse. Å ikke være i stand til å levere høye temperaturer ved 25 bars trykkklasse blir aktuelt jo lenger til venstre man beveger seg i diagrammet [7]. For at dette skal være et utslagsgivende for valg av arbeidsmedium er man først avhengig av å bestemme ønskelig turtemperatur fra varmepumpe i det anlegget den skal implementeres i.

Nødvendig trykkforhold mellom lav- og høytrykksside i varmepumpen ved gitte fordampnings- og kondenseringstemperaturer er avgjørende for kompressorens virkningsgrad, både energimessig og volumetrisk. I kapittel 3.2.1 går det frem at leveringsgraden synker med økende trykkforhold, mens den optimale isentropiske virkningsgraden finnes ved et gitt trykkforhold, og vil da minke utover dette forholdet. Trykkforholdet som funksjon av kondenseringstemperaturen er gitt av figur 9 for et utvalg medier og konstant fordampningstemperatur på 0 °C.

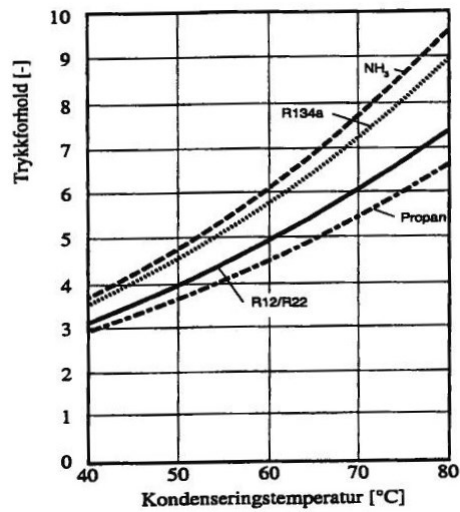
Volumetrisk varmeytelse er en parameter som uttrykker avgitt varmeytelse per volumenhet gass til kompressor, og definert i ligning (4) som forholdet mellom av-



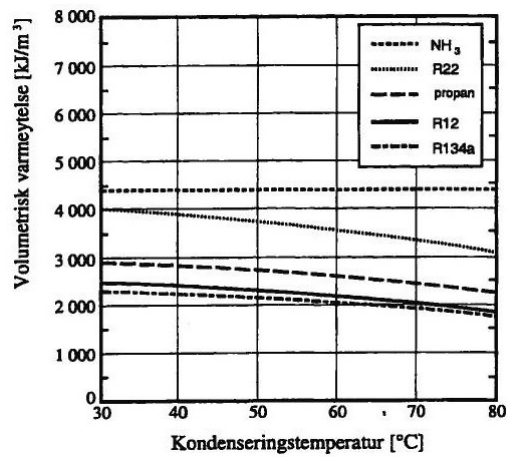
Figur 8: Kondenseringstemperatur som funksjon av metningstrykk for et utvalg arbeidsmedier[7]

gitt varmeytelse q_k og gassens spesifikke volum i innsugningstilstanden, v_1 . Dette er et parameter som er svært avhengig av arbeidsmedienes egenskaper, og spiller en viktig rolle i kompressorens størrelse og anleggskostnader. Medier med lavt fordampetrykk vi som regel ha lav q_{vol} , noe som vil medføre behov for større kompressorer og dermed betyr høyere kostander. CO_2 , som er et utpreget høytrykksmedium, vil ha en svært høy volumetrisk varmeytelse, i området 5-6 ganger høyere enn ammoniakk og propan[7]. I figur 10 går q_{vol} frem som funksjon av kondenseringstemperaturen for et utvalg av medier og konstant fordampningstemperatur på 0 °C. Som man ser kommer ammoniakk godt ut.

$$q_{vol} = \frac{q_k}{v_1} \quad (4)$$



Figur 9: Trykkforholdet som funksjon av kondenseringstemperaturen for et utvalg arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 0°C [7]



Figur 10: Volumetrisk varmeytelse som funksjon av kondenseringstemperaturen for et utvalg arbeidsmedier, konstant fordampningstemperatur på 0°C [7]

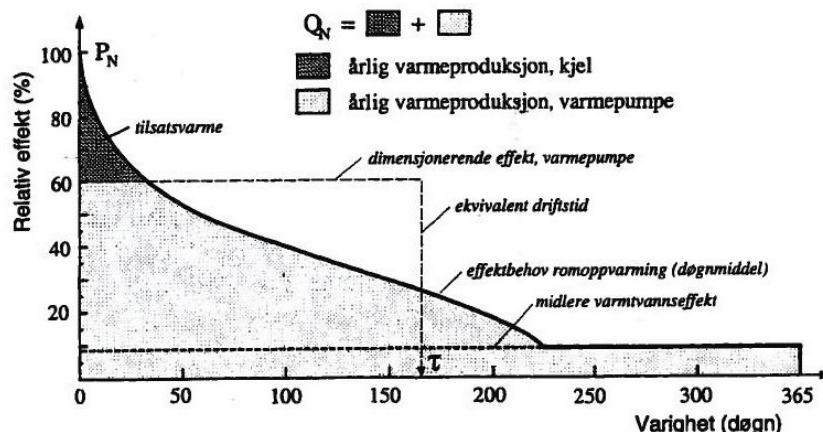
3.2.5 Drifts- og dimensjoneringspunkter

Ekvivalent driftstid er en viktig parameter innenfor dimensjonering av varmepumpe, og er den driftstiden i timer som en varmepumpe ville hatt dersom den hadde dekket hele sin varmeproduksjon, Q_{VP} , med sin dimensjonerende varmeeffekt, P_{VPdim} . Ekvivalent driftstid er dermed definert som forholdet mellom disse to faktorene, fremsatt i ligning 5. Man ønsker følgelig lang ekvivalent driftstid, som er en indikasjon på at varmepumpen går lite på dellast og utnytter mulig effekt godt, som er et tegn på god dimensjonering [7].

$$\tau = \frac{Q_{VP}}{P_{VPdim}} \quad (5)$$

Byggs effektbehov varierer med utetemperaturen og derfor er det ikke fordelaktig å dimensjonere varmepumpen for 100% effektdekning. Dette ville gitt en veldig kort ekvivalent driftstid, som gjør varmepumpeinvesteringen lite attraktiv økonomisk sett (høy investering og lang inntjeningsstid). I tillegg vil en effektredusering minke dellastdrift av varmepumpen og føre til en gjennomsnittlig lavere kondenseringstemperatur som øker virkningsgrad for kompressor [7]. Å avgjøre effektdekningsgraden til varmepumpen er en økonomisk optimalisering blant annet basert på elektrisitetspriser, brensel ved bruk av forbrenningskjel som spisslast, samt investeringskostnader for installert effekt (grunn- og spisslast). Med for eksempel elektrokjel som spisslast vil det ved høye strømpriser være mer lønnsomt å dimensjonere varmepumpen for en høyere effektdekning enn dersom strømprisene er lave. Med lave strømpriser på 80- og 90-tallet gjorde dette det vanlig å dimensjonere varmepumper for rundt 40% effektdekning, som ofte ga 60 - 70% dekning av det totale varmebehovet. En økning i strømprisene har resultert i at det per 2013 er gjengs med 50 - 60% effektdekning, som kan resultere i 80 - 95% dekning av det totale varmebehovet[9][7]. Effekt-varighetskurven i figur11 gir en fremstilling av dette, hvor varmepumpens effektdekning på 60% resulterer i rundt 90 % dekning av årlig varmeproduksjon. Ekvivalent driftstid er her på rundt 170 døgn som tilsvarer 4000 timer. 3000 til 5000 timer blir omtalt som normalt [7]. Effekt-varighetskurvens form er selvsagt avgjørende her. Jo flatere kurven er, jo høyere effektdekning bør varmepumpen optimalt sett ha.

Det er i hovedsak tre alternativer for å si noe om et eksisterende byggs totale varme- og effektbehov på; simuleringer, benytte tabulerte verdier og vurdere tidligere energiforbruk og allerede installert effekt. Å benytte to eller tre av alternativene som sammenligningsgrunnlag kan gi et bedre bilde av byggets energi- og effektbehov. Eksempelvis kan faktisk og tabulert energiforbruk for eksisterende bygg sammenholdes, for så å benytte forholdet til å korrigere tabulert effektbe-



Figur 11: Eksempel på effekt-varighetskurve, hvor man har konstant varmtvannsbehov over året, og varmepumpe er dimensjonert for 60% effektdekning [7]

hov, eller omvendt. Effektbehovet som funksjon av utetemperatur vil grovt sett variere lineært med utetemperaturen, med maksimum for DUT og nullpunkt ved den utetemperaturen bygget ikke lenger har varmebehov (sett bort ifra kjølebehov). Nødvendig effekt til tappevann må legges inn som en konstant uavhengig av klima.

Dersom simulerte eller tabulerte verdier for energibruk E gjelder for et annen geografisk område og klima enn hva som faktisk er tilfellet for et bygg må E klimastedkorrigeres til $E_{\text{klimastedkorrigert}}$ etter ligning 6 ved bruk av graddagstallet (G) for faktisk og simulert lokasjon. β representerer den delen av E som er klimaavhengig (i hovedsak tappevannsoppvarming), og er oppgitt i tabell 5 for et utvalg byggtyper. Dersom tidligere energiforbruk E skal benyttes til å si noe om byggets varme- og effektbehov må forbruket graddagskorrigeres til $E_{\text{korrigert}}$ for å representere et normalår for lokasjonen til bygget. Dette gjøres etter ligning 7.

$$E_{\text{klimastedkorrigert}} = E \cdot \frac{G_{\text{normalår lokasjon simulering/tabulert}}}{G_{\text{normalår faktisk lokasjon}}} \cdot \beta + E \cdot (1 - \beta) \quad (6)$$

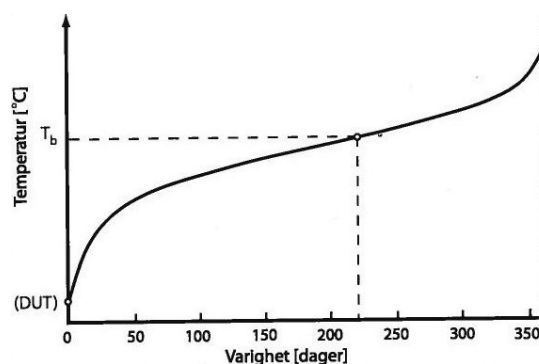
$$E_{\text{korrigert}} = E_{\text{målt}} \cdot \frac{G_{\text{normalår}}}{G_{\text{måleår}}} \cdot \beta + E_{\text{målt}} \cdot (1 - \beta) \quad (7)$$

Videre er det nødvendig å samle lokal klimadata for et normalår, tilgjengelig på Meteorologisk institutts klimadatabase (www.eklima.met.no). Dette brukes til å fremstille et varighetsdiagram som i figur 12, hvor utetemperaturer over året er

Type bygg	β
Rekke- og kjedehus	0,55
Forretningsbygning	0,25
Kontorbygg	0,4
Hotellbygning	0,2
Skolebygning	0,6
Idrettsbygning	0,6
Kulturbygning	0,6
Sykehus og -hjem	0,4
Helse- og sosialbygning	0,6

Tabell 5: Klimaavhengig andel β av byggs energibehov, større bygg [59]

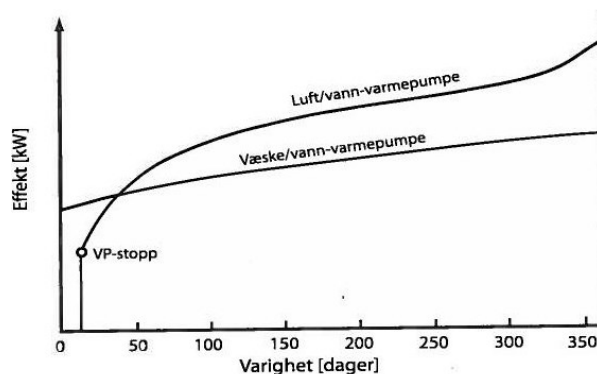
sortert fra kaldes til varmest og dermed viser normal varighet for ulike utetemperaturer. Dette diagrammet sammen med effektbehovet som funksjon av utetemperatur gjør at effekt-varighetsdiagrammet for bygget kan fremstilles, som i figur 11.



Figur 12: Eksempel på varighetskurve for uteluftstemperatur[9]

I figur 11 er det fremstilt som om varmepumpen kan levere dimensjonerende effekt kaldeste dag. Som oftest er ikke dette sannheten, da lavere temperaturnivå på varmekilden kombinert med høyere nødvendig turtemperatur til varmesystemet senker avgitt effekt. Dersom det utekompenserte varmesystemet i tillegg krever høyere turtemperatur enn hva varmepumpen kan levere, og spisslast må til, synker effektandelen dekket av varmepumpen ytterligere. Totalt sett vil avgitt effekt dermed være avhengig blant annet av varmepumpetype (med arbeidsmedium), varmekilde og varmesystem. En fremstilling av hvilken effekt et varmepumpesystem kan levere ved bestemte utetemperaturer kalles varmepumpens ytelseskaraktistikk. Når denne kombineres med en varighetskurve for uteluftstemperatur, som i figur 12, får man en ytelses-varighetskurve for varmepumpesystemet, som figur

13 er et eksempel på. Denne viser prinsipielt hvordan en væske/vann-varmepumpe klarer å levere en mer stabil effekt over året på grunn av stabil varmekildetemperatur. Ved implementering av en slik varmepumpe i et eksisterende høytemperert varmesystem er det dermed varmepumpens maksimale turtemperatur og returtemperaturen i system som blir dimensjonerende for varmepumpens avgitte effekt. Ved høy returtemperatur og nødvendig turtemperatur over temperaturbegrensningen til varmepumpen synker følgelig dens mulige effektdekningsgrad. I tillegg minker varmeovergangen i kondensatoren med høyere returtemperatur. Luft/vann-varmepumpen får på sin side en kraftig effektreduksjon på grunn av høyt nødvendig temperaturløft på kalde dager (lav varmekildetemperatur). Dette fører til høy slitasje og lav COP, samt til potensielt nødvendig stans da drift ikke lenger er mulig eller svært ufordelaktig [9].



Figur 13: Eksempel på ytelses-varighetskurve for varmepumpe[9]

Settes ytelses-varighetskurven for varmepumpen sammen med effekt-varighetskurven for bygget vil følgelig krysningspunktet mellom kurvene være dimensjonerende varmepumpeeffekt. Arealet som både befinner seg under effekt-varighetskurven (bygget) og ytelses-varighetskurven (varmepumpen) vil utgjøre varmepumpens varmeproduksjon (i kWh) over året, mens det resterende arealet under effekt-varighetskurven er varmeproduksjon som må dekket av et annet varmesystem (spisslast). Dette er forutsatt at varmepumpe alltid skal nyttes med full kapasitet før spisslast kobles inn, en hovedregel for god styringsstrategi [7]. Å finne varmepumpens ytelses-varighetskurve og dimensjonerende effekt gjøres i hovedsak for å nøyaktig si noe om maksimum forventet effekt fra varmepumpe og varmeproduksjonsfordeling, og ikke for selve dimensjoneringen av effekten til varmepumpen. Grunnen er at varmepumpetype med effekt på forhånd må velges for å sette opp effekten som funksjon av utetemperatur i et gitt scenario (et bestemt varmesystem og varmekilde). Man kan prøve seg frem med ulike varmepumpeløsninger (med ulik effekt) i samme scenario for å finne en løsning som gir ønsket forventet varme-

produksjon og effektdimensjoneringspunkt. Dermed bør tommelfingerreglene om effektdimensjonering fra tidligere i dette kapittelet benyttes som utgangspunkt. For en varmekilde med relativt stabil temperatur over året kan det ofte være tilstrekkelig med en forenkling om at avgitt effekt fra varmepumpen er konstant helt ned til DUT, noe som er situasjonen for varmepumpen i figur 11

En utredning rundt effektleveranse setter krav til valg rundt kritiske aspekter ved varmepumpen, blant annet arbeidsmedium og kompressorsystem. Som belyst i kapittel 3.2.1 er det for sistnevnte lite gunstig med et høyt trykkforhold over kompressorsystemet, da både leveringsgrad og isentropisk virkningsgrad etterhvert vil avta med økende trykkforhold. I tillegg kan et høyt trykkforhold medføre høy trykkgasstemperatur (gasstemperatur ut fra kompressor) som fører til problemer med oljen i arbeidsmediet, samt større sannsynlighet for kompressorhavari. For å oppnå høyere kondenseringstemperatur, men samtidig holde kompressortapene lave og dermed unngå de nevnte problemene, kan man benytte seg av lav- og en høytrykkskompressor i serie med kjøling av trykkgass mellom kompressortrinnene i en mellomtrykksbeholder. Dette gir et totrinns varmepumpeanlegg. I tillegg til de nevnte fordelene reduserer dette strupingstap ved at strupingen skjer i to trinn gjennom den nevnte mellomtrykksbeholderen. Om det er lønnsomt med implementering av to trinn i forhold til et trinn blir et optimaliseringsspørsmål basert på økonomiske faktorer og aktuelle driftsforhold. Spesielt utslagsgivende er nødvendig temperaturløft for varmepumpen over driftssesongen, avhengig av temperaturnivå i varmesystemet og varmekilden. Totrinns varmepumpe krever en høyere investering, men til gjengjeld blir varmepumpen mer effektiv og kan levere varme ved høyere temperatur [7][24].

En annen utbedring som kan være aktuelt ved erstatning av oljefyr med varmepumpe som grunnlast i et eksisterende varmesystem, hvor temperaturkravene kan være høye, er å benytte overhettingsvarmeveksler. Dette gjør det mulig å oppnå høyere turtemperatur ut fra varmepumpen uten å øke kondenseringstemperaturen. Veksleren monteres i serie etter kondensatoren, hvor turvannet til varmesystemet varmeveksler etter å ha blitt forvarmet i kondensatoren. Denne vekslingen sørger for avkjøling av trykkgassen (arbeidsmediet) ned mot kondenseringstemperatur. En fordel med dette, utover økt turtemperatur, er økt levetid for varmepumpe. Rask nedkjøling av trykkgassen forebygger gradvis nedbrytning av olje i arbeidsmediet, noe som er fordelaktig for kompressorens driftsvilkår. For 1-trinns varmepumpe med 0°C fordampningstemperatur og 55°C kondensasjonstemperatur ligger overhettingsvarmen typisk i størrelsesordenen 15-20% av varmen avgitt i kondensatoren [7].

Driftsjusteringen på en varmepumpe for å tilpasse varmeeffekten \dot{Q} til byggets varmebehov er avhengig av hvilke muligheter varmepumpens kompressorsystem

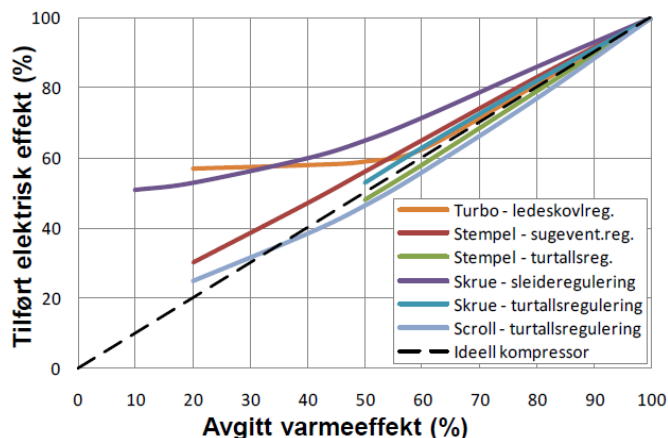
har for kapasitetsregulering. Prinsippet er å regulere sirkulert mengde arbeidsmedium i systemet ved å endre på totalt insugd gassvolum V_s i kompressorsystem, som da sammen med tettheten ρ utgjør massestrømmen, og endrer \dot{Q} etter ligning 8. Ligning gjelder da for både fordamper og kondensator, ettersom sirkulert mengde endres i hele varmepumpekretsen. Δh kan dermed settes som entalpidifferanse over kondensator eller fordamper, avhengig av hva man ser på. Med kapasitetsregulering arbeider kompressorsystemet da med dellast.

$$\dot{Q} = \dot{V}_s \cdot \rho \cdot \Delta h \quad (8)$$

To utbredte reguleringsmetoder er av/på-regulering (intermittent drift) og turtallsregulering, hvor kun sistnevnte kvalifiserer til dellastregulering. Reguleringsmetodene varierer etter ulike kompressortyper [24]:

- *Stempelkompressor* - Fås i de fleste ytelser, og har maksimalt trykkforhold rundt 1:12. Har den fordelen å automatisk tilpasse trykket ut fra kompressor til kondensatortrykket i varmepumpen, noe som er en stor fordel ved varierende trykkforhold i kondensator [50][7]. For kapasitetsregulering har den mulighet til intermittent drift for mindre kompressorer, men er begrenset til 3-4 start/stopp per time. Turtallsregulering er mulig for mellomstore kompressorer, med mulig effektregulering til rundt 50% av maks kapasitet. For større kompressorer kan en eller flere sugeventiler åpnes, og dette gjør det mulig med en effektregulering til 20-25%. Begge de siste alternativene har god dellastvirkningsgrad, vist i graf figur 14 [24]. Alternativene kan også kombineres, som gir et stort spekter for effektregulering [50].
- *Skruekompressor* - Finnes fra rundt 150 kW til flere tusen kW per enhet, og har maks trykkforhold rundt 1:20. Sleideregulering er aktuell, men uten mulighet for justering av volumforholdet vil denne reguleringen og kompressortypen gi lav virkningsgrad og fare for utgående over- eller undertrykk i forhold til kondensatortrykk [7]. Turtallsregulering gir i midlertidig høy virkningsgrad, og gjøre nedregulering til 50% av maksimal effekt mulig [24]
- *Scroll-kompressor* - Rundt 1 til 100 kW ytelse per enhet, og maks trykkforhold rundt 1:10. Intermittent drift eller turtallsregulering er mulig [24]. Samme problem for utgående over- eller undertrykk i forhold til kondensatortrykk som for skruekompressor på grunn av fast innebygget volumforhold [7].
- *Turbokompressor* - Mest aktuelt for større ytelser (over 500 kW) på grunn av store transportvolumer [7]. Trykkforholdet er gitt av molvekt på arbeidsmedium og hastighet på løpehjulet. For R134A ligger det typisk maksimalt

på 1:4. Kan reguleres ved å endre vinkel på ledeskovler, med effektredusering ned til 45-50% av maksimum ytelse. Ikke optimalt med intermittert drift, og dette bør unngås [24]. Kompressoren kan turtallsreguleres [7].



Figur 14: Avgitt varmeeffektandel som funksjon av andel tilført elektrisk effekt for ulike kompressortyper og reguleringsmetoder [24]

Avgitt varmeeffektandel som funksjon av andel tilført elektrisk effekt ved dellastregulering av de ulike kompressorene etter prinsippene beskrevet ovenfor er vist i figur 14. Den stippledte linjen fremstiller en ideell kompressor, hvor effektreduksjonen avtar proporsjonelt med tilført elektrisk effekt. Som det går frem av figuren gir turtallsregulering høyest dellastvirkningsgrad, men skrue- og stempelkompressor er her begrenset til rundt 50 % nedregulering fra maksimal effekt.

Kapasitetsreguleringen beskrevet ovenfor gjelder for en kompressor, men en annen utbredt måte å kapasitetsregulere varmepumpen på er ved intermittert drift av en eller flere kompressorer koblet i parallell. Dermed oppnår man en trinnvis regulering av sirkulert arbeidsmediemengde, hvor antall trinn er avhengig av antall kompressorer i parallell [50]. Dette kan igjen kombineres med at en eller flere av kompressorene har mulighet individuell kapasitetsregulering, som gir et potensielt stort intervall for effektregulering. Eksempelvis vil en stempelkompressor med turtallsregulering i varmepumpe med 100 kW varmeytelse maks ha effektredusering til 50 kW (50%). Med “oppdeling” til to stempelkompressorer med halv effekt av den opprinnelige, hvor en har mulighet til turtallsregulering ned til 50%, vil totalt mulighet for effektredusering i kompressorsystemet teoretisk være 25 kW. En ulempe med flere kompressorer istedenfor en kan være høyere investeringskostnader.

3.3 Varmesystemet

3.3.1 Byggets distribusjonssystem

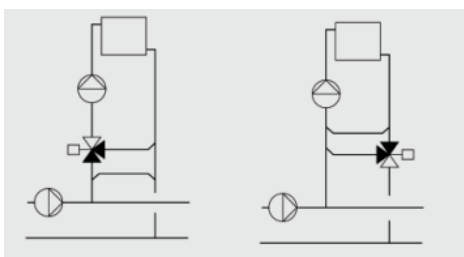
Man har i hovedsak to typer vannbårne distribusjonssystemer; systemer med konstante volumstrømmer og systemer med variable volumstrømmer. Reguleringsprinsippene for disse systemene kan henholdsvis defineres som temperaturregulering og mengderegulering. En essensiell forskjell mellom disse er at med temperaturregulering via shunt så øker returvannstemperaturen når shuntventilen lukker (når avgitt effekt minker), mens med mengderegulering minker returtemperaturen når reguleringsventilen minker vannstrømmen til varmeavgiver (redusert effekt) [48]. En eventuell varmpumpe kan ikke lenger levere noen effekt når returtemperaturen overskrider maksimal turtemperatur, og jo tidligere dette inntreffer, jo mindre av det totale varmebehovet er varmpumpen i stand til å dekke. I tillegg vil en høy returtemperatur føre til at varmpumpen må jobbe med et høyere trykk- og temperaturløft for å holde en kondenseringstemperatur som opprettholder midlere temperaturdifferanse i kondensatoren, uttrykt ved LMTD i ligning (9), noe som reduserer effektfaktoren til varmpumpen.

$$\text{Varmeoverføring} = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (9)$$

Et hovedfordelingssystem bestående av tur- og returstokk forbinder primærkretsene med kjelsystemet i et system med konstante volumstrømmer og temperaturregulering. Hovedfordelingssystemet er trykkløst, slik at primærkretsene, som da sørger for sirkulasjon med egen pumpe, blir trykkmessig uavhengig av hverandre. Primærkretsene fordeler vann til byggets seksjoner, som ofte er naturlig avgrensede enheter, som for eksempel en samling ventilasjonsaggregater eller radiatorer i en del av bygget. Den delen av kretsen som ligger etter en kobling mellom tur- og retur-siden (kortslutning/bypass), før varmeavgiver, omtales som en sekundærkrets[48]. Befinner ikke kortslutning seg i selve kretsen, og man er avhengig av kortslutning mellom tur- og returstokk, omtales fortsatt kretsen etter shunt som sekundærkrets. I denne rapporten refereres det ikke til sekundærkretser, men til gjeldende primærkrets som sekundærkretsen har sitt utspring fra.

I det temperaturstyrte systemet benyttes shuntventilen som regel som blandeventil, og befinner seg før pumpen i kretsen. Pumpen sørger for konstant vannmengde over varmeavgiveren, mens shuntventilen regulerer turvannstemperaturen gjennom sin posisjon. For temperaturregulering har man i hovedsak to typer kobling av shuntventil; norsk- og svensk kobling. Disse er fremstilt i figur 15. For norsk kobling er shuntventil montert på tursiden som blandeventil etter kortslutningen/bypassen (sett fra hovedfordelingsstokk) mellom tur- og returside som sørger

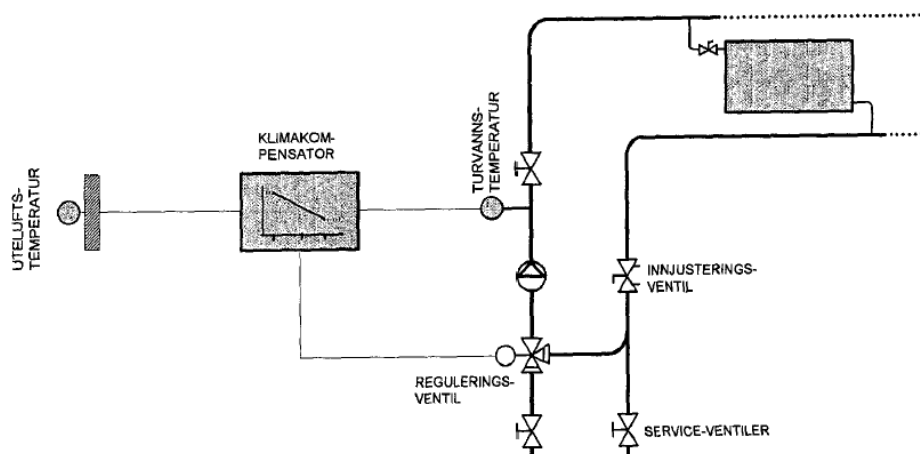
for tilbakeføring av det varme vannet ikke blandet via shunt. Norsk kobling er lite følsom for trykkvariasjoner i hovedfordelingsstokk. I svensk kobling sitter shuntventil som fordelingsventil på returside før kortslutnings/bypass. Denne er følsom for trykkendringer på hovedfordelingsstokk, noe som kan påvirke temperaturen til varmeavgiver [49]. Norsk kobling er mest utbredt her til lands og dermed mest aktuelt for denne rapporten. Et eksempel på en slik kobling for en radiatorkrets, hvor turtemperatur bestemmes ut ifra utetemperatur, er vist i figur 16. Her er det ingen kortslutning i selve primærkretsen, og det legges da opp til en kortslutning mellom tur- og returstokk. For å unngå høye returvannstemperaturer og høyt nødvendig temperaturløft er det essensielt for systemer med konstante volumstrømmer å senke turvannstemperaturen i takt med redusert belastning fra klima på bygget. Dette betyr utetemperaturkompensering av turtemperaturen, som er implementert i systemet vist i figur 16 [48]. Det er viktig å merke seg at utekompensert turtemperatur alene er et styringsprinsipp, og ikke et reguleringsprinsipp. Dette er fordi varmeanlegget ikke vet romtemperaturen og dermed ikke regulerer etter denne, kun styrer etter data fra utetemperatursensor og predefinerte kommandoer [9].



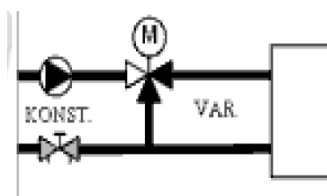
Figur 15: Norsk (venstre) og svensk (høyre) kobling av shuntventiler i temperaturregulert distribusjonssystem[49]

Et alternativ til temperaturregulerte systemer med konstante volumstrømmer er å ha delvis konstant volumstrøm. Prinsippet går frem av figur 17. Her går det alltid konstant maksimal vannmengde frem til shuntventil. Denne regulerer hvor stor andel av det varme vannet som slipper igjennom til varmeavgiver, og hvor stor andel som slipper direkte igjennom til retursiden for tilbakeførsel. Ved lite varmebehov slipper lite vann fra tursiden over til varmeavgiver, noe som fører til høy direkte tilbakeføring og dermed høy returtemperatur [27].

Med mengderegulering er hovedfordelingskretsen trykkvarierende, som gjør at trykkforhold i distribusjonssystemet hele tiden vil endre seg. Hovedpumpe jobber med hele eller store deler av systemets trykkfall, og styrer etter punkt for differanstrykk lagt over hovedstokk før første primærkrets. For god mengderegulering er valg og dimensjonering av reguleringsventiler i systemet svært viktig, hvor disse



Figur 16: Eksempel på norsk kobling uten kortslutning med utetemperaturkompensering på primærkrets til radiatorsystem[48]

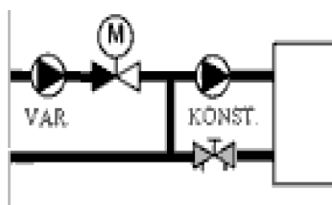


Figur 17: Prinsippskisse av reguleringsystem basert på konstant volumstrøm i tilførselsnett og variabel volumstrøm til varmeavgiver[27]

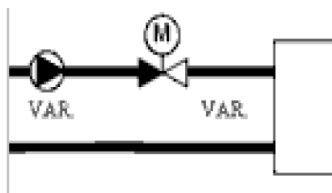
styrer etter ønsket setpunkt (ofte tillufts- eller romtemperatur). Med god vannavkjøling over varmeavgivere reduseres kravet til ventilautoritet, noe som gir redusert trykkfall over reguleringsventilene, og igjen gir mindre nødvendig trykkheving over hovedpumpe. Ute i systemet skiller man mellom ulike typer forbrukssteder, og tre aktuelle typer er enkeltforbruker, som et varmebatteri, et forbruksnett, som en kobling av flere radiatorer i en krets, og fjernkurs som leverer til fjerntliggende forbrukernett. Disse kan nyttiggjøre seg av de to ulike mengdereguleringsprinsippene vist i figur 18 og 19, begge da klassifisert slik ved å ha variabel volumstrøm i tilførselsnett. I figur 18 er volumstrømmen over varmeavgiver konstant, og regulering foregår ved at 2-veis ventil varierer hvor mye varmt turvann som slippes igjennom og blandes med returvann gjennom kortslutningen. Dette prinsippet er anbefalt benyttet for forbrukersteder som ventilasjonsbatterier, da det på grunn av frostfare er ønskelig med konstant sirkulasjon over batteriet. Dessuten oppnås det god temperaturfordeling over batteriflaten [27] [9] [48]. Ved frostfare skal returvannstemperaturføler benyttes, hvor det kalles på varmt turvann ved for lav returtemperatur. Dermed er det viktig at det hele tiden er varmt vann tilgjengelig

frem til reguleringsventilen. Med mengderegulering og lite varmebehov, hvor da lite varmt vann slipper gjennom fra reguleringsventilen til varmeavgiver, vil man risikere avkjøling av vannet som står i turkrets. Dermed er det viktig med en bløder mellom tur- og returkrets før reguleringsventil, som da vil sørge for en liten sirkulasjon av varmtvann, og dermed holde turvannet frem til ventilen varmt. For å sikre lav returtemperatur i systemet, viktig for en varmepumpe, er det essensielt å holde denne sirkulasjonen så lav som mulig. Man må skille mellom bløder og kortslutning/bypass, da sistnevnte ved temperaturregulering sender alt overskudd av turvann i retur [50]. I figur 18 og 19 er ikke denne bløderen tegnet inn.

Figur 19 viser fullstendig mengderegulering, hvor også volumstrømmen over varmeavgiver varierer avhengig av hvor mye turvann 2-veis reguleringsventilen slipper igjennom. Dette prinsippet kan for eksempel benyttes for forbrukersystemer som radiatorkrets, hvor vannmengden over hver radiator reguleres etter et setpunkt. Termostatstyrte radiatorventil er et eksempel her. Ved høyt trykk på hovedstokken som radiatorkrets springer ut av bør kretsen trykkavskjermes med en konstanttrykkventil. Denne sørger for å holde differansetrykket over kretsen konstant. Dette sikrer at radiatorventiler klarer å stenge ved å skjerme de for ekstra høye trykk, og man unngår støy [48]. Samtidig gjør den kretsen upåvirket av trykkendringer i andre deler av systemet [26]. For forbrukersystemer som fjerntliggende kurs kan det være aktuelt å installere en egen trykkstyrt pumpe som kompenserer for trykktapet i kretsen, og som reguleres ut ifra differansetrykket over kretsen [48].



Figur 18: Prinsippskisse av mengdereguleringssystem basert på konstant volumstrøm til varmeavgiver[27]



Figur 19: Prinsippskisse av ren mengderegulering med variabel volumstrøm[27]

Ved mengderegulering med redusert volumstrøm (i forhold til konstant volumstrøm) bruker vannet lenger tid i varmeavgiver, med det resultatet at en større del av energien i vannet avgis. Man oppnår dermed redusert returtemperatur som legger til rette for lavtemperatur energisystemer som for eksempel varmepumpe [27]. En forenklet regel for mengderegulering er at ved effektavgivelse under 50% av maksimum blir returvannstemperaturen liggende nær tilluftstemperaturen (for ventilasjonsbatterier) eller romtemperaturen (for radiatorkrets). En annen regel er at ved nødvendig effektytelse på 70- 80% av maksimum blir sirkulert primærvannmengde halvert. At eldre vannbårne distribusjonssystemer ofte er 20-25% overdimensjonerte gjør de i stand til å distribuere en større vannmengde enn tidligere ved omlegging til mengderegulering, noe som kan være nødvendig ved behov for installasjon av ekstra varmeavgiverareal. Dette vil i så fall normalt sørge for lavere returtemperaturer, som i tillegg til å være gunstig for varmepumpedrift vil sette lavere krav til tilleggisolering av returvannsrør [48] [27].

Selv i et mengderegulert system bør utetemperaturkompensering være til stede. Her kan det da være snakk om en utekompensering som regulerer selve varmesystemets effekt direkte eller innblanding av oppvarmet vann fra spisslast for å øke turtemperaturen i systemet, men ikke nedjustering av turtemperatur i primærkretser ved shunting. Grunnen er i seg selv ikke å senke returtemperaturen i systemet ytterligere. Utover redusert effektbehov er en viktig fordel forbedring av selve mengdereguleringen. Ved perioder med små effektbehov vil man med mengderegulering ha behov for liten vannmengde, noe som kan vanskeliggjøre arbeidsforholdene til reguleringsventiler, hvor små endringer i ventilstillingen fører til store endringer i effekten [27]. Dette omtales som at ventilen jobber i ytterposisjon. Ved at utetemperaturkompenseringen stiller ned turtemperaturen fra varmekilden i disse (varmere) periodene med lite effektbehov, kan reguleringsventil forsyne varmeavgiver med en større vannmengde, noe som forenkler ventilens arbeidsforhold ved at de da får redusert arbeid i ytterposisjon [47]. Ved små vannmengder vil i tillegg vannet strømme laminært og ikke turbulent, noe som fører til redusert varmeovergang og dermed redusert effekt fra varmeavgiver. Dette fører til at varmeavgiver kan forsynes med større vannmengde enn hva som hadde vært tilfellet ved turbulent strømming, og dette reduserer følgelig ventilens arbeid i ytterposisjon [27].

3.3.2 Varmtvannsberedning

For tappevannsoppvarming i større bygg er det enten direkte eller indirekte oppvarmede varmtvannsberedere som gjelder, hvor disse alternativene også kan kombineres. Direkte vil si at det er plassert elektrisk varmeelement i berederen som er i direkte kontakt med vannet og varmer det opp. En indirekte løsning vil si oppvarming via innvendig eller utvendig varmeveksler, eller varmeveksling over beredertankens overflate. Direkte løsninger er totalt sett mest utbredt i Norge, dette på grunn av lave installasjonskostnader og lave oppvarmingskostnader ved lave strømpriser. I større anlegg er indirekte løsninger, som for eksempel coilberedere, mye brukt. Da sørger gjerne byggets grunnlast (eventuelt til tider også spisslast) for tappevannsoppvarming, i coilberederens tilfelle via varmeveksling gjennom coil i berederen. Ved større anlegg med flere beredere kan det på grunn av lavere installasjonskostnad være lønnsomt å benytte ekstern felles varmeveksler isteden for flere coilvarmevekslere. Begge disse indirekte løsningene er egnet for omlegging fra høy- til lavtemperert grunnlast, hvor den delen av berederparker som er gjenstand for omleggingen da vil fungere som forvarmere. De resterende berederne må fungere som ettervarmere, da med varmeveksling mot høytemperert energikilde som ofte vil være spisslast og/eller backupsystem for den implementerte varmepumpen. Et annet alternativ til ettervarming er å benytte beredervolum med elektrisk varmeelement (direkte oppvarmede beredere), enten om dette kjøpes nytt eller allerede er på plass. Hvilke løsninger man velger kan dermed i stor grad sies å være opp til eksisterende beredersystem i bygg hvor omlegging er aktuelt. Selve kravet til tappevannstemperatur fra forbruker, og dermed fra ettervarmebereder, er avhengig av type bygg og forbruk. Normalt er 55°C tilstrekkelig, men noen forhold kan gjøre at hettvann (over 55°C) er påkrevd. Dette er aktuelt for bygg som hotell, sykehjem og lignende [38] [9].

Lav temperatur i ettervarmeberedere eller bruk av lavtemperatur grunnlast som varmepumpe til forvarming av tappevann gir opphav til en problematikk rundt legionellabakterier. Denne bakterien finnes naturlig i fuktige området og formerer seg i temperaturområdet 20-50 °C. Ved høye konsentrasjoner kan den være skadelig for mennesker ved at forstøvet vann som inneholder bakterien pustes inn, og kan fremkalle lungebetennelse og influensalignende sykdom. Bakterien begynner å dø ved 55-70 °C, men kan overleve i amøber i kortere perioder ved temperaturer over 70°C. Retningslinjer fra Nasjonalt folkehelseinstitutt sier derfor blant annet at alt vann i varmtvannsbereder skal regelmessig være oppvarmet til minst 70°C, og at i beredere der tappevann kun blir forvarmet bør temperaturen heves til minst 70°C en gang i uken ved lite forbruk [9]. Man kan dermed konkludere med at periodevis oppvarming/gjennomspyling av beredere brukt til forvarming av tappevann med minimum 70°C er nødvendig, samt heving eller konstant tem-

peratur på rundt 70°C i ettervarmevolumet. At et standard varmepumpe ofte er begrenset til 50 °C forvarming av tappevann kan gi ideelle vekstforhold for legionella. Det kan argumenteres for at ettervarmevolum med temperaturkrav på rundt 70 °C er tilstrekkelig for å eliminere legionellisikoen, men ved stort tappevannsförbruk vil det alltid være en risiko for benyttelse av forvarmet vann som ikke har fått tilstrekkelig tid til etteroppvarming, og da er det en fordel med minimale legionellmengder i forvarmeberedere.

Som nevnt vil tappevannssystemet til større bygg som regel består av flere beredere som er koblet sammen. Det er i prinsipp to ulike måter disse vil være koblet sammen på; parallell- og seriekobling. For seriekobling har utgående varmtvannet til krets vært gjennom alle beredere, mens for parallellkobling blir innkommende kaldtvann fordelt likt mellom alle beredere, for så og varmes opp og tappes ut i lik mengde fra hver bereder. Ulike produsenter har sine optimale løsninger på sammenkobling og utførelse av disse systemene. En fordel med seriekobling er at man oppnår god temperatursjiktning med ulike temperatursoner i de forskjellige tilkoblede berederne, som er ideelt når man ønsker å ta tilgjengelig kaldt vann for god varmeovergang i varmeveksling med ekstern varmekilde ved indirekte oppvarming, og samtidig kunne ha ferdig oppvarmet vann klart for tapping. En annen fordel er at den store vanngjennomstrømningen nødvendig gjennom alle berederne vil redusere opphopning av avfallsstoffer fra vannet. Ved direkte oppvarming (elektrisk varmeelement) er en ulempe med koblingen ulik belastning på varmeelementene, da første element (ved kaldtvannsløp) er mest innkoblet, og at dette synker utover i koblingen. Det vil også alltid eksistere en tidsforsinkelse i oppvarming ved større tappinger, da neste varmeelement i koblingen først kobler inn når foregående er tom for varmt vann. Med en parallellkobling vil derimot all tilgjengelig effekt fra varmeelementene koble inn samtidig når (lik mengde) kaldt vann strømmer inn i tankene ved tapping. Dette gir jevn belastning på alle varmeelementene, men man er avhengig av at alle fungerer og en lik vannmengde går inn og ut av hver bereder, hvis ikke vil de ulike temperaturene som oppstår i berederne forstyrre hverandre ved tapping [9].

3.3.3 Akkumuleringsvolum

Grunnen til å benytte akkumuleringsvolum med varmepumpe er for å sikre jevnere drift for varmepumpen dersom det er aktuelt at den vil regulere varmeavgivelse ved å veksle mellom av- og påslått tilstand (intermittent drift). Dette sliter på en varmepumpe, og leverandør oppgir som regel maksimum antall start og stopp per døgn eller time [9]. Akkumuleringsvolumet oppgave er å sørge for at tilstrekkelig mengde varmt vann er tilgjengelig til varmesystemet, slik varmepumpen slipper å variere sin effektavgivelse nøyaktig etter varmesystemets behov. Dermed kan varmepumpen heller jobbe mot et volum i akkumuleringstanken, hvor den intermittente driften blir styrt av temperaturen i tanken. Ved stort effektuttak i varmesystemet synker temperaturen i tanken, hvor en termostat aktiverer varmepumpe ved en viss grense. På samme måte blir varmepumpen deaktivert når temperaturen stiger oven en viss grense. Legger man sammen tiden for et driftsintervall og et stoppintervall får man varmepumpens syklustid t , og ut ifra denne tiden finner man antall start og stopp over en viss tidsperiode. Har man en begrensning på antall start/stopp kan ligning 10 benyttes til å finne nødvendig (minimum) akkumuleringsvolum V_{akk} . $V_{anleggsvol}$ er vannvolumet i varmeanlegget, og skal følgelig ikke medregnes i akkumuleringsvolumet. ΔT er temperaturdifferansen mellom høy og lav temperatur i akkumuleringsvolumet, som henholdsvis deaktiverer og aktiverer varmepumpen. Φ er differansen mellom varmepumpens effekt i drift og varmeanleggets effektbehov.

$$V_{akk} = \frac{t \cdot \Phi}{C_p \cdot \Delta T} - V_{anleggsvol} \quad (10)$$

Selv med mulighet for effektregulering på varmepumpe kan det være aktuelt med akkumuleringsvolum. Dette gjelder først og fremst dersom effektreguleringen er begrenset til et visst nivå, og intermittent regulering er alternativet for effektregulering til varmesystemet etter dette nivået [50]. Ved dimensjonering av akkumuleringsvolum koblet til varmepumpe med mulighet for effektregulering skal laveste effekt ut fra varmepumpen benyttes. En tommelfingerregel er 10-15 liter tankvolum per kW av denne effekten [38] [46]. Et problem med akkumuleringsvolum tilknyttet varmepumpe er kontakten mellom kaldt returvann fra varmesystemet og varmt akkumulert vann fra varmepumpen. Uansett hvor god temperatursjiktingen er (flere tanker i serie, høye smale tanker) vil en viss blanding og varmeovergang mellom vannmassene foregå, som fører til høyere temperatur på vannet inn på varmepumpens kondensator og lavere temperatur på utgående vann fra akkumulatortank.

3.4 Eksisterende kjel som spisslast

Ved omlegging til varmpumpe som grunnlast i et varmesystem er man som tidligere slått avhengig av en spisslastkilde for å kunne dekke hele byggets effektbehov ved DUT. Ettersom oljekjel allerede er til stede er det et naturlig alternativ å beholde denne som spisslast. Viktig da er å ta hensyn til at vanndampen i oljekjelens røykgass kan kondensere ved for lav temperatur på inngående vann, noe som kan være tilfellet fra retursiden i et mer lavtemperert varmesystem, samt ut fra varmpumpe. Dette vil normalt skade kjelen. Ifølge litteratur må vanntemperatur i kjelen være høyere enn 60 °C for å unngå kondensasjon [9], men har bør kjelens spesifikasjoner undersøkes for å vurdere om ytterligere økning er nødvendig. For tilstrekkelig høy temperatur anbefales en intern sirkulasjon over kjelen, hvor nødvendig avtapping av kjeloppvarmet vann som spisslast styres av ventilløsning, som igjen reguleres etter turtemperatur fra hele varmesystemet [50].

Med tanke på det økende fokuset rundt utfasing av fossilt brensel til oppvarming av bygg, presentert i kapittel 3.1, er ombygging av kjel fra fyring med lett fossil fyringsolje til biobrensel et alternativ som bør kartlegges. Biobrensel er en fellesbetegnelse for biomasse som brukes til energiformål, og er klimanøytralt ved at CO₂ frigitt under forbrenning tilsvarer mengden bundet under vekst [9]. Ved ombygging av eksisterende oljefyr er det enten fast eller flytende biobrensel som kan erstatte den fossile oljen. Fast biobrensel til større systemer er i hovedsak pellets og flis, og begge disse behøver et relativt omfattende silo- og brenselmatningssystem. Ettersom spisslasten kun skal dekke en liten del av byggets årlige varmebehov gjør dette det vanskelig å forsvare en sannsynlig høy ombyggingskostnad knyttet til fast biobrensel, som dermed blir utelukket i denne vurderingen.

For energiberegninger knyttet til lett fossil fyringsolje og bioolje blir verdier fra tabell 6 benyttet. Spesielt tallene for bioolje vil variere mye avhengig av kvalitet.

	Lett fossil fyringsolje	Bioolje
Nedre brennverdi [kWh/liter]	10,06	9,55
Nedre brennverdi [kWh/kg]	11,97	9,55
Energipris ¹ [NOK/liter]	6,13	6,44
Energipris ¹ [NOK/kWh]	0,61	0,67

1) inkl. alle offentlige særavgifter (ikke mva)

Tabell 6: Energiinnhold og energipriser for lett fossil fyringsolje og bioolje[64]

I kontakt med SGP varmeteknikk AS går det frem at ombygging av oljekjel fra fyring med fossil fyringsolje til bioolje som regel er en enkel operasjon. De oppgir tre

viktige punkter for ombygging. Først og fremst er må det sjekkes om eksisterende oljebrenner kan brenne bioolje, eventuelt om det er mulig med en ombygging. Derom dette ikke er tilfellet må brenner byttes. Videre må det legges nytt syrefast tilførselsrør i rustfritt stål mellom oljetank og brenner, ettersom bioolje har et høyere syreinnhold enn tradisjonell lett fyringsolje, og dermed kan være aggressivt mot enkelte legeringer og pakninger. Dermed er aluminium og rustfritt stål gode alternativer. På grunn av høyere viskositet enn tradisjonell fyringsolje er viktig at biooljen alltid holdes over en viss temperatur slik at den ikke klumper seg. 15 °C kan her brukes som en grov referansetemperatur. Ved lagring i utendørs tank betyr dette at oljen må sirkuleres mot en varmekilde, eller at det eventuelt installeres varmekilde og tilleggsisolasjon rundt og i eksisterende oljetank. Dersom oljetanken er innendørs vil temperaturnivå normalt ikke være en problemstilling uansett [51][56].

Det er stor forskjell i egenskaper for ulike biooljer, mest relevant er viskositet, askeinnhold og brennverdi. Dermed bør ombyggingen av oljekjel være tiltenkt en bestemt kvalitet, da denne setter krav til blant annet brenner, filter, nødvendig vedlikehold og forvarming av oljen. Raffinerte biooljer har jevnere og bedre kvalitet, samt lavere viskositet, og minner dermed mer om lett fyringsolje. Dermed vil raffinert olje passe bedre sammen med eksisterende kjelsystem, og har ikke samme krav til temperaturnivå som alternativene [56]. Ved planlagt bruk av eksisterende oljetank til bioolje er det viktig å rengjøre og kontrollere tank, i tillegg til resten av føringer for oljen. Filtre bør også renses eller skiftes ut, ettersom disse er viktig for god rensing av biooljen før forbrenning. Grunnen til rengjøringen er at bioolje kan løse opp og føre med seg eksisterende avleiringer og slagg i anlegget, noe som kan gi kjelen nedsatt funksjon [55]. Derfor er det spesielt viktig å rense/bytte filter den første tiden etter omlegging [9]. Alt av rens og vedlikehold vil medføre en viss kostand, men det kan regnes som en del av nødvendig vedlikehold/kontroll som uansett bør gjennomføres på oljefyringsystem med visse mellomrom.

Et ankepunkt mot bioolje er redusert tilgjengelighet i forhold til tradisjonell fossil fyringsolje. Dette gjelder i større grad for aktuelle forbrukere utenfor de store byene. Med færre leverandører og begrenset tilgjengelighet kan man risikere ustabil forsyning med lang ventetid fra bestilling til ny forsyning av bioolje, og fraktprisen kan være høy. At bioolje kun har en holdbarhet på 6-12 måneder setter dessuten en begrensning for mulig størrelse på laget[55]. Dette er praktiske faktorer som må vurderes i hvert enkelt tilfelle.

Basert på egen erfaring med konvertering fra fossil fyringsolje til bioolje som spisslast har Eidsiva Bioenergi AS samlet driftserfaringer og generelle råd. De trekker frem at det er større variasjon i kvalitet og sammensetning når det gjelder bioolje kontra fossil fyringsolje, avhengig av hvordan og av hva biooljen er fremstilt av.

Dette gjelder blant annet viskositet, syreinnhold, renhet og brennverdi. Bioolje har høyere askeinnhold og kan innehold urenheter som kan gi større støvinnhold i røykgassen og dermed større behov for feiing. De har registrert kortere tid mellom nødvendig vedlikehold på brenner enn med fossil fyringsolje. Det har vært nødvendig å bygge sirkulasjonskrets for oppvarming av biofyringsoljen, og dette har fungert stabilt og godt. Det har også vist seg nødvendig å bygge om tilførselsrør til brenner, ettersom fylling av olje til tank har ført til luft i brennstoffsystemet. Når det gjelder veksling mellom fossil fyringsolje og bioolje har dette ikke bydd på noen problemer. Et negativt punkt, som ble nevnt i forrige avsnitt, er at Eidsiva mener levering av bioolje i perioder har gitt grunn til bekymring, og at det er registrert avvik i forbindelse med kvalitet på oljen [54].

3.5 Økonomisk vurdering

En varmepumpe kjennetegnes av en høyere initialkostnad enn standard oppvarmingssystemer, men med en god varmfaktor fører den følgelig til lavere energikostnader. Målet er at den på sikt skal være lønnsom, noe som defineres ved at den fremtidige inntjeningen overgår ekstra initial- og driftskostnad for å implementere varmepumpe. Det forutsettes at alternativet til å implementere varmepumpe er å beholde eksisterende varmesystem med oljefyr og elektrokjel som grunnlast. For å gjøre en vurdering av hvor attraktiv en investering i varmepumpe som grunnlastestatning er i forhold til et bestemt avkastningskrav, må man utføre en økonomisk analyse. Denne kan inneholde flere varmepumpealternativer for å finne en økonomisk sett optimal løsning [7]. Beregningene vil ikke ta hensyn til miljøeffekten ved omlegging til varmepumpe, som ofte er en avgjørende faktor i seg selv.

Her følger fire avgjørende faktorer som påvirker lønnsomheten til en varmepumpeinvestering:

- *Energipris* - For elektrisitet (e_{el}) [NOK/kWh] og eventuelt bio- eller fossil olje (e_{bo} og e_{fo}) [NOK/liter]
- *Anleggsinvestering per installert effekt k* - [kr/kWh]
- *Varmepumpens varmfaktor over et år (årsvarmfaktor) Φ*
- *Ekvivalent driftstid τ* - Definert i kapittel 3.2.5 [timer/år]

Følgende parametere må kartlegges for å kunne beregne lønnsomheten til en investering:

- *Investering K* - Alle utgifter inkludert merverdiavgift som som er nødvendige for å implementere varmepumpe som grunnlast, kontra å beholde det eksisterende varmesystemet. Kostnader som vil bli påført uavhengig om varmepumpe implementeres eller ikke skal ikke medregnes. Dersom omleggingen kvalifiserer til investeringsstøtte fra Enova vil dette følgelig redusere nødvendig investering.
- *Årlig netto inntjening B* - Differanse mellom årlige inntekter og kostnader som kommer av å implementere varmepumpe. Inntekter er i hovedsak differansen mellom forventet (lavere) fremtidig energiforbruk og nåværende forbruk multiplisert med riktig energipris. Kostnader går i hovedsak på service- og vedlikeholdskostnader, og kan settes årlig til 2% av total investering ved større varmepumpeanlegg [7] - Dersom disse kostnadene er lavere enn hva som er forventet dersom eksisterende anlegg beholdes, vil kostnadsposten bidra positivt til årlig netto inntjening.

- *Levetid n* - Det skilles mellom teknisk og økonomisk levetid, hvor førstnevnte er tiden varmepumpesystemet forventes å fungere med normalt vedlikehold, mens sistnevnte er hvor lenge systemet vil generere positiv årlig netto inntjening. Korteste levetid av disse to benyttes. For større varmepumpesystemer kan 15-20 års økonomisk levetid forventes [7]. En vurdering ut ifra forventede driftsforhold bør gjøres.
- *Avkastningskrav* - Dette er en prosentsats som reflekterer hvilken avkastning man maksimum kan oppnå ved alternativ plassering av kapitalen tilsvarende varmepumpeinvesteringen med samme risiko. Kravet kan være nominelt (\mathbf{nr}) eller reelt (\mathbf{r}), hvor sistnevnte tar hensyn til fremtidig prisstigning i markedet (inflasjon), og dermed gir et lavere avkastningskrav til investert kapital.
- *Årlig inflasjon b* - Som nevnt ovenfor angir inflasjon forventet fremtidig prisstigning. For varmepumpeberegninger vil dette ha mest å si for energiprisene. Dersom man benytter reell rente i økonomiske beregninger rundt varmepumpeinvestering er inflasjonen tatt høyde for, og skal ikke ytterligere inn i beregningene [7].

Å beregne **nåverdien (NV)** til en investering gir en klar indikasjon på om investeringen er lønnsom eller ikke. Nåverdien tar utgangspunkt i dagens varmepumpeinvestering K , og ser på fremtidig netto inntjening som følge av investeringen. Fremtidig inntjening må diskonteres tilbake til samme tidspunkt som investeringen ble utført, som vil si hva den fremtidige inntjeningen teoretisk sett er verdt på tidspunktet for investering, tatt høyde for nominelt avkastningskrav og inflasjon (som sammen utgjør reel rente). Dette går frem av ligning 11. Ligning 12 viser utregningen dersom B er konstant hvert år. Dersom NV er positiv er dagens verdi av forventet fremtidig inntjening større enn dagens investeringskostnad, og investeringen er lønnsom. Nåverdien kan sees opp imot investeringen, og dette kan benyttes til å sammenligne ulike investeringsalternativer.

$$NV = -K + \frac{B_1}{(1+r)^1} + \frac{B_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{B_n}{(1+r)^n} \quad (11)$$

$$NV = -K + \frac{B \cdot (1 - (1+r)^{-n})}{r} \quad (12)$$

Det kan være nyttig å vite hva **maksimal investeringen for å oppnå lønnsomhet (MK)** på et prosjekt kan være, gitt av fremtidig inntjening er uavhengig av størrelsen på investeringen. Er differansen stor mellom forventet investering og MK har man en god buffer mot uventede investeringskostnader. MK finnes fra

ligning 13, som tar utgangspunkt i ligning 11 for NV. Samme prinsipp gjelder dersom man ønsker å finne **minimum årlig inntjening for å oppnå lønnsomhet (MB)**, forutsatt at K er uavhengig av B. MB går frem av 14

$$MK = K + NV \quad (13)$$

$$MB = \frac{r}{1 - (1 + r)^{-n}} \cdot K \quad (14)$$

Internrenta (IR) er den avkastningen på investeringen som gjør at NV går i null, altså den reelle renta r som fører til $NV = 0$. Dersom man antar samme årlige inntjening B, beregnes IR ved å finne r i ligning 15. For å avgjøre om en investering er forventet å være lønnsom må IR sammenlignes med avkastningskravet. Dersom avkastningskravet er nominelt må IR justeres slik at den også er nominell. Sammenhengen mellom nominell og reell rente er fremsatt i ligning 16. Dersom IR er høyere enn avkastningskravet er investeringen etter IR-metoden lønnsom.

$$NV = 0 = B \cdot \frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} - K \quad (15)$$

$$r = \frac{nr - b}{1 + b} \quad (16)$$

Det intressant for et prosjekt å vite hvor lang tid det tar før en investering blir lønnsom, altså når forventet fremtidig inntjening i dagens verdi er forventet å overstige dagens investering. Dette kalles investeringens **inntjeningstid (IT)**. Tar man utgangspunkt i ligning 11, hvor forventet fremtidig inntjening B er konstant, er følgelig $IT = n$ når $NV = 0$. Dette leder frem til ligning 17

$$IT = \frac{\ln((1 - (K/B) \cdot r)^{-1})}{\ln(1 + r)} \quad (17)$$

4 Saksstudie: Rendalen sykehjem

4.1 Introduksjon

Rendalen kommune ligger i Østerdalen i Hedmark. Kommunen har et beskjedent folketall, men med et areal på 3174 km² er den Sør-Norges største i utstrekning. For å utrede potensialet for bruk av varmepumper til oppvarming av kommunale bygg, har Rendalen kommune engasjert Asplan Viak. Som en følge av denne utredningsavtalen har det blitt innledet et forprosjekt for installasjon av varmepumpe i Rendalen sykehjem, som befinner seg omtrent 30 minutter nord-øst for Koppang, ved Lomnessjøen. Forprosjektet er basert på kommunens beskrivelse av ønsket leveranse, presentert i vedlegg A. Rendalen sykehjem huser en varmesentral som dekker hele energibehovet til bygningsoppvarming og deler av tappevannsoppvarmingen for en bygningsmasse med totalt oppvarmet gulvflate på rundt 5600 m². Denne sentralen er basert på oljefyring som primær varmekilde, samt elektrokjel som backup og for tilleggsvarme, selv om sistnevnte har vist seg overflødig med oljekjelen i normal drift [28]. En installasjon av varmepumpe vil gå på bekostning av oljekjelens posisjon som primær varmekilde, og gjør dermed Rendalen-prosjektet meget godt egnet som en praktisk studie til problemstillingene rundt hvordan å implementere en effektiv varmepumpeløsning i et eksisterende høytemperert oljefyrt varmesystem. Fra kommunens beskrivelse av ønsket leveranse i vedlegg A går det frem at de i tillegg til varmepumpe som grunnlast ønsker prosjektering av et komplett SD-anlegg for temperaturstyring i varmesentralen. Dette punktet vektlegges i følgende studiet ved å undersøke hvordan eksisterende regulerings- og styringssystem kan være kompatibelt med sentral drift, samt at eventuelt nye løsninger bør være SD-kompatible. Utover dette er ikke sentral drift et fokuspunkt videre.

Forprosjektet for varmepumpeinstallasjon ved Rendalen sykehjem har resultert i en prosjektrapport, utarbeidet av Ola Jonassen og Randi Kalskin Ramstad fra Asplan Viak. Randi har tung kompetanse innenfor grunnvarme og hydrogeologi, og står bak rapportens utredningen rundt varmekilder for vann/vann-varmepumpe. Ola er senioringeniør innenfor VVS-fagene, og har utformet rapportens utredninger rundt sykehjemmets varmebehov og potensialet for luft/vann- og vann/vann-varmepumpe. Det er verdt å nevne at vann/vann-varmepumpe i Asplan Viaks rapport er benyttet som en fellesbetegnelse på væske/vann- og vann/vann-varmepumpe. I tillegg til Asplan Viaks rapport ble det høsten 2012 utarbeidet en energianalyse av Rendalen sykehjem. Dette som en del av et fellesprosjekt for energikartlegging og -merking av kommunale bygg i kommunene Alvdal, Folldal, Rendalen og Tolga. Denne inneholder beskrivelse av sykehjemmet, både av det tekniske anlegget konstruksjonsmessig, målt og beregnet energi- og effektforbruk, samt en tiltaksliste,

inkludert lønnsomhetsberegninger, for å oppnå energibesparelser ved sykehjemmet. Det er i hovedsak de to første punktene som er relevante å benytte som en informasjonskilde videre. Dette, sammen med Asplan Viaks rapport, utgjør dermed kildegrunnlaget for det påfølgende detaljstudiet rundt sykehjemmet. I tillegg ble det både i februar og april/mai 2013 foretatt befarings på anlegget av Ola Jonassen og undertegnede. Dette bidro med viktig detaljkunnskap, og har sammen med samarbeid og samtaler med vaktmesterpersonale ved sykehjemmet vært avgjørende for studiets fremdrift.

4.2 Mål

Det overordnede målet for Asplan Viaks engasjement ved Rendalen sykehjem er å prosjektere en varmepumpeløsning som skal erstatte nåværende oljekjel som grunnlast, med de nødvendige endringene i varmesystemet som dette måtte føre med seg. Å gjøre en utredning basert på denne problemstillingen er dermed formålet med dette saksstudiet.

Mye av detaljene for varmesystemet ved Rendalen sykehjem som blir lagt frem i kapittel 4.3 vil gjelde for andre oljefyrte varmesystemer i Norge. Dette går spesielt på temperaturnivå, sammenkobling og styring av grunn- og spisslast, ventilasjonssystem, (mangel på) driftsovervåking, samt et temperaturstyrt distribusjonssystem med konstante vannmengder. Dermed vil dette saksstudiet, som fungerer som en praktisk benyttelse av hva som er lagt frem i litteraturstudiet fra kapittel 3, være relevant for flere fremtidige prosjekter hvor det skal legges om fra oljekjel til varmepumpe som grunnlast. Etter hva som er lagt frem i kapittel 3.1 rundt utfasing av oljekjel som grunnlast, skal det ikke være mangel på slike omleggingsprosjekter fremover.

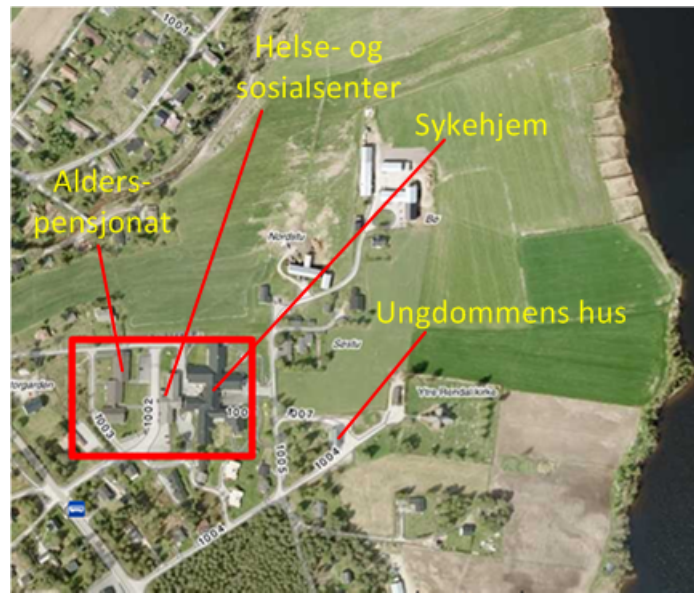
4.3 Detaljstudie

4.3.1 Bygningsmasse

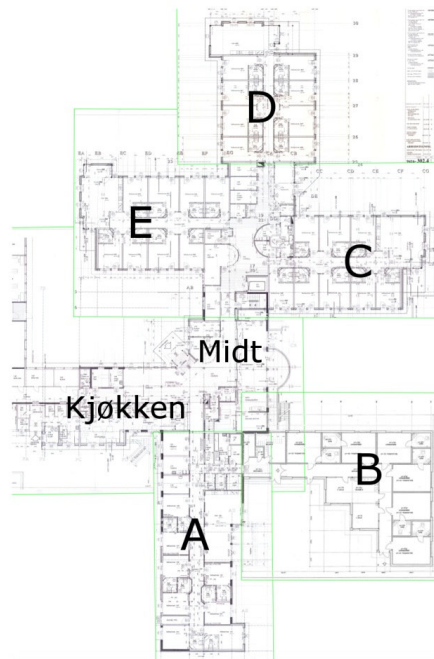
Rendalen sykehjem ble oppført i 1959 med midtfløy, kjøkkenfløy og fløy A, vist i figur 21. Fløy C, D og E ble bygd på i 1998. I 2003 ble bygget igjen utvidet med fløy B. Bortsett fra fløy D og E har bygget underetasje. Midtfløyen har en 2.etasje, og i 2.etasje i fløy C, D og E befinner det seg tekniske rom og boder. Resterende fløyer vist i figur 21 har kun kaldt loft. Via kjøkkenfløyen er sykehjemmet forbundet med et helse- og sosialsenter som består av to etasjer (ikke vist i figur 21). Fløy A, B, C, D og E er i hovedsak benyttet til beboelsesrom. Per 2013 rommet sykehjemmet 38 boenheter [33]. Midtfløy har fellesarealer i 1.etasje og kontorer i 2.etasje. Sykehjemmets underetasje benyttes blant annet til garderober, fyrrom, garasje og vaskeri. I fyrrommet befinner det seg en varmesentral, og prosjektbeskrivelsen (vedlegg A) setter et krav om at dette fyrrommet også skal huse varmesentralen etter omlegging fra oljekjel til varmepumpe som grunnlast i varmesystemet. I tillegg til sykehjemmet med sammenhengende helse- og sosialsenteret er den eksisterende varmesentralen knyttet til to nærliggende bygg. Ett av de er Ungdommens hus, et fritidshjem som tidligere fungerte som Rendalens første kommunehus. Derfor er varmekretsen som går til dette bygget merket med kommunehus i varmesentralen. Dette bygget er betydelig eldre enn den resterende omtalte bygningsmassen, noe som påvirker varmebehovet. Det andre tilknyttede bygget rommer alderspensjonat og legesenter. Oppvarmet gulvflate knyttet til varmesentral i sykehjemmets fyrrom er oppgitt i tabell 7. Et flyfoto med spesifisering av beliggenheten til bygningsmassen er gitt i figur 20.

	Oppvarmet gulvflate
Sykehjem	3284 m ²
Helse- og sosialsenter	1093 m ²
Alderspensjonat og legesenter	925 m ²
Ungdommens hus / gammelt kommunehus	296 m ²
Totalt oppvarmet gulvflate	5600 m²

Tabell 7: Oppvarmet gulvflate knyttet til varmesentral Rendalen Sykehjem [28]



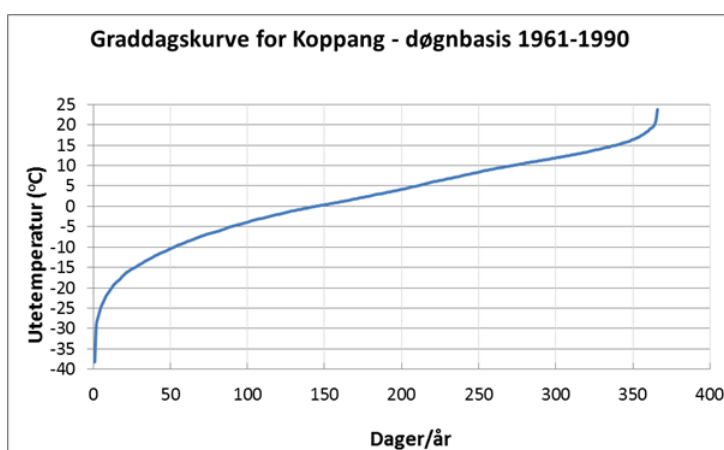
Figur 20: [Flyfoto over Rendalen sykehjem med bygningsoversikt] [28]



Figur 21: Oversikt 1.etasje Rendalen sykehjem [30]

4.3.2 Klima

Rendalen har et typisk innlandsklima, som betyr relativt lite nedbør, varme somrer, kalde vintre og stor differanse mellom natt- og dagtemperatur. Som en erstatning for den faktiske lokasjonen til sykehjemmet kan Koppang benyttes som klimasted, noe som er en god tilnærming basert på kort avstand mellom stedene og relativt lik høyde over havet. Årsmiddeltemperaturen på Koppang er $1,6^{\circ}\text{C}$, og DUT er -38°C [30]. Graddagskurven i figur 22 illustrerer varigheten for ulike utetemperaturer for Koppang, sett med døgnoppløsning, og er basert på gjennomsnittet av målte verdier fra perioden 1961-1990. Dette tidsrommet på 30 år er et utgangspunkt for normaltemperaturer, og gjør dermed at graddagskurven per definisjon representerer et normalår for Koppang. Kurven tilsvare varighetskurven fra figur 12 i kapittel 3.2.5, og legger grunnlaget for sykehjemmets effekt-varighetskurve.



Figur 22: Graddagskurve for Koppang [30]

For beregninger med graddagstall, hvor normalverdier og årsverdier for senere år er nødvendig, er værstasjonen 8140 Evenstad benyttet. Denne ligger i Stor-Elvdal kommune, nabokommunen til Rendalen, samme kommune som Koppang befinner seg i. Tabell 8 gir en oversikt over graddager for denne værstasjonen.

Periode	Graddager
Normalperiode 1961-1990	5575
2010	6042
2011	4883
2012	5253

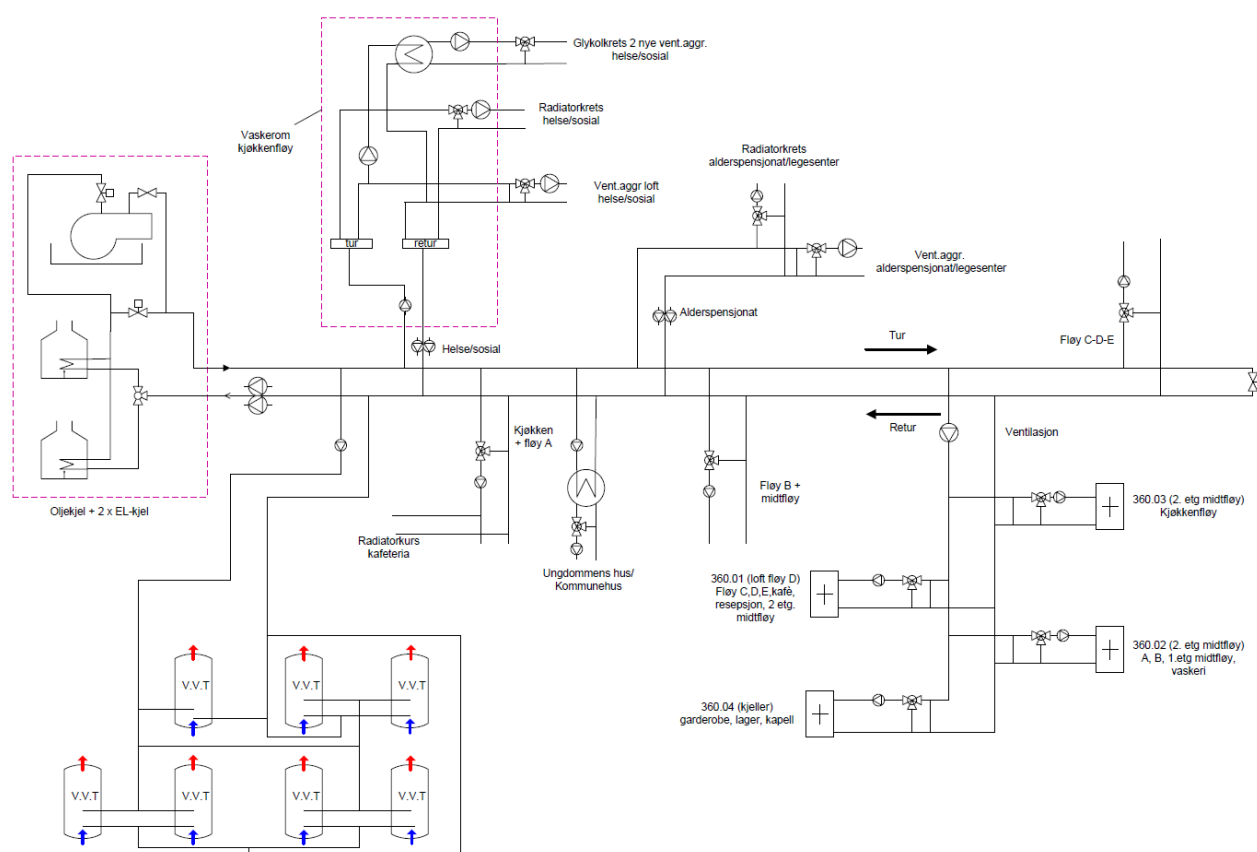
Tabell 8: Graddager for værstasjon 8140 EVENSTAD - DIH [61] [60]

4.3.3 Varmesystem

Som normalt for bygg i denne størrelsen varmes den omtalte bygningsmassen opp via et vannbårent system som er knyttet til varmesentralen i sykehjemmet. Her skal det utgående vannet primært varmes av en oljekjel. Denne er av typen Osby Parca AB Maxi fra 1998, med en effekt på 925 kW. Tilhørende brenneren er av nyere årsmodell, og av typen Riello RL 100. Som backup, og for eventuelt å levere tilleggsvarme, er det to elektrokjeler av typen ASEA PER-KURE R-22, en fra 1981 og en fra 1983. Den eldste er på 225 kW, den andre på 180 kW, som sammen da utgjør 405 kW. Disse styres av en mekanisk termostat, og er dermed ikke mottakelige for signaler fra utetemperaturføler for implementering av utetemperaturkompensering eller sammenkobling med et SD-anlegg [29]. Etter kontakt per e-post med Reidar Muri, teknisk sjef i Varmeteknikk AS, hvor bilder av elektrokjelene ble oversendt, kom det frem at kun den nyeste elektrokjelen (180kW) kan bygges som slik at en 15-trinns elektronisk termostat blir montert inn [32]. Den andre elektrokjelen må dermed skiftes ut i sin helhet for å oppnå elektronisk termostat.

Det rapporteres at oljekjel ikke var i drift vinteren 2011/2012, og ved befaring kom det frem at dette også var tilfellet denne vinteren (2012/2013), grunnet lekkasje på kjelen. Dermed står elektrokjelene alene for å dekke hele varmebehovet, som ved spesielt kalde dager blir nevnt å være noe utilstrekkelig. Løsningen har da vært å periodevis stoppe ventilasjonsaggregat 360.01 og 360.01 [33]. Ettersom oljekjelen har en effekt på 925 kW er det derimot klart at denne vil kunne dekke hele effektbehovet med god margin ved normal drift.

Med utgangspunkt i figur 23 kan man gi en forenklet beskrivelse av varmesystemet med utspring i sykehjemmets varmesentral. Som nevnt står to elektrokjeler og en oljekjel for varmforsyningen. Elektrokjelene er parallellkoblet, og inngår videre i en seriekobling med oljekjelen, men denne kan forbikobles ved behov. Dette er for å hindre sirkulasjon gjennom oljekjelen når den ikke er i drift, noe som gir vesentlig varmetap [29]. Disse komponentene sørger for oppvarming av vann til varmesystemets turstokk. Hovedsirkulasjonen i varmesystemet blir drevet av en pumpe koblet på retursiden til kretsen. Åtte primærkretser springer ut fra turstokken, som sammen leverer varme til alle byggene beskrevet i kapittel 4.3.1, samt står for oppvarming av tappevann. Tre av primærkretsene forsyner sykehjemmets radiatorer med varmtvann; fløy A og kjøkken, fløy B og midtfløy, samt fløy C,D og E. For disse kretsene er shunter og pumper plassert i varmesentral. En primærkrets leverer varme til sykehjemmets fire ventilasjonsaggregater, hvor shunter befinner seg ved hvert av aggregatene før varmebatteriet. En ushunted krets leverer varme til varmtvannsberedere.



Figur 23: Oversiktsskisse over varmeanlegg Rendalen sykehjem

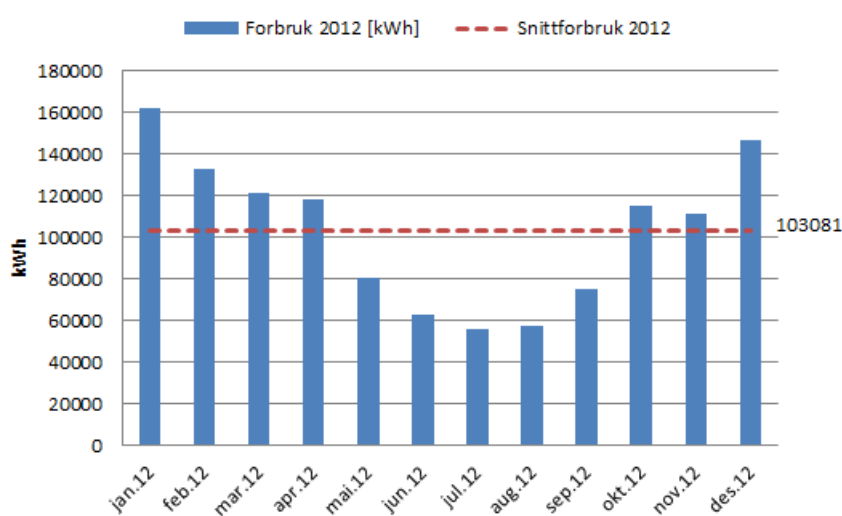
De resterende tre kretsene betjener de omtalte byggene utenom sykehjemmet. En primærkrets går til radiatorer og ventilasjonsaggregat tilknyttet til bygget som rommer alderspensjonat og legesenter, hvor en shunt befinner seg før varmebatteriet i aggregatet, samt en i teknisk rom som regulerer turtemperatur til radiatorer. En ushuntet krets går til en varmeveksler i Ungdommens hus/kommunehus, og leverer varme til en separat krets i dette bygget med egen turtemperaturregulering med shunt. Den siste primærkretsen går til et vaskerom i kjøkkenfløyen av sykehjemmet, hvor innkommende varmtvann blir fordelt til tre kretser som betjener helse- og sossialsenter, og vises på bildet i figur 24. Dette omfatter en krets til ventilasjonsaggregatet på loftet med shunt, radiatorkrets shuntet på vaskerom, samt varmeveksling med en glykolkrets som betjener de nyere ventilasjonsaggregatene i nordre- og søndre ende av senteret. Generelt for anlegget er det påpekt i energianalysen av sykehjemmet at rørene i varmesystemet er godt isolert, noe som kan bekreftes etter befaring. En kilde til varmetap i systemet er derimot at rundt 50 ventiler og pumpehus mangler isolasjon [29].



Figur 24: Fordeling av varmtvann til helse- og sosialsenter, lokalisert i vaskerom i kjøkkenfløy

4.3.4 Energi- og effektbehov

Elektrokjelene i varmesentralen er tilkoblet en egen strømkrets med strømmåler, som gjør det mulig med separat oppfølging av elektrisitetsforbruket til oppvarming i varmesentralen. For 2012 var et totalforbruk på 1.236.975 kWh fordelt over året som vist i figur 25. Som nevnt i kapittel 4.3.3 var ikke oljekjel i drift dette året. Maksimal effektuttak på elektrokjeldkretsen var for 2012 328 kW. Tilsvarende verdi for 2011 var 324 kW. For 2011 var forventet forbruk fra elektrokjeldkretsen 594.100 kWh, som tilsvarer totalforbruket for 2010 [34]. 2010 regnes som siste året med oljekjel i normal full drift.



Figur 25: Registrert energiforbruk for elektrokjeldkrets ved Rendalen sykehjem for 2012[34]

For at oppgitt forbruk for varmesentralen i 2010 og 2012 skal representere et normalår må det korrigeres i henhold til ligning 7 i kapittel 3.2.5. Dermed er man avhengig av å benytte rett klimaavhengig andel β av energiforbruket. Normalt ville man benyttet verdiene i tabell 5 i kapittel 3.2.5 til dette, men siden energiforbruket i varmesentralen utelukkende dekker oppvarmingsbehov blir ikke dette rett. Hele energiforbruket i varmesentralen er klimaavhengig, bortsett fra tappevannsoppvarming. Etter tabell 9 utgjør dette for et sykehjem rundt 17% av energi brukt i varmesentralen. Denne andelen må reduseres, da det ikke leveres oppvarmet tappevann til alderspensjonat og legesenter (utgjør omtrent 16,5% av totalt oppvarmet gulvareal), samt Ungdommens hus/kommunehus (utgjør omtrent 5% av oppvarmet gulvareal). Til sammen utgjør disse omtrent 21,5% av oppvarmet gulvareal, og reduserer andelen energibruk tappevannsoppvarming til rundt 13%.

Dermed er $\beta = 0,87$

Ligning 18 og 19 gir dermed energiforbruk for et normalår uten (2012) og med (2010) oljekjel i drift. Differansen er på 748792 kWh, og skal da teoretisk sett ha blitt dekket av oljekjel.

$$E_{korrigert2012} = 1.236.975kWh \cdot \frac{5575}{5253} \cdot 0,87 + 1.236.975kWh \cdot (1 - 0,87) \approx 1.302.942kWh \quad (18)$$

$$E_{korrigert2010} = 594.100kWh \cdot \frac{5575}{6042} \cdot 0,87 + 594.100kWh \cdot (1 - 0,87) \approx 554.150kWh \quad (19)$$

Fra energianalysen av sykehjemmet går det frem at energiforbruket knyttet til fyringsoljeforbruk for 2010 var 510.241 kWh. Det er antatt at dette er levert varme til bygget, og ikke nedre brennverdi til antall liter olje benyttet i 2010. Graddagskorrigeres dette som ovenfor resulterer det omtrent i 475.930 kWh, som da sammen med elektrokjelforbruket utgjør et totalforbruk på 1.030.080 kWh. Energiattesten i vedlegg D opererer med en gjennomsnittlig systemvirkningsgrad for et oljebasert varmesystem over et år på 0,77, som da benyttes for utregning av fyringsoljeforbruk ut ifra hvilket varmebehov oljekjel har dekket eller omvendt.

Fra utlyst prosjektbeskrivelse (vedlegg A) går det frem at energibehovet til oppvarming for varmesentralen er anslått til 1.400.000 kWt/år[28]. Dette kommer fra oppfølging av totalt oljeforbruk og elektrisitetsforbruk til elektrokjeler i varmesentralen, og omfatter dermed bygningsoppvarming til hele den omtalte bygningsmassen, samt tappevannsoppvarming for sykehjemmet og helse- og sosialsenter. med utgangspunkt i dette behovet er kravet til innsparing som følge av å gjennomføre et varmepumpeprosjekt ved Rendalen sykehjem på 750.000 kWh/år.

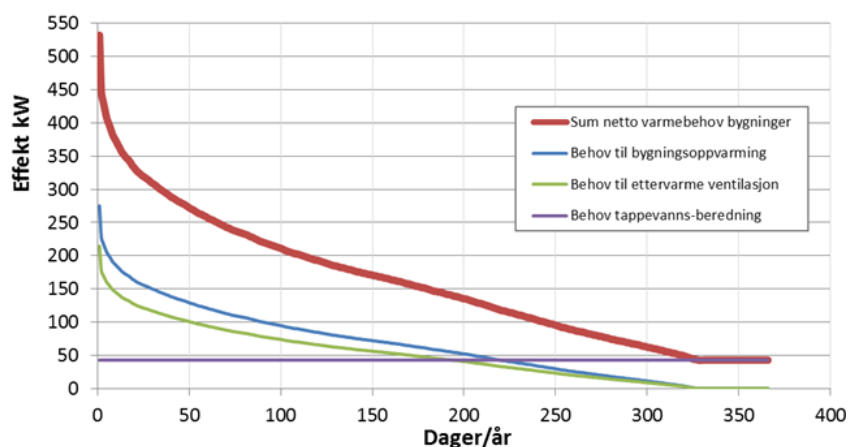
	kWt/m ² år	W/m ² gulvflate
Bygningsoppvarming	142,5	64,75
Ventilasjon	105	50,37
Varmtvannsberedning	50	10
Sum	297,5	125,12

Tabell 9: Verdier fra ENØK normtall for energi- og effektbehov for sykehjem, omregnet til å gjelde for Koppang-klima [35][28]

Tar man utgangspunkt i tabell 9 og en total oppvarmet gulvflate på 5600 m² som tilnærmes å klassifisere som sykehjem i forbindelse med ENØK Normtall, får man

et totalt energibehov til oppvarming på 1.666.000 kWh/m², noe som er 19% mer enn faktisk oppgitt energibehov på 1.400.000 kWh/m². Dermed får man en korreksjonsfaktor på $1/1,19 = 0,84$ som man kan benytte med effektbehovet på 125,12 W/m² til å finne et effektbehov på 105 W/m² for bygningsmassen. Dette gir et totalt behov for installert effekt på 590 kW [28], hvor man med utgangspunkt i tabell 9 også kan få en spesifikk oppdeling av effektbehov til bygningsoppvarming, ventilasjon og varmtvannsberedning. Dersom det energibehovet for 2012 fra ligning 18 hadde blitt benyttet med samme metode kommer behovet for installert effekt på omtrent 548 kW, formålsdelt 44 kW til tappevannsoppvarming, 220,5 kW til ventilasjonsbatterier og 283,5 kW til bygningsoppvarming. Trekkes det fra et effektbehov til tappevannsoppvarming for 21,5% av oppvarmet gulvflate (Ungdommens hus og alderspensjonat/legesenter) ender man opp med et nytt effektbehov på omtrent 34,5 kW til oppvarming av tappevann, og totalt effektbehov blir redusert til 538,5 kW. 540 kW benyttes dermed videre som en tilnærming. Ettersom tallet er basert på det høyeste graddagskorrigerte forbruket av 2012 og 2010 bør 540 kW å være en konservativ tilnærming.

Kombineres de overnevnte verdiene med graddagskurven for Koppang i figur 22 kapittel 4.3.2, etter samme prinsipp som beskrevet i kapittel 3.2.5, kommer man frem til en effekt-varighetskurve for den totale bygningsmassen tilknyttet Rendalen sykehjem. Denne er presentert i kapittel som blir presentert i figur 26. Figur 11 i kapittel 3.2.5 er et eksempel på en tilsvarende effekt-varighetskurve, hvor i tillegg effektdekningen er fordelt mellom varmepumpe og kjel, en fordeling som senere blir nødvendig å ta stilling til ved implementering av varmepumpe ved Rendalen sykehjem.



Figur 26: Effekt-varighetskurve for bygningsmassen tilknyttet Rendalen sykehjem [28]

4.3.5 Regulering av eksisterende kjelsystem

I den forenklete beskrivelsen av varmesystemet og fra figur 23 går det frem hvordan sammenkoblingen av oljekjel og elektrokjeler er utført. Alt returnerende vann fra varmesystemet må gjennom de parallellkoblede elektrokjelene, uavhengig av om de er i drift eller ikke. Videre kan to motorventiler sørge for at vannet enten går gjennom oljekjel eller direkte ut som turvann i turstokken. Hvordan styring av motorventiler og innkobling av kjeler foregår er interessant å ta for seg, spesielt for å undersøke om en fremtidig varmepumpe hensiktsmessig kan integreres inn i dette styringssystemet. Den digitale effektvelgeren MVP-300 fra AB Micatrone står for denne styringen. Dette er en effektvelger for tre kjeler, enten serie- eller parallellkoblede. Effektvelgeren kan programmeres for tre separate kjelsystemer, kjelsystem A, B og C i figur 28. En av disse velges som grunnkjel (grunnlast), de øvrige to som tilvalgskjel 1 eller tilvalgskjel 2 (eller stengt). Kjelen kan også velges som stengt dersom den ikke er tilkoblet, ikke i bruk eller defekt. Start og stopp av grunnkjel styres av kjelens egen termostat, mens for tilvalgskjeler er det MVP-300 som styrer start og stopp ved å kunne slå av og på strømforsyning. Kun kjel A kan velges som parallell- eller seriekoblet med de andre to kjelene, kjel B og C er alltid parallellkoblet. I figur 28 er kjel A vist som seriekoblet. Kort beskrevet er effektvelgeres styring basert på turtemperatur fra kjelsystemet, dette ved at man opererer med en minste tillatt turtemperatur. Dersom grunnkjel ikke klarer å holde denne temperaturen kobles tilvalgskjeler inn etter en bestemt tidsforsinkelse. MVP-300 kan styre minste tillatte turtemperatur etter utetemperaturen ved programmering av seks temperaturparametere vist i figur 29. Dette krever da sammenkobling med utetemperaturføler.

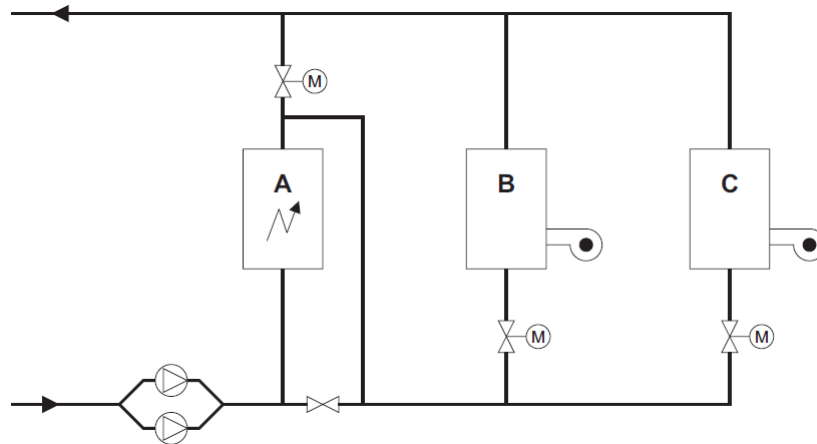
For videre prosjektering av varmesystemet er det viktig å vite om MVP-300 er kompatibel et SD-system. Dette omfatter hvilke muligheter for kommunikasjon og sentral styring som finnes i effektvelgeren. På dette punktet bidro Henning Stavadal, ingeniør innenfor automatikk og SD-anlegg i Asplan Viak. Det kom frem at et SD-anlegg kun kan motta et feilsignal fra eksisterende effektvelger, og man er ved feilmelding er nødt til å søke opp feilen lokalt på effektvelgeren. Det mest fornuftige ville da vært å legge inn mulighet for feilsignal på turtemperaturen ut fra kjelsystemet, ettersom dette er den styrende og mest utslagsgivende parameteren. Videre skal man være i stand til å konfigurere de ulike parameterne for effektvelgeren via en kommunikasjonsmodul, slik at man for eksempel kan endre utekompenseringskurve, minimum tillatt turtemperatur eller fordeling av grunnlast og spisslast mellom de ulike kjelene. Totalt sett gir dette uansett veldig begrensede muligheter for implementering av MVP-300 i et normalt SD-system [44].

Ved Rendalen sykehjem kan man argumentere for at effektvelgerens potensiale

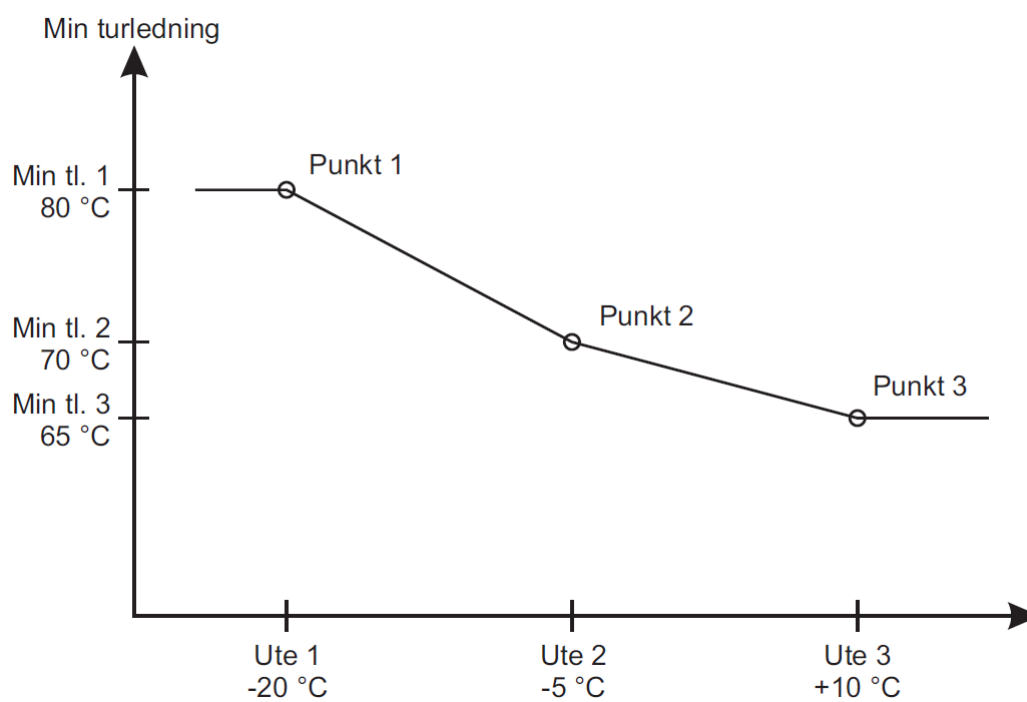
ikke blir utnyttet fullt ut. Da oljekjelen fungerte var den grunnkjel og programmert som Kjel B. De to parallellkoblede elektrokjelene fungerte sammen som kjel A i MVP-300, og var seriekoblet med oljekjel som vist i figur 28. Det er ikke noe i varmesentralen som representerer kjel C, så denne er programmert som blokkert og stengt. En viktig forskjell fra figur 28 er at det ikke er mulig for dagens varmesystem ved Rendalen sykehjem å forbikoble elektrokjelene, slik at alt vannet må gjennom disse, selv om de aldri har vært i drift samtidig med en fungerende oljekjel [33]. Det er i tillegg ikke lagt inn kompensering av turtemperaturen i varmesystemet etter utetemperatur. Så i realiteten var det med en fungerende oljekjel i det hele tatt lite nytte for MVP-300. Dersom man kun ønsker å fyre med elektrokjel må man programmere om MVP-300 slik at Kjel A (elektrokjeler i parallell) ligger som grunnlast. Dersom denne klarer å holde tilstrekkelig turtemperatur vil motorventil før oljekjel holde seg steng, og vannet vil gå direkte ut til turstokken fra elektrokjelen. Dette har vært løsningen i de periodene oljekjelen ikke har fungert, som vinteren 2011/2012 og 2013/2013. For vinter 2012/2013 har derimot motorventilen før oljekjelen vært defekt (manglende aksling [33]), slik at den ikke stenger. Dermed har det gått oppvarmet vann gjennom en oljekjel ute av drift, som forårsaker et stort unødvendig varmetap.



Figur 27: Informasjon- og betjeningspanelet på Micatrone MVP-300 effektvelger



Figur 28: Illustrasjonsfigur for forklaring av styring og sammenkobling av kjeler [43]



Figur 29: Programmeringskurve for turtemperatur som funksjon av utetemperatur for MVP-300 [43]

4.3.6 Ventilasjonssystem

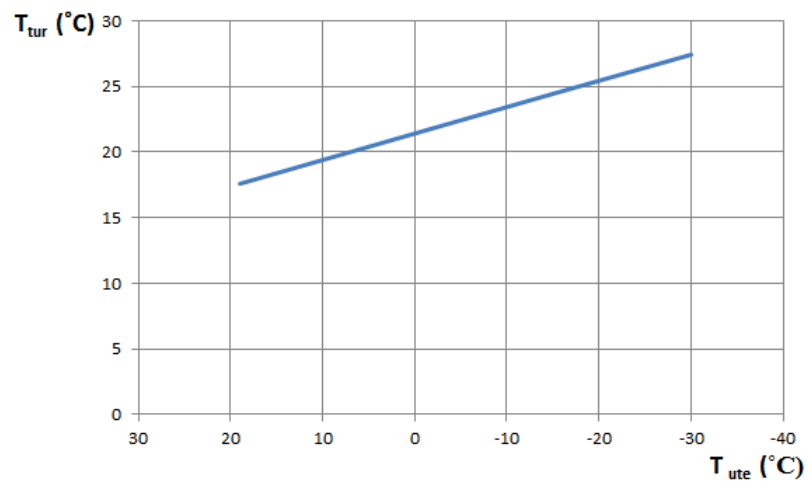
Et balansert ventilasjonssystem er installert i store deler av den omtalte bygningsmassen, og dette får tilført varme fra varmesentralen på Rendalen sykehjem. Systemet omfatter fire ventilasjonsaggregater i selve sykehjemmet, tre i tilknytning til helse- og sosialsenteret, samt ett i legesenteret/alderspensionatet. I tillegg befinner det seg et annet aggregat i legesenteret/alderspensionatet, men dette har elektrisk varmebatteri og er dermed uavhengig av det vannbårne varmesystemet. Videre følger en oversikt over aggregatene tilknyttet varmesentralen. For oversikt over tilkobling av disse til varmesentralen henvises det til figur 23 i kapittel 4.3.3. Det rapporteres om klager på dårlig luftkvalitet og mye støy fra ventilasjonsanlegget [29].

- *360.01* Dette aggregatet befinner seg på loftet over fløy D, og ventilerer fløy C, D og E, samt kafé, resepsjon og 2. etasje midtfløy. Etersom dette aggregatet i hovedsak dekker beboelsesrom er det i drift hele døgnet. Det kan kjøres med full eller 2/3 kapasitet, hvor sistnevnte er tilfellet ved utetemperaturer under -10°C . Aggregatet er av typen Novenco ZCN, har platevarmeveksler og vannbårent varmebatteri. Aggregatet styres av Johnson Controls SC-9100 regulator, som er koblet til temperatursensor for uteluft og tilluft, samt avtrekksluft. Allikevel er tilluftstemperaturen fra dette aggregatet satt til å være konstant på 22° , uavhengig av utetemperaturen. For avriming av varmegjenvinner by-passer innkommende kald tilluften gjenvinneren. [29][42].
- *360.02* Dette aggregatet er plassert i et ventilasjonsrom i den 2.etasjen av midtfløyen. Det sørger for ventilasjon av fløy A og B, 1. etasje midtfløy og vaskeri. Aggregatet styres også av en Johnson Controls SC-9100 regulator, og her det lagt inn utekompensering av tilluften, slik at tilluftstemperaturen til bygget synker med økende utetemperatur. Kompenseringskurven er vist i figur 30. Bortsett fra dette og en annen luftmengde er aggregatet og driftsparametere likt som for 360.01 [29][42].
- *360.03* Rett over gangen for 360.02 befinner det seg et ventilasjonsrom hvor aggregat 360.03 står. Dette betjener kjøkkenfløyen (kjøkken, kafeteria, kontorer og badrom), og anlegget er også her av typen Novenco ZCN med vannbårent varmebatteri, glassrørsvarmeveksler og mulighet for full og 2/3-drift, hvor utetemperaturer under -10°C utløser 2/3-drift. Etersom dette anlegget ikke betjener boenheter er det i drift mandag til fredag 07.00-15.30. Ved temperaturmålinger på dette aggregatet er det dermed viktig at kun denne tidsperioden blir vektlagt, ettersom eventuelle målinger utenom perioden i drift ikke representerer varmebehovet til aggregatet. Anlegget styres av Johnson Controls DX9100-8154 regulator, som er koblet til temperatur-

sensor for uteluft og tilluft, samt avtrekksluft. Aggregatet leverer konstant tilluftstemperatur på 22° [29][42].

- *360.04* Dette aggregatet er plassert ved bakhjør mot øst i kjelleren til fløy C, og ventilerer garderober, kapell og lager i kjeller mandag til fredag 07.00-16.00 med en konstant tillufts temperatur på 21°C. Aggregatet er av typen Exhausto VEX 4.5 med vannbårent varmebatteri og platevarmeveksler, og styres av en Exhausto EVR 57-3 automatikkentral [29][42].
- *Aggregat loft helse- og sosialsenter* På loftet i den delen av helse- og sosialsenteret som henger sammen med kjøkkenfløyen til sykehjemmet befinner deg seg et aggregat. Dette er et eldre aggregat fra Norluft med automatikk fra Norwegian Control System av typen AUC Monark. Det ventilerer deler av helse- og sosialsenteret. Aggregatet er utstyrt med roterende varmegjenvinner. Denne var ikke i drift vinter og vår 2013, noe som ble oppdaget ved befarings. Grunnen er at ventilen som styrer varmemengden inn på ventilasjonsbatteriet ikke fungerer som den skal ved at vann med for høy temperatur går til batteriet. Dermed er det ikke behov for ytterligere temperaturøkning ved varmegjenvinning, og gjenvinner stopper automatisk. Ved inngangen til mai 2013 er det bestilt utskiftning av denne ventilen [33].
- *Aggregater nordre og søndre ende helse- og sosialsenter* I nordre og søndre del av helse- og sosialsenteret, 1.etasje, befinner deg seg hver sitt aggregat. Disse er relativt nye og av typen Flexit L20R med Honeywell shunt. Oppvarming skjer i ventilasjonsbatteriet med vann/glykolblanding tilkoblet glykolvarmeveksler i vaskerom kjøkkenfløy, som kan sees i figur 23. Varmegjenvinning skjer med roterende varmevekslere som ifølge tilhørende brosjyre har svært høy gjenvinningsgrad.
- *Aggregat legesenter* Legesenteret som er sammenhengende med alderspensjonatet rommer et aggregat med vannbårent varmebatteri. Dette er levert av Norse Block AS fra Asker og har en Johnson SC-9100 regulator. Varmegjenvinneren er av den roterende typen, men ved befarings februar 2013 var denne ute av drift grunnet feil på remdriftssystemet, men dette var reparert ved ny befarings april/mai 2013 [33].

Flere av aggregatene har platevarmeveksler. Disse vil ikke oppnå den samme høye varmegjenvinningsgraden som en god roterende gjenvinner vil, og det er usikkert hvorfor denne løsningen ble valgt. En grunn kan være at det ikke var ønsket kontakt mellom tur- og returluft på grunn av forurenset returluft (smittefare, lukt, partikler). I Rendalen sykehjems tilfelle vurderes det ikke som denne faren er til stede [50], og dersom fremtidig oppgradering av ventilasjonssystemet blir aktuelt bør utskiftning til roterende gjenvinner i aktuelle aggregat vurderes.

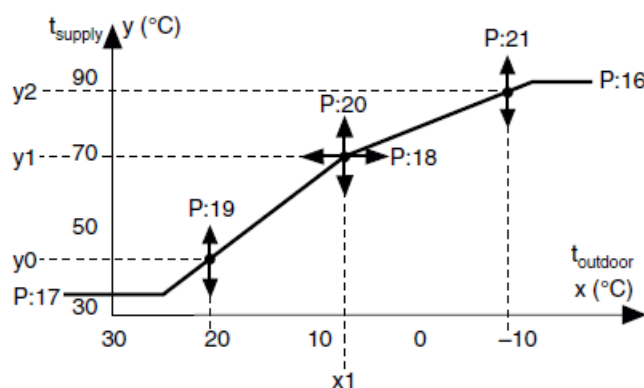


Figur 30: Utekompenseringskurve for tilluftstemperaturen fra ventilasjonsaggregat 360.02

4.3.7 Distribusjonstemperatur i radiatorsystemet

Turtemperaturen ut til de tre primærkretsene som betjener radiatorer i sykehjemmet, kjøkken og fløy A, fløy B og midtfløy, samt fløy C,D og E, blir hver styrt via shunter som befinner seg i varmesentralen. Til å styre disse tre shuntene benyttes TAC 200 kontrollbokser. Disse boksene har flere innebygde funksjoner, blant annet mulighet for sammenkobling med romtemperatursensorer som sammen med innbygd tidsur kan gi nattsenking av temperatur og programmering av ønsket temperatur over for eksempel en uke. Disse mulighetene er ikke benyttet da romtemperatursensorer ikke er installert ved sykehjemmet. Det som derimot er installert er utetemperatursensorer. Via innebygde funksjoner i kontrollboksen kan turtemperaturen i kretsen styres etter utetemperaturen, såkalt utetemperaturkompensering. Dette inngår som en del av varmesystemets temperaturregulering, i tillegg til eventuelle lokale termostater og reguleringsmekanismer for den enkelte varmeavgiver. Programmering av utetemperaturkompensering for TAC 200 går frem av figur 31. Kurven er basert på utvelgelse av turtemperatur i systemet ved utetemperaturene -10°C , 20°C og en selvvalgt temperatur mellom -9°C og 19°C . I figur 31 betyr dette henholdsvis valg av P:21, P:19 og P:20, sistnevnte etter at P:18 er valgt. I tillegg må P:16 og P:17 defineres, henholdsvis maksimum og minimum turtemperatur i systemet. For de tre shuntene som betjener radiatorkretsene i sykehjemmet er styringskurven programmert som vist i figur 32. Her er verdiene for P:16, P:17, P:19, P:20 og P:21 vist i figuren, mens P:18 er lagt inn som en utetemperatur på 5°C .

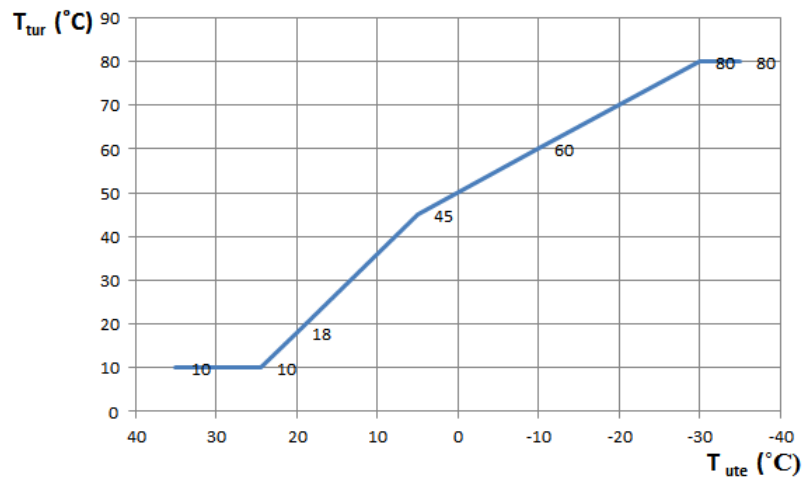
Det er viktig å nevne at reguleringsystemet av fløy B og midtfløy og fløy C,D og E via shuntene var ute av drift vinter og vår år 2012/2013, noe som ble oppdaget ved befaring i tilknytning til denne rapporten, hvor service ble bestilt. Dermed har kun shunt tilkoblet styringsboks med utekompensering vært tilkoblet og i drift for krets som forsyner radiatorer i kjøkken- og A-fløy med varmtvann i perioden denne rapporten ble utarbeidet. Basert på den maksimale programmerte turtemperaturen på 80°C for radiatorkretsene til sykehjemmet kan det konkluderes med at varmeanlegget er utformet som et typisk 80/60 system, det vil si at ved dimensjonerende utetemperatur vil varmesystemet behøve en temperatur i turstokken på 80°C , og at temperaturen i returstokken da skal ligge rundt 60°C etter varmeavgivelse i byggets varmeavgivere. For et varmesystem basert på kjeloppvarming har det relativt liten betydning hva som er nødvendig utgående og returnerende vanntemperatur. Dette vil derimot ha stor betydning for implementering av varmepumpe som grunnlast[28]. Dermed er den eksisterende utetemperaturkompenseringen mest til nytte for å grovstyre turtemperaturen til varmeavgivere, og ikke så mye for å gjøre varmeanlegget mer energieffektivt.



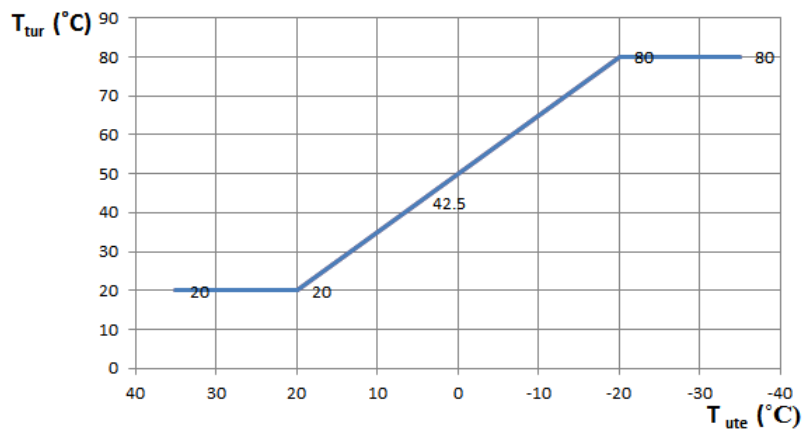
Figur 31: Programmeringsprinsipp for TAC 200 styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur [39]

Som nevnt ovenfor og vist i figur 23 går det frem at radiatorkretsen til helse- og sosialsenteret er shuntet i vaskerommet i kjøkkenfløy. Denne shunten styrer turtemperatur til radiatorkretsen via en Satchwell Climatronic CSC 5352 kompensator. På samme måte som for TAC 200 beskrevet ovenfor er kompensatorens oppgave å styre turtemperaturen til radiatorkretsen etter utetemperatur, som vil si utetemperaturkompensering. Dette gjør den da via en treveisventil, som vil si shunten [41]. Utekompenseringskurven programmeres ved å definere turtemperatur ved utetemperatur på 20°C, stigningstallet herfra til en valgbar utetemperatur, og stigningstallet fra dette punktet til et definerbart maksimum turtemperatur. Gjeldende kurve går frem av figur 33. Maksimal turtemperatur til radiatorkretsen med denne kurven er 80°C ved en utetemperatur på -20°C og kaldere. Det er programmert nattsinking for temperaturen til denne radiatorkretsen.

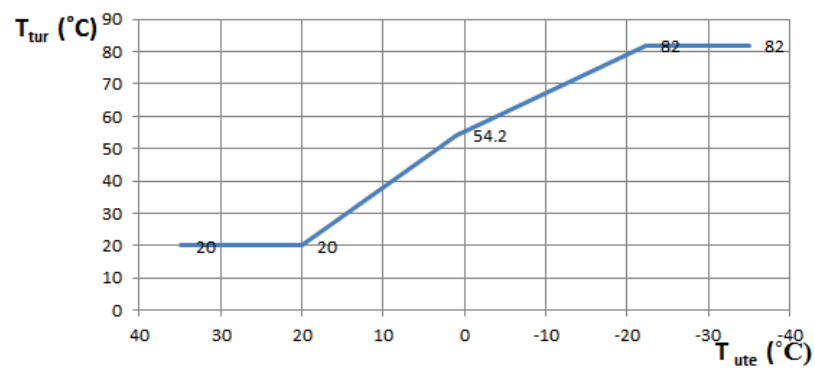
For å styre turtemperaturen til radiatorsystemet i bygget som rommer alderspensjonatet og legesenteret benyttes en Satchwell Climatronic CSC 5352 kompensator, samme som for radiatorkrets til helse- og sosialsenter. Denne har også programmert utetemperaturkompensering, men opererer ikke med nattsinking av turtemperaturen. Opprinnelig kurve for utetemperaturkompensering går frem av figur 34. Som man kan se er maksimal turtemperatur noe i overkant av 80°C og inntreffer ved en utetemperatur på rundt -22°C.



Figur 32: Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for sykehjemets 3 radiatorkretser



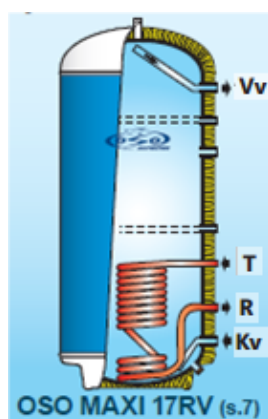
Figur 33: Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkrets til helse- og sosialsenter



Figur 34: Styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkrets i bygg med alderspensjonat og legesenter

4.3.8 Tappevannsoppvarming

Ungdommens hus/kommunehus og alderspensjonat/legesenter har hver sin varmtvannsbereider med elektrisk oppvarming. Sykehjemmets tappevannsanlegg i varmesentralen leverer oppvarmet tappevann til helse- og sosialsenteret i tillegg til selve sykehjemmet. Vannet går ut i hver sin krets (totalt 2 kretser), hver med egen blandesentral. Ved befaring april/mai 2013 lå turtemperatur til helse- og sosialsenteret på rundt 66 °C, mens vannet til sykehjemmet lå rundt 60°C. Det er ikke oppdaget varmtvannsretursirkulasjon (VVC) fra helse- og sosialsenteret i varmesentralen, så det antas at en varmekabelløsning er montert i senteret for å holde temperaturen på sirkulert varmtvann oppe [38]. Tappevannsanlegget er basert på en indirekte løsning med coilberedere, som da er koblet opp mot turvannet fra olje- og elektrokjeler i varmesentral og varmer opp tappevannet gjennom en coilvarmeveksler i hver bereder. Coilprinsippet er fremstilt i figur 35. Det kan argumenteres for at det ville vært mer lønnsomt å ha benyttet seg av en felles ekstern varmeveksler enn syv coilvarmevekslere, nettopp på grunn av anleggets størrelse. Anlegget består av syv slike beredere av typen OSO Maxi 17RV 300, produsert i 1998, med en kapasitet på 287 liter hver. Under berederspesifikasjonene er hver satt til å ha en effekt på 10 kW med eksisterende coiløsning.



Figur 35: Skisse av OSO Maxi 17 RV varmtvannsbereider, hvor inngang kaldtvann (Kv), tur fra kjel (T), utgang varmtvann (Vv) og retur etter varmeveksling coil (R) er fremstilt [36]

Etter informasjon fra OSO Hotwater AS er det ikke mulig å ettermontere el-kolber i disse berederne [38]. Ved endring av beredersystemet må dermed disse berederne benyttes slik de er i dag. Alternativet er å kjøpe en eller flere nye beredere. Berederne er parallellkoblet med utvendige rørkoblinger, noe som delvis går frem av bilde i figur36. Bildet viser også blandesentralen tilhørende sykehjemmet. Som presentert

i kapittel 3.3.2 betyr parallellkobling tilnærmet lik temperatur i alle berederne, som skal ligge på et nivå hvor det ikke er fare for legionellaoppblomstring. Den koblingen av berederne gjør dermed systemet lite egnet for direkte implementering av en standard lavtemperatur varmpumpe, ettersom denne da kun vil forvarme vannet, og det er behov for ettervarming. Uten en oppdeling av beredersystemet i minst to temperatursoner er dette ikke mulig.

Visse perioder i døgnet rapporteres det om noe utilstrekkelig kapasitet på bereder-systemet. Dette gjelder da først og fremst i perioder hvor sykehjemmets beboere dusjer, som kan være innenfor en begrenset tidsperiode ettersom pleiere ved sykehjemmet ofte bør være til stede [33]



Figur 36: Varmtvannsberederanlegg Rendalen sykehjem

4.3.9 Potensielle varmekilder for varmepumpen

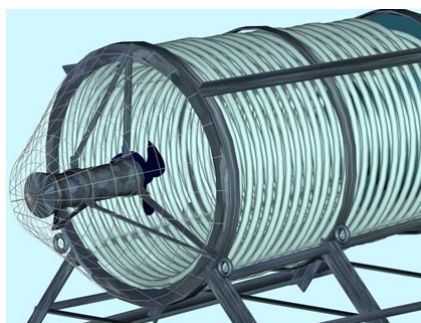
Det kalde innlandsklimaet i Rendalen kommune, slått fast i kapittel 4.3.2, gjør ute-luft lite egnet som varmekilde for varmepumpe ved Rendalen sykehjem. Den måtte ha jobbet med et ekstremt høy temperaturløft over vinterhalvåret, noe som fører til lav effektfaktor og høy slitasje [8]. Dermed er kun væske/vann- eller vann/vann-varmepumpe aktuelle, med tre potensielle varmekilder [28]:

- *Lomnessjøen*
- *Grunnvann*
- *Bergvarme*

Det er antatt 760 m rørlengde for å kunne utnytte Lomnessjøen som varmekilde med sjøkollektor. Basert på målinger fra NVE i periode 1966 til 1976 kan det slås fast at lave temperaturer i sjøen over vinterhalvåret kan være et problem. Målingene viser temperaturer jevnlig ned mot 3-3,5°C, med noen målinger ned mot 2°C [28]. Temperatursenkning rundt kollektorrør på grunn av varmeopptak fra sjøvannet bør dermed ikke overstige 1-3°C, dette for å unngå at vannet rundt kollektor fryser. 1-3 °C er et marginalt temperaturintervall og å sikre at temperatursenkningen ligger innenfor dette intervallet vil i praksis være vanskelig. Dermed kan frost på kollektor bli et faktum, og skjer dette vil det føre til større belastning på de isfrie områdene, og større sjans for frost på disse igjen. Med utgangspunkt i konduksjon vil isen redusere varmeovergangen til rørene. Tar man hensyn til konveksjon vil i midlertidig den konvektive varmeovergangsmotstanden utenfor isen reduseres med økt tykkelse på isen, ettersom dette øker arealet mot vannet. Hva optimal tykkelse med is er for minst termisk motstand er avhengig av forholdet mellom konvektiv og konduktiv varmeovergangskoeffisient (biottallet) [63]. Uansett må man sørge for at kollektor er festet godt til fundament i bunnen, da eventuell is vil skape oppdrift. Omrøringspropeller kan være en løsning for å unngå is, og dette ble drøftet med ABK AS, importør og kompetansesenter innenfor varmepumper og varmeopptak. To ispropeller blir presentert som aktuelle, en fra Flygt (vedlegg B) og en designet for å holde småbåthavn isfri (vedlegg C). På et prosjekt i Halden (brakkevann) ble det et problem med for lave temperaturer på mediet i kollektorkrets (oppdaget med SD-anlegg), med ved ettermontering av ispropell av typen i vedlegg C inne i kollektortrommelen økte medietemperaturen klart og eliminerte problemet. Figur 37 viser en skisse av en horisontalt montert sjøkollektortrommel hvor ispropell er montert, mens ABK AS leverer vertikale tromler med innmontert ispropell [62]. Det er erfart at sjøkollektortromler til bruk for varmeopptak fører til lite begroing på tromlene, dette på grunn av de lave temperaturene som oppstår på kollektorrøroverflaten. Ved bruk av kollektorene til frikjøling blir begroing derimot

et større problem, da den høye temperaturen på rørene under frikjøling fører til bedre vekstforhold [62].

Stoler man i midlertidig ikke på ispropellene og ønsker å eliminere all fare for frost ved varmeuttak fra Lomnessjøen må man under dårlige driftsforhold utnytte en 1-3°C temperaturdifferanse. Sirkulert mengde kuldemedie i kollektor for å klare dette anses for å være uforholdsmessig stor og vil føre til et betydelig pumpearbeid. På disse premissene vurderes Lomnessjøen til å ikke være en egnet varmekilde [28].



Figur 37: Eksempelskisse av horisontalt montert sjøkollektortrommel med innebygget ispropell [62]

Løsmassene ved Rendalen sykehjem er kartlagt til å bestå av sand- og grusavsetninger som kan være godt egnet for uttak av grunnvann. Normalt sett befinner de bestegrunnvanntilsigene seg på elveslettene i de store dalførene[24], noe som beskriver beliggenheten til sykehjemmet godt. Tre tidligere grunnvannsundersøkelser fra området er vurdert. Den siste av disse er fra 2003 og omfatter en brønn som leverer grunnvann dirkete til en varmepumpeløsning. Denne befinner seg 500 meter sydøst for Rendalen sykehjem. Vannkvalitet, pumperate og temperatur er ikke kjent. Med et 4 meter høyt (125 mm diameter) filter plassert mellom 26-30 meters dybde hadde brønnen en vannføring på rundt 14 liter/sekund. Det blir anbefalt ytterligere undersøkelser av driftsforhold ved denne brønnen.

Fra en annen av de tre tidligere undersøkelsene fra 1991 ble det målt grunnvannstemperaturer mellom 4 og 5 °C ved 3 til 10 meters dybde i september måned. Som regel holder temperaturen seg relativt stabil over året 4. Vannkvaliteten ved undersøkelsesbrønnen var dårlig, med innhold av organisk materiale og høyt innhold av jern. Totalt sett vurderes uansett mulighetene for uttak av grunnvann ved Rendalen sykehjem som gode, og videre undersøkelser anbefales. Hydrogeologiske forundersøkelser er kostnadsestimert til 150.000 NOK, brønnetablering og prøvepumping inkludert konsesjonssøknad til 260.000 NOK og etablering av en supplerende produksjonsbrønn til 200.000 NOK [28]. 600.000 NOK blir dermed

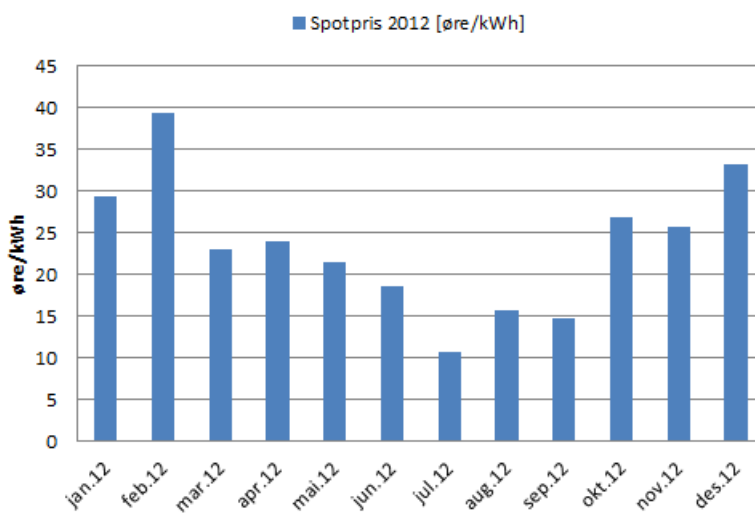
benyttet som totalt kostnadsestimat på grunnvannsanlegg.

Boringer ved Rendalen har avdekket løsmasse opp imot 30 meter, dette uten å treffe fjell på denne dybden. Som nevnt i kapittel 3.2.3 er brønnetablering i løsmasse for bergvarme 3-5 ganger dyrere enn i berg, og dermed kan den store dybden med løsmasse ved Rendalen sykehjem medføre høye kostnader. Grunnvannsundersøkelsen omtalt ovenfor vil avdekke mer om dybden på løsmassen ved sykehjemmet. Bergvarme fremsettes som et alternativ dersom grunnvannsalternativet ikke fører frem. Kostnadmessig er det beregnet at ved varmeleveranse fra varmpumpe på rundt 900.000 kWt/år er total brønndybde på 8000-11000 meter nødvendig, som fordelt på 40 brønner (hver på 200-250 meter) kan medføre en kostnad på 4-5 MNOK [28].

4.3.10 Energi- og effektkostnader

For kostnader knyttet til fyringsolje benyttes verdier oppgitt i tabell 6 i kapittel 3.4, som for lett fossil fyringsolje er 6,13 NOK/liter og 61,00 NOK/kWh (ekskl. mva) [64]

Nord-Østerdal Kraftlag SA (NØK kraftlag) leverer elkraft til Rendalen sykehjem, hvor de som nevnt i kapittel 4.3.4 har en måler som dekker elektrokjellkretsen. Her har Rendalen kommune en avtale med NØK om spotpris. Prisen for 2012 går frem av fakturaer fra NØK til kommunen, og er grunnlaget for prispfremstillingen i figur 38 [34]. Med elektrokjellkretsforbruket for 2012, fremstilt i figur 25 i kapittel 4.3.4, betalte Rendalen kommune i 2012 25,7 øre/kWh. Dette er da den volumveide gjennomsnittlige kraftprisen over året. Uavhengig av forbruket var snittprisen over året 23,5 øre/kWh.



Figur 38: Månedsvise spotpris på strøm til elektrokjellkrets ved Rendalen sykehjem for 2012 (ekskl. mva) [34]

Forbruksspesifikke nettleiekostnader fra NØK består av forbruksavgift (elavgift [64]) og energipris. For 2013 er førstnevnte på 11,6 øre/kWh, og for økonomiske beregninger er det forutsatt at denne holdes konstant. Energiprisen for 2013 er 6,9 øre/kWh fra oktober til mars, og 5,1 øre/kWh fra april-sept. Som det går frem fra tabell 10 gjelder dette for effektuttak over 300 kW. For å kun ha en energipris å forholde seg til kan man vekte prisen etter månedsvise fordeling av elektrokjellkretsforbruk for 2012, fremstilt i kapittel 4.3.4. Forbruket fra oktober til mars utgjør her 67% av totalt forbruk. Vektet energipris er fremstilt i tabell 10

Effekttariff	Elavgift (NOK/kWh)	Energipris	Energipris	Energipris
		okt-mars (NOK/kWh)	apr-sept (NOK/kWh)	vektet ¹ (NOK/kWh)
<150 kW	0,116	0,101	0,085	0,096
150-300 kW	0,116	0,082	0,065	0,076
>300 kW	0,116	0,069	0,051	0,063

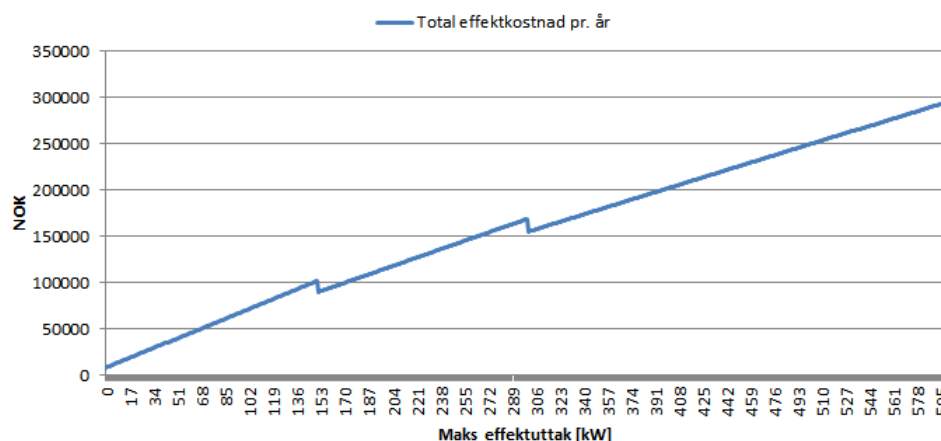
1) Vektet etter el.kjellkretsforbruk 2012

Tabell 10: Nettleie for NØK kraftlags næringslivskunder fra 1.januar 2013 (ekskl. mva) [45]

Effekttariff	Fastbeløp (NOK/år)	Effektpris (NOK/kW/år)
<150 kW	8330	625
150-300 kW	10060	530
>300 kW	13960	470

Tabell 11: Effekttariffer for NØK kraftlags næringslivskunder fra 1.januar 2013 (ekskl. mva) [45]

Elektrokjellkretsen ved sykehjemmet fører med seg en effekttariff, som for 2013 blir beregnet ut ifra satser i tabell 11. Maksimalt effektuttak for beregning av effektkostnaden er gjennomsnittet av de tre høyeste månedene[45] over et år, hvor månedsmaksima i sommerperioden (april - september) kun inngår med 40%. Dermed er vinteren naturlig nok den viktigste årstiden å holde effektuttaket lavt, men uten oljekjel i drift om vinteren vil effektuttaket uansett maksimeres her. Som nevnt i kapittel 4.3.4 var maksimalt effektuttak på elektrokjellkretsen i 2012 328 kW, og i 2011 324 kW. Ettersom effektprisen for 2012 var 320 NOK/kW/år, ga dette et effektpåslag på 104.960 NOK (ekskl. mva). I tillegg kom fastbeløpet. Det er ingen tvil om at dette utgjør en betydelig utgiftspost for kommunen, selv om en oljekjel i normal drift over vinteren ville redusert effekttariffen kraftig. Tilsvarende effektuttak som i 2012 for 2013 vil på bakgrunn av figur 39 resultere i en total effektkostnad (inkludert fastbeløpet) på rundt 168.000 NOK (ekskl. mva). På grunn av den gode effektfaktoren vil det å benytte en varmepumpe i varmesystemet redusere det nødvendig maksimale effektuttaket i forhold til å benytte elektrokjel. Ved å benytte andre spisslastalternativer enn elektrokjel sammen med varmepumpe i løpe av vintermånedene kan det maksimale effektbehovet reduseres til varmepumpekompressorens effektbehov, samt effektbehov til oppvarming av tappevann.



Figur 39: Total effekttariffkostnad for 2013 som funksjon av maksimalt effektuttak for elektrokjellekrets ved Rendalen sykehjem (ekskl. mva) [45]

Et anlegg hvor ulike grunn- og spisslastkilder kan benyttes gir en fleksibilitet som er en fordel i seg selv, utover at det kan redusere det maksimale effektuttaket, og dermed redusere effektkostnaden ilagt av elkraftleverandøren. En annen fordel kan være at varmesystemet vil kvalifisere til å få en redusert effekttariff fra elkraftleverandøren gjennom såkalt fleksibelt forbruk (uprioritert kraft [64]). Fleksibelt forbruk er noe som kan tilbys kunder av elkraftleverandører dersom kunden har mulighet til å koble ut hele eller deler av sitt elektriske anlegg på forespørsel/melding fra leverandøren. Dette er aktuelt når det oppstår behov for kapasitetsregulering i strømmettet. Kunden må følgelig ha et alternativ til elkraft i perioder med utkobling for at dette skal være aktuelt.

Ulike leverandører kan tilby kunden ulike incentiver for å forplikte seg til fleksibelt forbruk. I NØK kraftlags tilfelle tilbyr de ulike rabatter på effektprisene fra tabell 11. Rabatten varierer etter måneder og hvor hurtig utkoblingen kan skje, og er fremstilt i tabell 12. Utkobling innen 1,5 time tilbys kun til kunder med installert effekt over 200 kW. For beregning av effektkostnaden med fleksibelt forbruk er den den måneden som gir høyest total effektpris som gjelder, mot tidligere gjennomsnitt av de tre høyeste månedsmaksimum. Her er det viktig å merke seg at det er høyest effektpris etter rabatt som gjelder. Med 1,5 times utkoblingstid vil det eksempelvis si at et effektuttak på bare 100 kW i desember gir en effektpris på $100\text{kW} \times (1-0,35) \times 470\text{NOK/kW} = 30.550\text{ NOK}$. Har man hele 400 kW i oktober gir dette $400\text{kW} \times (1-0,85) \times 470\text{NOK/kW} = 28.200\text{ NOK}$. På grunn av høyere effektpris vil man dermed bli fakturert for forbruket i desember, selv om effektuttaket i oktober var fire ganger høyere. Med 24 timer utkoblingstid blir det ingen rabatt i desember, og effektkostnaden øker ytterligere. Oppsummert vil dette si at effektuttak i desember,

januar og februar bør holdes på et absolutt minimum med avtale om fleksibelt forbruk, slik at eventuelt nødvendig effektforbruk utenom de tre vintermånedene blir dimensjonerende for effektkostnaden. Det er per mai 2013 ingen avtale mellom Rendalen kommune og NØK kraftlag om fleksibelt forbruk, noe som er naturlig ettersom oljekjel har vært ute av drift og elektrokjeler da er eneste mulighet til bruk for oppvarming.

	Mars, apr, mai	Juni, juli, aug	Sept, okt, nov	des, jan, febr
Utkobl innen 24t	85%	100%	85%	ingen rabatt
Utkobl innen 1,5t	85%	100%	85%	35%

Tabell 12: Rabatt på ordinære effektpriser gjennom avtale om fleksibelt forbruk med NØK kraftlag for næringslivskunder[45]

For å benytte seg av muligheten for fleksibelt forbruk, er eneste økonomisk hensiktsmessige løsning for varmesentralen ved Rendalen sykehjem å beholde oljekjelen som spisslast for varmpumpe i vinterhalvåret, og at en eller to elektrokjeler fungerer som spisslast ved behov resten av året. Ved implementering av denne løsningen er det fordelaktig at varmpumpe ikke er koblet på strømkrets til elektrokjel, ettersom denne kretsen kan bli gjenstand for utkobling ved avtale om fleksibelt forbruk. Ved hyppig utkobling av varmpumpe vil dette følgelig minke driftstiden og dermed øke varmpumpens inntjeningstid. Dersom en del av elektrokjelenes effektledd skal benyttes konstant til tappevannsoppvarming må denne delen også holdes utenom kurs som kan kobles ut. Dermed er det ikke nødvendig å benytte oljekjel hver gang utkobling skjer for å ta seg av tappevannsoppvarming. Ved melding om utkobling av elektrokjelnets i perioder hvor oljekjel ikke er i drift, og det er behov for noe spisslast, må driftspersonale sørge for innkobling av oljekjel. For Rendalen sykehjem er 24 timers utkoblingstid mest aktuelt, dette med tanke på at driftspersonale ikke er til stede døgnet rundt, og vil trenge tid til å foreta endringer. For å se hvordan dette fungerer i praksis kan fleksibelt forbruk innføres i en prøveperiode.

4.4 Fremgangsmåte

Videre følger en gjennomgang av viktige punkter ved omlegging fra et tradisjonelt høytemperert oljefyrt varmesystem til et mer lavtemperert varmepumpebasert system, kompatibelt med SD-anlegg. Disse punktene danner fremgangsmåten for saksstudiet av Rendalen sykehjem.

- Det må undersøkes om varmesystemet opererer med konstante turtemperaturer frem til den enkelte varmeavgiver uavhengig av utetemperatur, eller om det eksisterer utekompensering av turtemperatur, enten for turstokk eller de enkelte primærkretsene. Dersom sistnevnte ikke er tilfellet bør det etableres, ettersom det er helt nødvendig for undersøkelse av nødvendig minimum turtemperatur i varmesystemet ved ulike utetemperaturer. Her må det vurderes om det skal implementeres en midlertidig løsning for utetemperaturkompensering, eller om den er tiltenkt å fungere som en permanent løsning. For sistnevnte er det lettere å forsvare en høyere kostnad. En permanent løsning kan for eksempel være utetemperaturkompensert styring av en shuntventil mellom tur- og returstokk, som i et fremtidig varmepumpebasert system kan benyttes til innblanding av vann fra spisslastkilde til varmesystemets turvann. Det kan også være utekompensert effektregulering (via termostat) av eksisterende varmesystem, som i fremtiden vil fungere som spisslast.
- Som lagt opp til i forrige punkt må tur- og returtemperatur for vannet på utvalgte strategiske områder i distribusjonssystemet måles. Dette må gjøres sammen med utelufttemperatur, slik at det nåværende systemet kan tegnes inn i et temperaturdiagram som viser hvordan temperaturen i distribusjonssystemet varierer med utelufttemperaturen.
- Videre må man forsikre seg om at lokal reduksjon/regulering av turtemperaturen ikke gjør at varmeavgiver får vann med for lav temperatur, selv om temperaturen i turstokken eller den aktuelle primærkretsen er tilstrekkelig. Dette kan være tilfellet ved for eksempel shunting av en krets, hvor da shunten må stilles helt åpen (ikke tilbakeføring av returvann til tursiden).
- Turvanntemperaturen i varmesystemet bør senkes gradvis med et visst temperaturintervall (for alle utetemperaturer), helt til det ikke er mulig å holde ønsket romtemperatur i en eller flere av byggets soner.
- Ved problemer med å holde ønsket romtemperatur i enkeltsoner, bør det her igangsettes tiltak som øker varmesystemets varmeavgivelse. Dette skal da gi muligheten for ytterligere senkning av turtemperaturen i hele systemet.
- Forrige punkt bør gjentas helt til det er urimelig med ytterligere tiltak for

å øke varmesystemets varmeavgivelse. Det er viktig å huske at for hver grad temperaturnivået i varmesystemet kan senkes, økes antall dager over året varmpumpen kan levere all varme. Systemet blir følgelig mer egnet for varmpumpeimplementering.

- Gjør en vurdering av fremtidig tur- og returtemperatur ved ulike utetemperaturer (varmesystemets temperaturdiagram), basert på utført senkning av temperaturnivået. Sammen med temperatur på varmpumpens varmekilde danner dette grunnlaget for hvilket temperaturløft en fremtidig varmpumpe må jobbe med, og den ikke lenger kan levere maksimal effekt.
- Få oversikt over varmesentralens beredersystem. Utform en måte å bygge om dette systemet på en økonomisk hensiktsmessig måte som gjør det mulig for en varmpumpe å dekke hele eller deler av oppvarmingsbehovet.
- Få oversikt over varmesystemets eksisterende reguleringsystem. Legg vekt på mest mulig gjenbruk av dette systemet ved utforming av nytt reguleringsystem tilpasset forslag til nytt varmeanlegg, slik at dette bidrar til minimering av ombyggingskostnader.
- Kartlegg og gjør en vurdering av mulige varmekilder til varmpumpe.
- Basert på vurderingen av nødvendig temperatur i varmesystemet, egenskapene til varmpumpens energikilde, nødvendig effektbehov, samt andre relevante dimensjonerende faktorer, kan det utarbeides et eller fler forslag til varmpumpens utforming og arbeidsmedium, samt spisslastkilde og varmesystemets oppbygning.
- Gjør en økonomisk vurdering av ombyggingsalternativene.
- Gi en anbefaling basert på den økonomiske vurderingen, og legg føringer for videre prosess.

I dette studiet av Rendalen sykehjem har allerede noen av punktene ovenfor blitt omtalt og utført i forbindelse med detaljstudiet i kapittel 4.3. Dette gjelder undersøkelse rundt eksisterende utekompensering, varmesentralens beredersystem, mulige energikilder til en varmpumpe og eksisterende reguleringsystem. Videre arbeid på disse spesifikke områdene som omfatter forslag til endelige løsninger baserer seg i stor grad på litteraturstudiet i kapittel 3, samt hva som er avdekket i detaljstudiet.

4.5 Temperaturmålinger

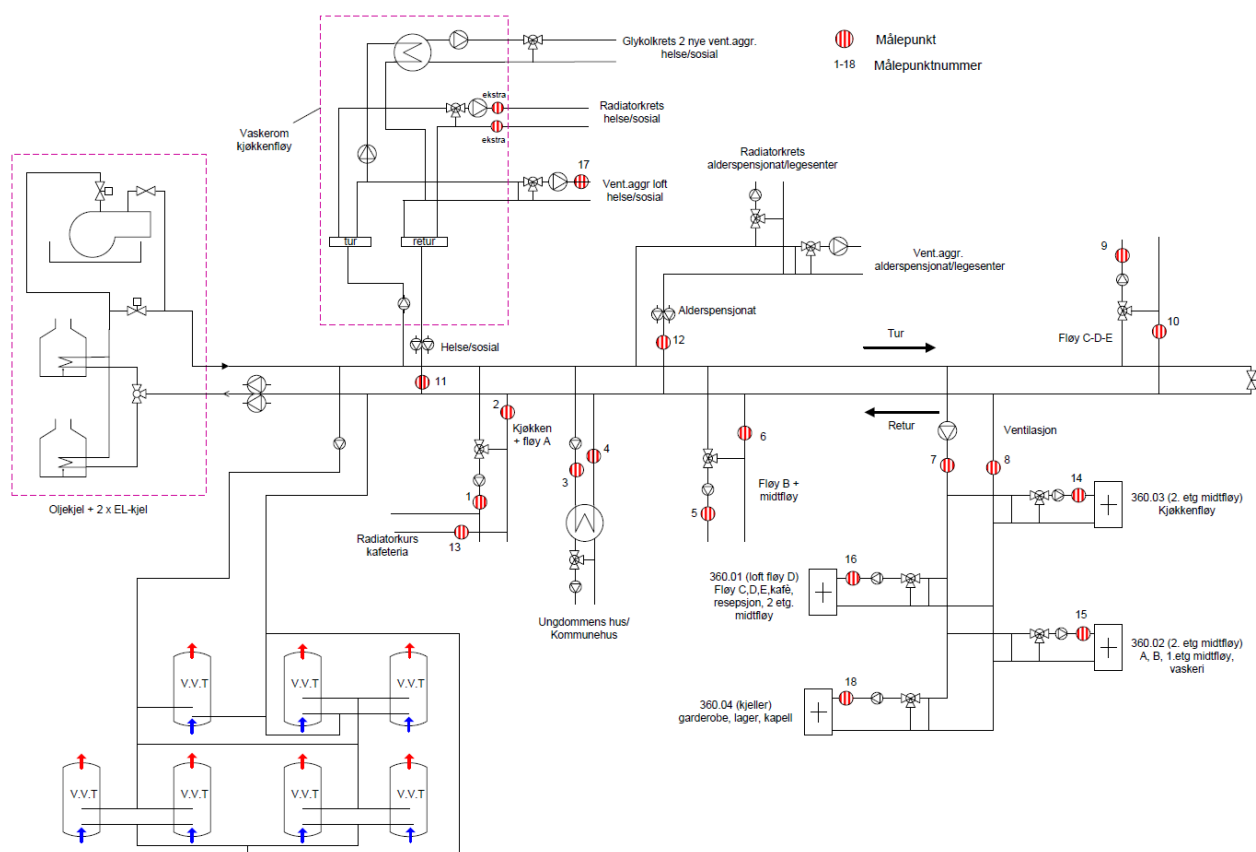
4.5.1 Innledende temperaturmålinger

Viktig fra fremgangsmåten presentert i kapittel 4.4 er at temperaturnivået i distribusjonssystemet må kartlegges for å finne ut hvor egnet det nåværende varmesystemet er til implementering av varmpumpe, og hvor eventuelle endringer må gjøres. For et typisk større vannbårent varmeanlegg er det nødvendig turtemperatur til radiatorer som er dimensjonerende for turtemperaturen i systemet. Sammenlignet med varmebatterier i ventilasjonsaggregater krever radiatorene høyere temperaturnivå, da de ikke har en like høy varmeovergang sammenlignet ventilasjonsbatteriene, hvor kald uteluft strømmer over batteriet. Dessuten bidrar effektiv varmegjenvinning i ventilasjonsaggregatene til å senke nødvendig batterieffekt [50]. Det må uansett fokuseres på god varmeavgivelse og dermed lav returtemperatur fra ventilasjonsbatteriene, og dersom høy nødvendig turtemperaturer allikevel skulle avdekkes ved temperaturmålinger må tiltak iverksettes.

Ved måling av temperaturnivået er man avhengig av utetemperaturkompensert turtemperatur. Dette avdekker hvilken turtemperatur varmesystemet er avhengig av ved gitte utetemperaturer, noe som er langt vanskeligere dersom varmesystemet opererer med konstant turtemperatur. Etter hva som går frem av detaljstudiet i kapittel 4.3.6, 4.3.7, samt figur 40, kan man si at varmesystemet er delvis utetemperaturkompensert. De tre primærkretsene kjøkken og fløy A, fløy B og fløy C,D og E skal være utetemperaturkompensert gjennom sine respektive shunter, men for vinter og vår 2012/2013 er det kun shunt på kretsen til kjøkken og fløy A som er operativ. Kretsen til varmeveksler i Ungdommens hus/kommunehuset er som man ser ushuntet, og har dermed ingen utekompensering. Hver av de åtte ventilasjonsaggregatene har varmebatterier hvor turtemperaturen styres av automatikk av forskjellig type, hvor tilluftstemperaturen enten er satt til å være konstant eller varierer med utelufttemperaturen (22°C) [29]. Som nevnt ovenfor skal ikke turtemperatur til disse batteriene være dimensjonerende så lenge varmegjenvinner fungerer og har en grei virkningsgrad. Allikevel er det viktig å verifisere at denne antagelsen stemmer. Som beskrevet i kapitlet 4.3.3 om varmesystemet har helse- og sosialsenteret en radiatorkrets hvor turtemperaturen er utekompensert via automatikk i vaskerom i kjøkkenfløy. Radiatorkretsen i alderspensjonatet er også utekompensert via samme type automatikk som for radiatorkrets til helse- og sosialsenter.

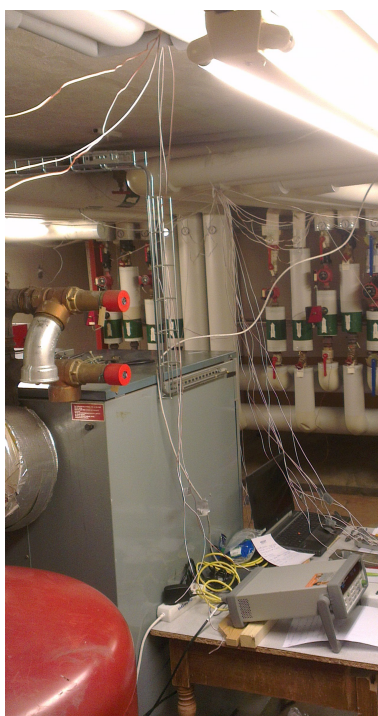
I utgangspunktet er det interessant å måle turtemperatur i alle kretser hvor temperaturen blir endret fra opprinnelig temperaturen i turstokken. For å si noe om varmeavgivelsen i disse kretsene er returtemperaturen også nødvendig å måle. I

tillegg vet man hva temperaturen i turstokken ligger på (ushuntet temperatur), og alle disse målingene sees opp imot tilhørende utetemperatur. Som det går frem av figur 40 ble det opprettet 18 temperaturmålepunkter ved befaring på Rendalen sykehjem februar 2013. Det er noen aspekter ved plasseringen av disse punktene som er verdt å kommentere. Både målepunkt 3 og 7 måler temperatur i turstokken, noe som er overflødig, men som gir muligheten til å sammenligne ushuntet temperatur i systemet, som i utgangspunktet skal være like. Det burde optimalt sett ha vært et målepunkt etter shunt og på retursiden til radiatorkretsen, samt etter shunt på ventilasjonsaggregat ved alderspensjonat og legesenter. Det samme gjelder etter shunt og på returside ved intern krets i Ungdommens hus/kommunehus. Begrensninger ved måleutstyret satt en stopper for disse fem målepunktene. Det kunne også vært nyttig å måle temperaturen i returstokken, selv om måling av returtemperatur i alle primærkretser viser hvilke kretser som spesielt påvirker denne temperaturen positivt eller negativt.



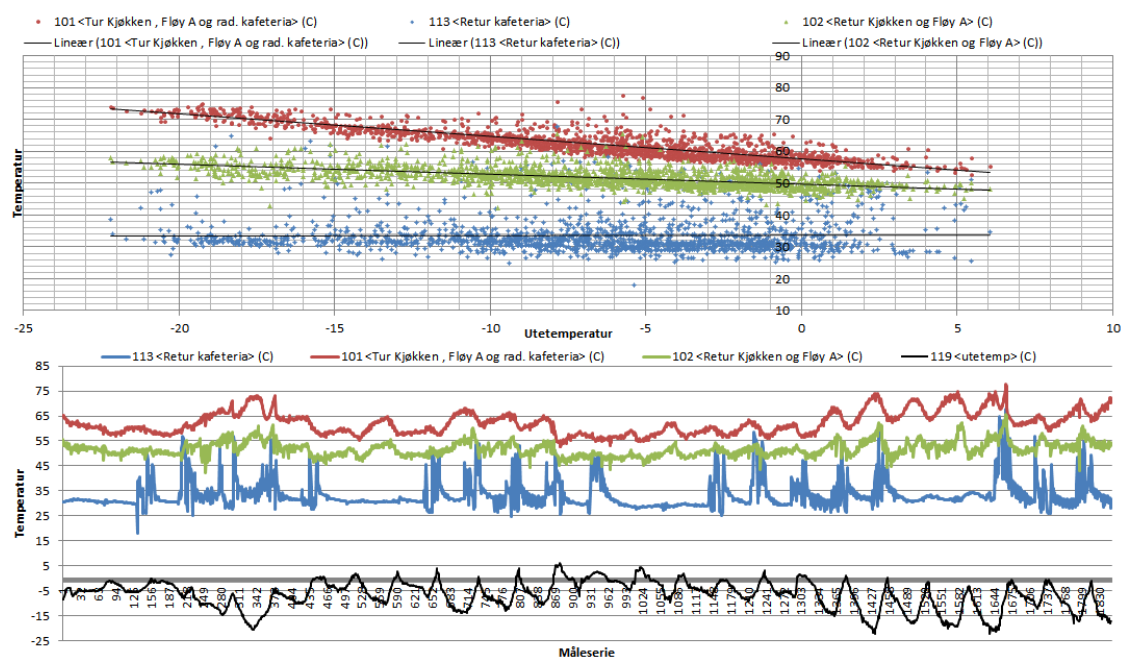
Figur 40: Oversiktsskisse over varmelegg Rendalen sykehjem med temperaturmålepunkter

For å måle de ulike temperaturene ble det benyttet en Agilent 34970A Data Acquisition/Switch Unit datalogger sammen med termoelementtråd type T. Dataloggeren ble plassert i sykehjemmets varmesentral, og termoelementtråd ble lagt ut til alle målepunkter. Her ble termoelementtrådens ende splittet for så å bli og loddet sammen, dette for å oppnå elektrisk kontakt. Videre ble enden plassert på et utildekket område av det aktuelle røret og teipet fast med varmebestandig aluminiumsteip. Målepunktet ble deretter isolert med armaflex isolasjonsmateriale. Ettersom noen av målepunktene ligger i andre deler av bygget enn varmesentralen var det nødvendig med mye termoelementtråd, og denne ble festet i himlingen for å ikke være i veien eller komme til skade under den relativt lange måleperioden. Dette var noe tidkrevende arbeid. Videre ble alle termoelementtråder koblet til dataloggeren, som ble koblet til en PC hvor medfølgende programvare var installert. Denne programvaren registrerer målinger fra alle målepunkter gjennom loggeren direkte inn i en excel-fil, hvor hvert sett med 18 temperaturmålinger ble lagt i kronologisk rekkefølge. Gjennom en separat nettbasert lagringsløsning var det hele tiden mulig å få tak i en oppdatert utgave av denne excel-filen, selv om man ikke befant seg ved sykehjemmet. Bildet i figur 41 viser deler av varmesentralen ved Rendalen sykehjem etter at målepunkter er etablert og tilkoblet.



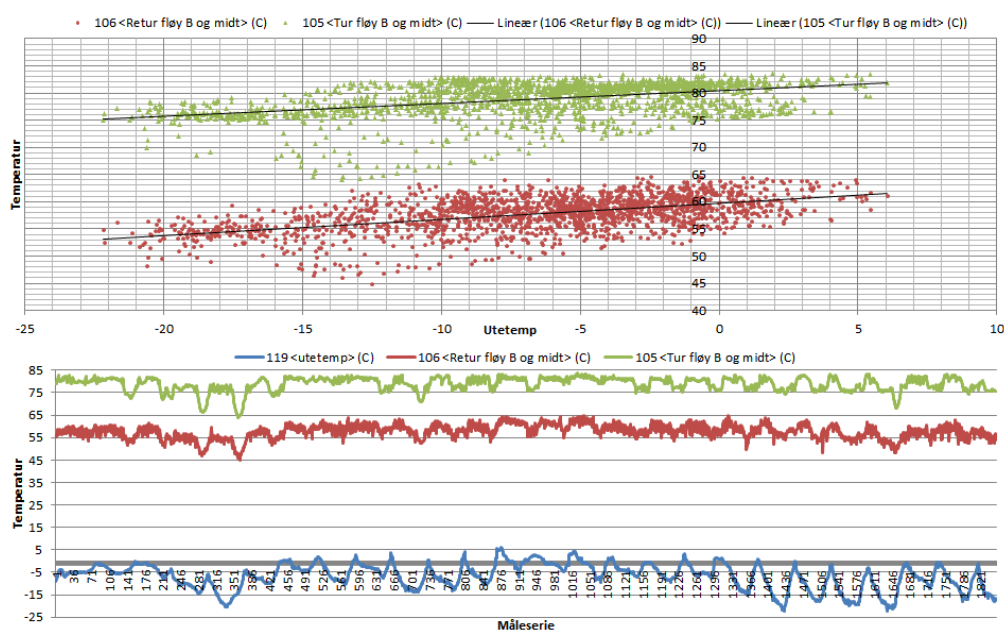
Figur 41: Logger og termoelementtråd og PC koblet sammen i varmesentralen ved Rendalen sykehjem

Det første settet med målinger på varmesystemet ble utført fra 16. februar til 14.mars og består av 1851 serier, hver med 18 temperaturer inkludert utetemperatur. I denne perioden varierte målte utetemperaturer omtrent mellom -22°C og 6°C . Måleseriene ble registrert med 20 minutters mellomrom. Ingen ekstraordinære endringer av varmesystemet ble gjort før eller under dette settet med målinger, slik at settet dermed representerer en normal driftsperiode for varmesentralen. I figur 42 til 52 er målingene presentert. Unntaket er målingene for radiatorkrets i helse- og sosialsenter, vist i figur 48, som på grunn av begrenset mengde termoelement-tråd først ble mulig å utføre under ny befaring ved sykehjemmet april/mai 2013. Målingene for denne kretsen består dermed av 98 serier, hver med 15 minutters mellomrom, fra 30.april til 01.mai. Utetemperaturen for disse målingene varierer mellom ca. -5°C og $10,5^{\circ}\text{C}$. Disse målingene er dermed ikke optimale, men er med for å danne et bilde av temperaturnivået i kretsen. Felles for alle målingene er at måleserier som representerer samme sone, og bør bli sett sammen, er samlet i en figur. Hver figur består av to diagrammer, hvor diagram nummer 1 viser temperaturer sortert etter utetemperatur, mens diagram nummer 2 viser temperaturer i kronologisk rekkefølge sammen med gjeldende utetemperatur.



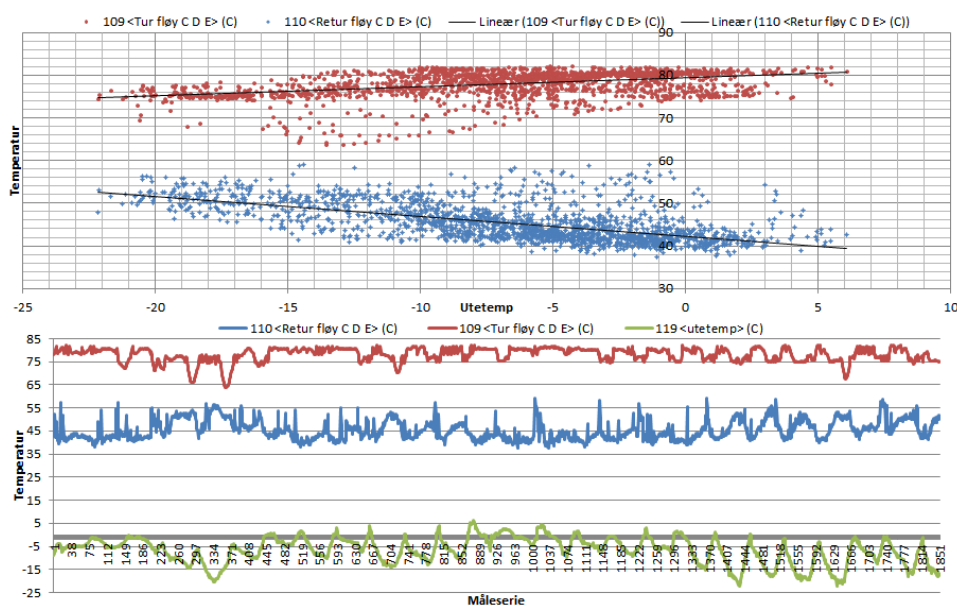
Figur 42: Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria

Som nevnt tidligere har primærkretsen som leverer varmtvann til fløy A, kjøkken og kafeteria fungerende utekompensering ved bruk av shunt, noe som går godt frem av figur 42. Ved lavere utetemperatur blir det levert høyere temperatur til kretsen. Dersom man tar utgangspunkt i den lineære trendlinjen ser man at turtemperatur ligger på 75°C ved en utetemperatur på -22°C , og rundt 58°C ved 0°C . Dette stemmer relativt godt med utekompenseringskurven for kretsen, vist i figur 32 i kapittel 4.3.7. Returtemperaturen for primærkretsen ligger mellom 5 og 10 grader lavere. Ser man isolert på kafeteriakrets ligger returtemperaturen ligger den mellom 40 og 20 grader lavere, hvor den store avkjølingen tyder på små vannmengder i forhold til varmeavgiverareal. Totalt sett samsvarer målingene for denne kretsen godt med hva man forventer av et 80/60 varmesystem.



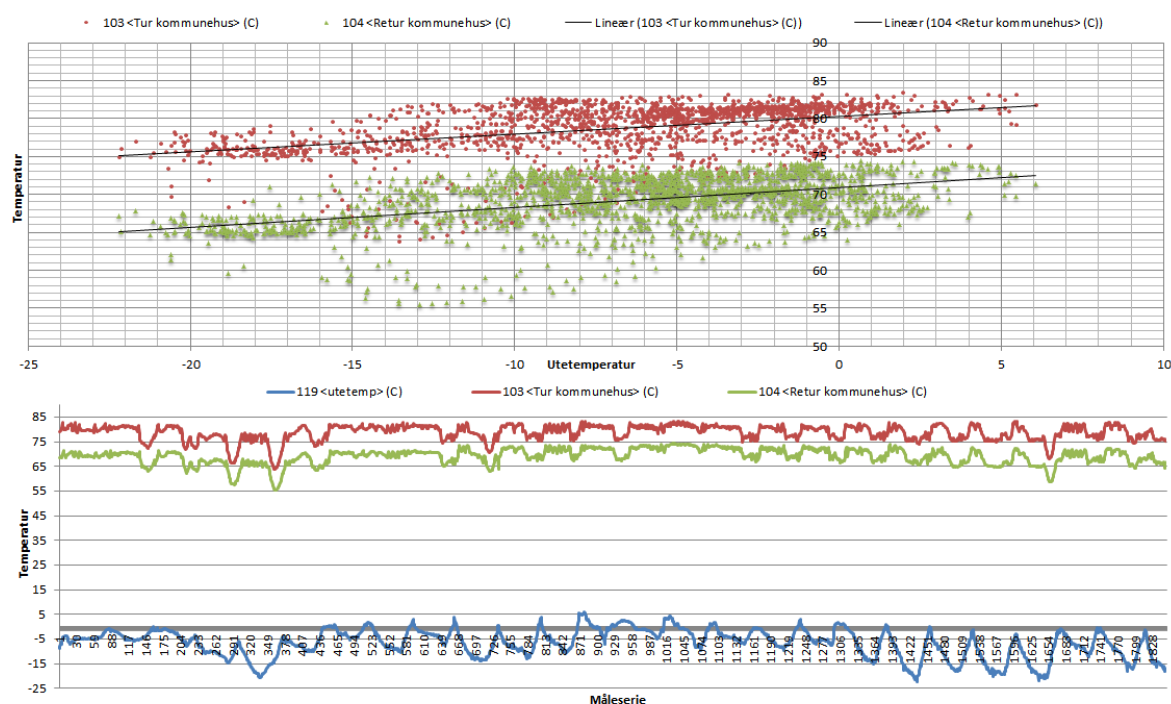
Figur 43: Temperaturmålinger på primærkrets til fløy B og midtfløy

Som allerede slått fast fungerer ikke utekompenseringen for primærkretsen til fløy B og midtfløy. Måledataen for kretsen presentert i figur 43 bekrefter dette ved at turtemperatur til kretsen synker med synkende utetemperatur. Dette er mest sannsynlig et resultat av at elektrokjelen ikke har tilstrekkelig effekt til å dekke varmebehovet ved kaldere dager, noe som er slått fast i kapittel 4.3.3. I så fall vil man se samme tendensen i andre ushuntede kretser eller kretser uten fungerende utekompensering. Verdt å merke seg er at returtemperaturen ligger jevnt rundt 20°C lavere enn turtemperaturen, noe som viser god varmeavgivelse i kretsen. Ved de kaldere dagene i måleserien ligger tur- og returtemperaturen relativt likt som for fløy A og kjøkken (henholdsvis 75°C og 55°C), og dette kan tyde på lignende dimensjonering av radiatorflater i forhold til vannmengde for de to kretsene.



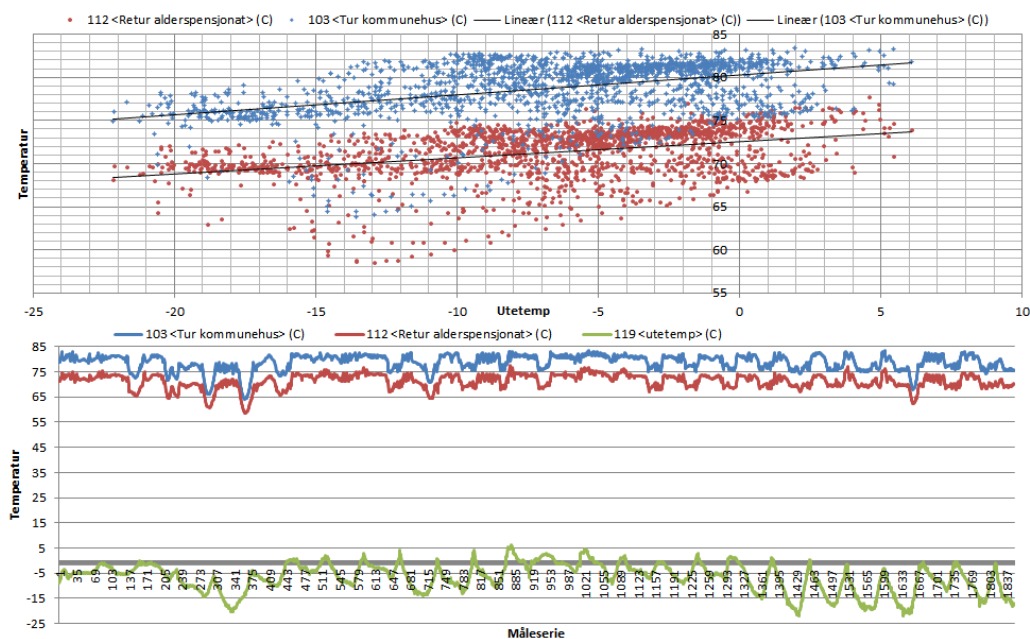
Figur 44: Temperaturmålinger på primærkrets til fløy C,D og E

Som for krets til fløy B og midtfløy har ikke kretsen til fløy C,D og E fungerende utekompensering. Dette går frem av målinger vist i figur 44, med synkende turtemperatur ved synkende utetemperatur. Turtemperaturfremstilling (i begge grafer) fra figuren er svært like turtemperatur for krets til fløy B i figur 43, som underbygger at turtemperaturen til kretsene er avhengig av tilgjengelig varme i systemet. Forskjellen mellom de to kretsene er returtemperaturen, som jevnt over ligger lavere for krets til fløy C,D og E. Dessuten øker differansen mellom tur og retur med økende utetemperatur, mens denne holdt seg jevnere for fløy B og midtfløy. Grunnen til sistnevnte er vanskelig å si noe om, men en avkjøling av vannet i kretsen på mellom 20 og 40°C tyder på store radiatorflater i forhold til vannmengde, altså et overdimensjonert system.



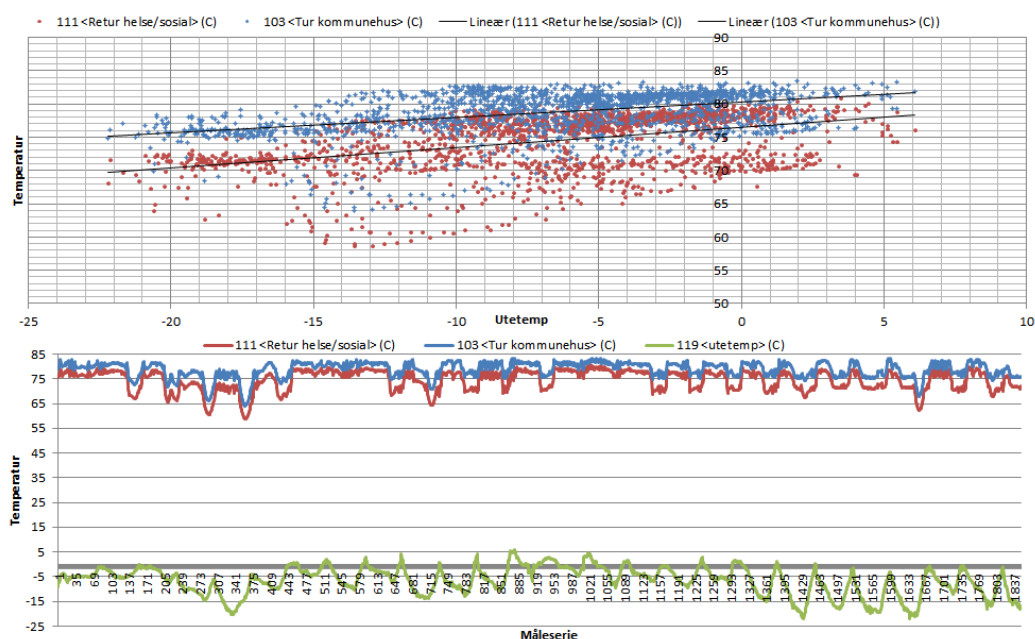
Figur 45: Temperaturmålinger på primærkrets til Ungdommens hus/kommunehus

Den ushuntede primærkretsen til Ungdommens hus går til en varmeveksler som forsyner en intern radiatorkrets i bygget med varme. Med utgangspunkt i trendlinjen i figur 45 ligger returtemperaturen i kretsen bare rundt 10°C under den høye turtemperaturen. Dette representerer en lav varmeavgivelse i veksleren. Det kan være flere grunner til dette. Ved lavt turtemperaturbehov i byggets interne krets vil kun en liten del av avkjølt returvann gå til varmeveksler, noe som gir lav avkjøling av kretsen fra varmesentralen. Ved høyt turtemperaturbehov vil mye av returvannet fra den interne kretsen gå til veksler, men dersom denne har utilstrekkelig areal vil avkjølingen av kretsen fra varmesentral være lav. Sistnevnte alternativ kan også inngå i en kombinasjon med at radiatorflaten i bygget ikke er stor nok til å gi en god avkjøling av vannet, og dette gir høyere returtemperatur til veksler, og dermed lavere nedkjøling av krets fra varmesentral. Ved befaring var turrøret etter shunten på den interne kretsen svært varmt, noe som tyder på at begge de sistnevnte alternativene er sannsynlige. Denne kretsen må merkes som en potensiell problemkrets med tanke på senkning av temperaturnivået i systemet, men det er viktig å nevne at utskifting av varmeveksler og/eller utvidelse av radiatorflate mest sannsynlig vil løse problemet.



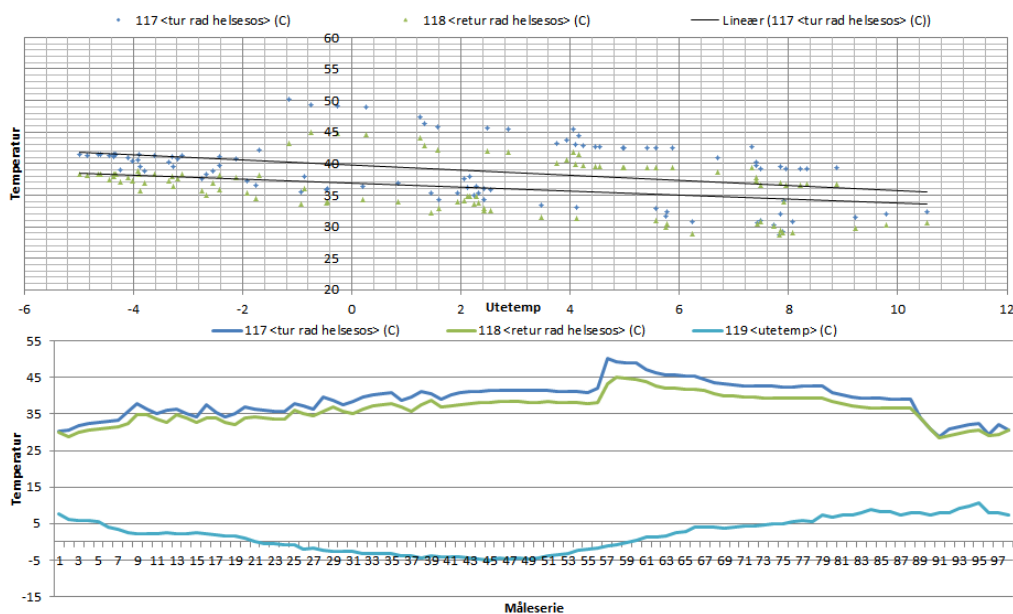
Figur 46: Temperaturmålinger på returside primærkrets til alderspensjonat, samt turtemperatur til ushuntet krets (Ungdommens hus) for sammenstilling

Som det går frem av figur 46 er turtemperaturmålinger av Ungdommens hus tatt med som ushuntet krets for å kunne sammenligne tur- og returtemperatur til alderspensjonat og legesenter. Baser på grafene i figuren kan man si at returtemperaturen ligger rundt 7°C under turtemperatur. Fra utekompensering av radiatorkretsen i bygget, vist i figur 34 i kapittel 4.3.7, skal turtemperaturen til radiatorkretsen ligge lavere enn hva returtemperaturen i primærkretsen er, spesielt for de varmere dagene i måleseriene. Dette kan bety høy tilbakeføring fra tur- til returside av varmt turvann fra primærkretsen. Da roterende gjenvinner i byggets ventilasjonsaggregat var ute av drift kan varmebatteriet her ha krevd en høy temperatur, og med begrenset varmeavgivelse i batteriet kan dette gi høy returtemperatur, og som også vil bidra til den høye returtemperaturen for primærkretsen.



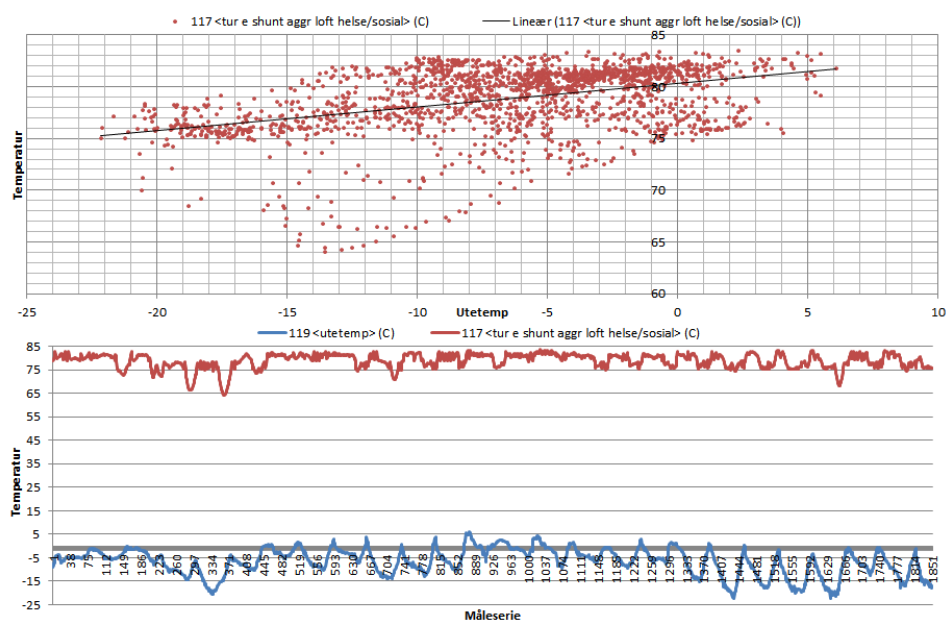
Figur 47: Temperaturmålinger på returside primærkrets til helse- og sosialsenter, samt turtemperatur til ushuntet krets (Ungdommens hus) for sammenstilling

Primærkretsen til helse- og sosialsenter har mange likhetstrekk med kretsen til alderspensjonat og legesenter (turtemperatur til Ungdommens hus tatt med for sammenligning), bortsett fra at det foreligger målinger etter shunt (tur) og på retur for radiatorkrets, samt etter shunt til ventilasjonsbatteri. Dette batteriet har fått tilført mer varme enn nødvendig på grunn av en defekt ventil, og dette bidrar til en høyere returtemperatur i primærkretsen. Glykolkretsen til de to nye ventilasjonsaggregatene krever ikke høy temperatur, og dette fører til tilbakeføring av mye varmt vann til retursiden av glykolkretsen, som igjen fører til lav avkjøling i varmeveksler av varmt turvann tilknyttet primærkretsen. Figur 33 i kapittel 4.3.7 viser at turtemperatur til radiatorkrets skal ligge under returtemperatur til primærkretsen, noe som delvis blir bekreftet av å sammenligne grafer i figur 47 med 48. Dette kan bety høy tilbakeføring fra tur- til returside av varmt turvann fra primærkretsen. Ut ifra grafene i figur 47 er avkjølingen i kretsen bare på rundt 5°C , og årsaken er da mest sannsynlig de tre nevnte punktene.



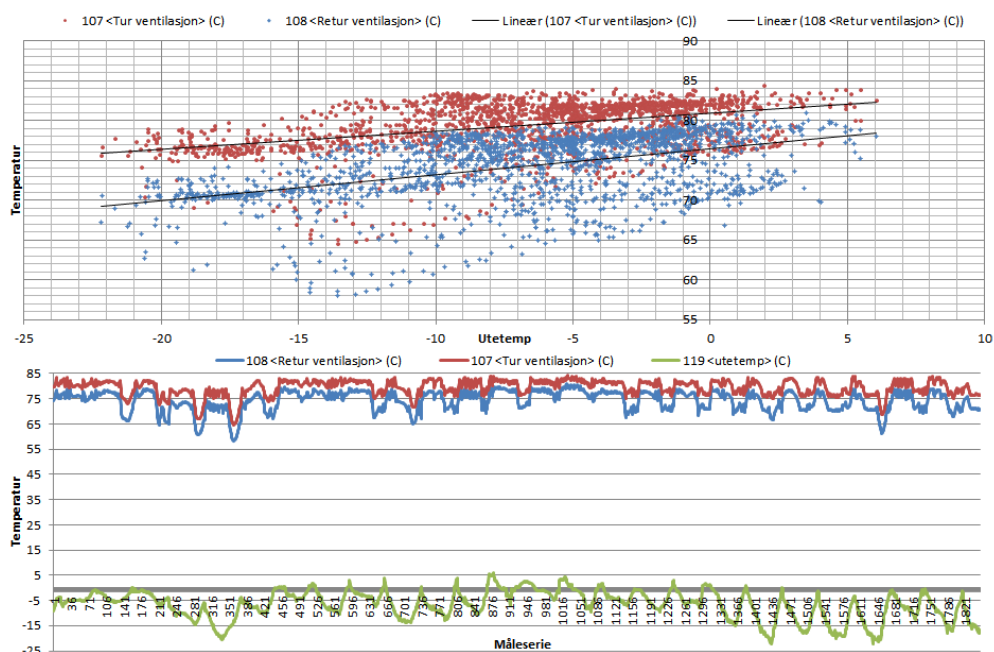
Figur 48: Temperaturmålinger på radiatorkrets til helse- og sosialsenter

Målingene på radiatorkrets til helse- og sosialsenter går over en kort tidsperiode og et lite utetemperaturspekter, men er med på å bekrefte temperaturnivået fra utekompenseringskurve for kretsen, fremstilt i figur 33, kapittel 4.3.7. Kretsen har som nevnt nattsinking utenom senterets driftstid (kl. 08.00 - 16.00), slik at måleserie 1 til 56 og 89 til 98 er i nattsenkingsmodus. Måleserie 57 til 88 representerer dermed normalt temperaturnivå ved bruk av senteret. Temperaturene her samsvarer bra med, og bekrefter dermed, utekompenseringskurven for kretsen, som gir turtemperatur på 80°C de kaldeste dagene. Avkjølingen i kretsen ligger noe under 5°C for målingene utført i normal driftstid. Dette behøver ikke være særlig negativt, ettersom det dreier seg om såpass lave turtemperaturer. Varmeovergangen til rommet øker som kjent ved høyere temperaturdifferanse mellom romluft og radiator, som går frem av økende LMTD i likning 9, kapittel 3.3.1.



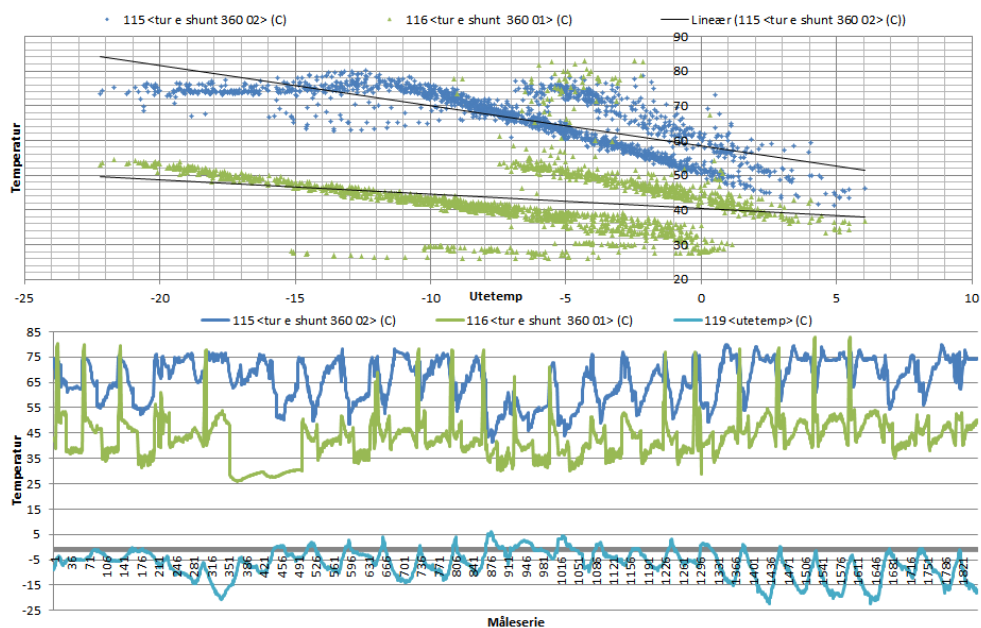
Figur 49: Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat på loft over helse- og sosialsenter

Sammenligner man turtemperaturen til varmebatteriet for ventilasjonsaggregatet på loftet over helse- og sosialsenter i figur 49 med en ushuntet turtemperatur fra varmesentralen (Ungdommens hus/kommunehus), ser man at de er så godt som identiske. Som tidligere nevnt er shuntventilen defekt, og vannet går dermed tilnærmet ushuntet til varmebatteriet. Det er vanskelig å si noe om temperaturnivået nødvendig til dette aggregatet ut ifra disse målingene, men det er trygt å anta at det vil ligge en god del lavere, spesielt siden varmegjenvinneren ved målinger ikke var i drift på grunn av for høy temperatur inn på varmebatteriet.



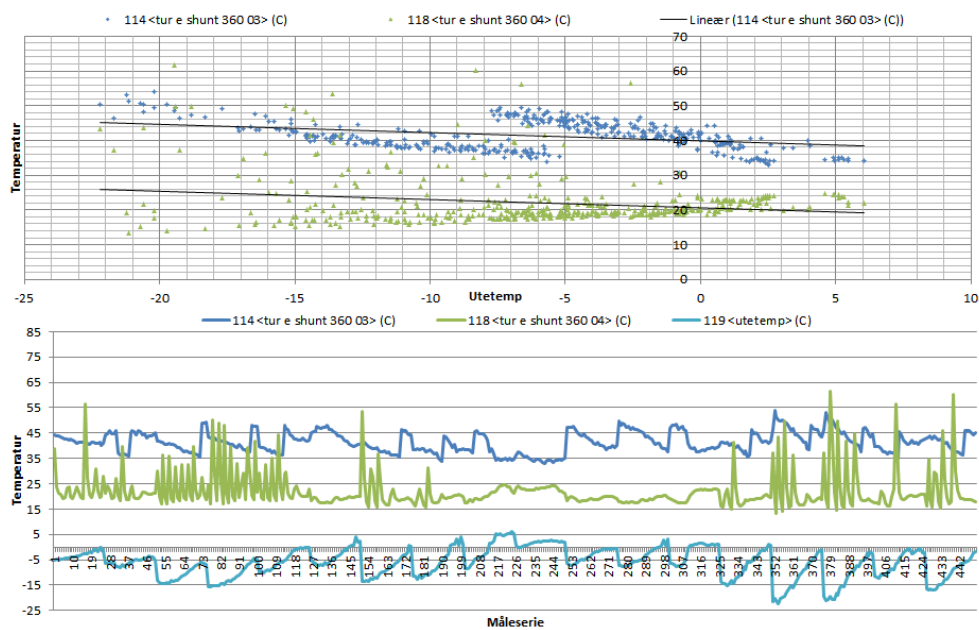
Figur 50: Temperaturmålinger på ventilasjonskrets til de fire ventilasjonsaggregatene i sykehjemmet

Primærkretsene til ventilasjonsaggregatene i selve sykehjemmet er ushunted, noe som av grafene i figur 50. Avkjølingen i kretsen ligger rundt 5°C , og ved lavt temperaturbehov for de ulike aggregatene kommer dette av høy tilbakeføring av varmt turvann gjennom kortslutninger, som da ikke har vært innom varmebatteriet. Temperaturnivået i de fire aktuelle aggregatene går frem av diagrammene figur 51 og 52. Å se disse sammen med temperaturnivået i primærkretsen sier oss hvor mye høyere enn nødvendig temperaturen i primærkretsen er.



Figur 51: Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat 360.01 og 360.02

Ventilasjonsaggregatene 360.01 og 360.02 betjener boseksjoner, og er i drift hele døgnet. 360.02 er utekompensert, mens 360.01 skal holde konstant turlufttemperatur (på 22°C). Dermed er det naturlig at stigningstallet til trendlinjen for 360.02 er noe høyere. Som vi ser fra figur 30 skal 360.02 holde høyere tilluftstemperatur enn 22°C for rundt 0°C utetemperatur og kaldere. En viss forskjell i tilluftsmengde kan også være grunn til forskjellen i turtemperatur mellom de to aggregatene. Bortsett fra noen plutselige temperaturøkninger (inntreffer ikke ved fast tidspunkter) ser man fra figur 51 at 360.01 ligger med jevnt lav turtemperatur, og vil mest sannsynlig ikke by på problemer ved fremtidig temperatursenkning. 360.02 ligger derimot opp mot 80°C, så her er det mulig fremtidige utbedringer må gjennomføres.



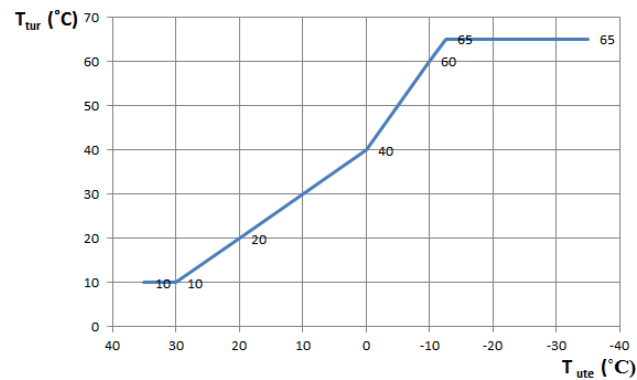
Figur 52: Temperaturmålinger etter shunt til ventilasjonsaggregat 360.03 og 360.04

Grafene i figur 52 representerer turtemperaturen til ventilasjonsaggregatene 360.03 og 360.04 på dagtid i ukedager, ettersom disse aggregatene kun er aktive da. Turtemperaturen til begge aggregaters respektive varmebatterier er lave i denne tidsperioden for aktuelle måleserier, og man kan anta at disse aggregatene ikke vil by på problemer ved fremtidig temperatursenkninger.

4.5.2 Temperaturmåling etter temperatursenkninger

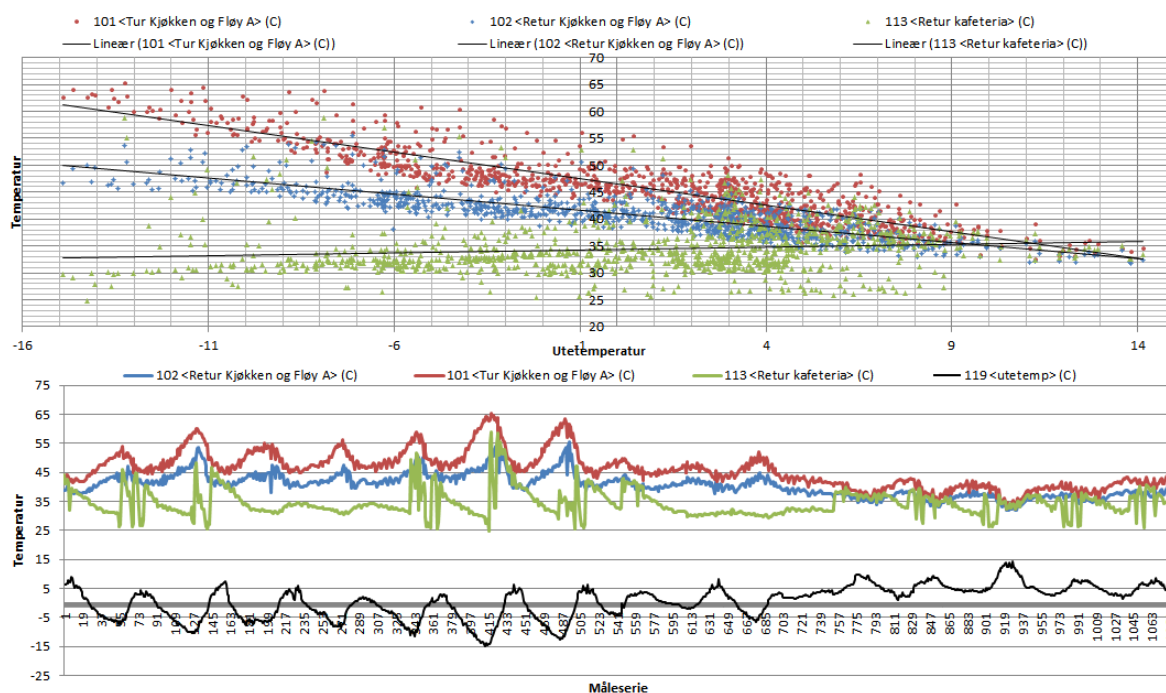
Fra fremgangsmåte i kapittel 4.4 er videre prosess å senke turtemperaturen i varmesystemet, slik at et blir mest mulig tilrettelagt for implementering av varmepumpe. Det ble sett på flere ulike måter for å utføre dette i praksis. Ettersom kun elektrokjelen ved befaring forsynte systemet med varmtvann kunne det vært en god løsning med utetemperaturkompenserte termostater på disse, hvor man dermed ville hatt mulighet til å styre temperaturen ut på turstokken. Som det går frem i kapittel 4.3.3 er den ene elektrokjelen ikke kompatibel med dette. Hadde den vært det, og utekompensering av turtemperatur fra elektrokjeler hadde blitt implementert, måtte shunter i systemet som sørger for lokal reduksjon av turtemperatur i primærkretser blitt stilt helt åpne for å unngå forstyrrelse av turtemperaturen. Dermed hadde det kun vært nødvendig med et målepunkt for temperatur i turstokken og resten på retursiden for å si noe om varmeavgivelsen i kretsene.

Siden utetemperaturstyring av elektrokjelen ikke er mulig må temperaturen styres ned med lokale shunter via tilhørende styringsautomatikk. For de tre radiatorkretsene til sykehjemmet lot dette seg bare gjøre for krets til fløy A, kjøkken og kafeteria, ettersom kun denne kretsen hadde fungerende shuntventil. Av ventilasjonsaggregater i sykehjemmet ble 360.01 og 360.02 stilt ned. 360.03 og 360.04 har tilstrekkelig lavt temperaturnivå, og ble ikke gjort noe med. Ventilasjonsaggregatet på loftet til helse- og sosialsenter var det ikke noe poeng å gjøre noe med på grunn av defekt shuntventil. Radiatorkrets til dette bygget ble derimot senket ved siste befaring, og et fåtall målinger ble utført med ny turtemperatur. De to nye ventilasjonsaggregatene ved bygget krever lav temperatur, og ingen endringer var nødvendige her. Radiatorkrets til alderspensjonat/legesenter ble stilt ned noe mot slutten av befaring april/mai 2013, selv om målinger ikke lot seg gjør her. Det samme gjelder internkrets til Ungdommens hus/kommunehus. For disse to kretsene vil byggets vaktmester rapportere om eventuelle klager rundt for kalde soner. Ettersom alle nedjusteringer av temperaturnivå ble gjort fra og med tidlig vår 2013, er det vanskelig å si noe sikkert om hvilket utfall endringene ville medført for en kald vinterperiode. Ingen endringer ble gjort på turtemperaturen til ventilasjonsaggregatet i alderspensjonat/legesenter, da dette er nytt, og med roterende gjenvinner i drift skal det ifølge vaktmester ikke kreve høy turtemperatur [33]. mot slutten av befaring i april/mai 2013 ble målingene avsluttet og måleutstyr demontert.



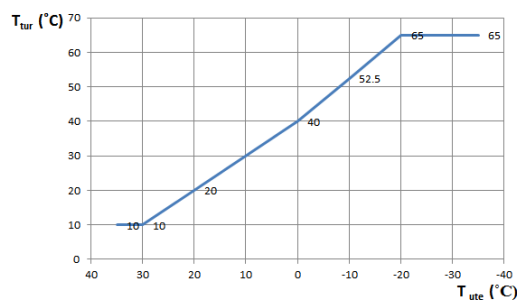
Figur 53: Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria

Fra 3. til 19. april ble styringskurven for turtemperaturen til radiatorkrets fløy a, kjøkken og kafeteria endret tilsvarende figur 53, og målinger ble utført. Det ble totalt utført 1084 måleserier hvor utetemperaturen varierte mellom rundt -15 til 14°C. Sammenligner man figur 54 med 42 går det frem at returtemperaturen fra kafeteriaen ligger omtrent likt som før. Turtemperaturen til kretsen ligger grovt sett rundt 10°C lavere enn før, mens differansen ned til returtemperaturen er fortsatt rundt 10°C. Dette tyder på god avkjøling med tilstrekkelige radiatorflater i sonen som kretsen dekker, noe som forhåpentligvis også er tilfellet ved de to andre radiatorkretsene i sykehjemmet. Det har i måleperioden ikke kommet noen klager på kalde soner i fløy A, kjøkken eller kafeteria, og dette gjør det mulig å anta at det senkede temperaturnivået i kretsen er akseptabelt.



Figur 54: Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria etter nedskalering av utetemperingskurve

Under befaring april/mai 2013 ble, som et kortere forsøk, styringskurven for turtemperaturen til radiatorkrets fløy a, kjøkken og kafeteria ytterligere stilt noe ned tilsvarende figur 56, ettersom først reduksjon i temperaturnivå gikk uten problemer. Måleseriene etter nedjusteringen er presentert i figur 56. Antallet måleserier og utvalg utetemperaturer er svært begrenset, og gir dermed bare et lite inntrykk av utfallet som følge av endringene. Ved utetemperatur mellom 0 og -2°C ligger turtemperaturen nå rundt 45°C , med retur omtrent 5°C lavere. Som forventet er dette noe lavere turtemperatur enn tidligere, og differansen ned til retursiden har også minket noe. Det vil ikke bli gjort ytterligere forsøk på å senke temperaturnivået i denne kretsen. Endringene ble beholdt etter befaringen uten negative tilbakemeldinger.



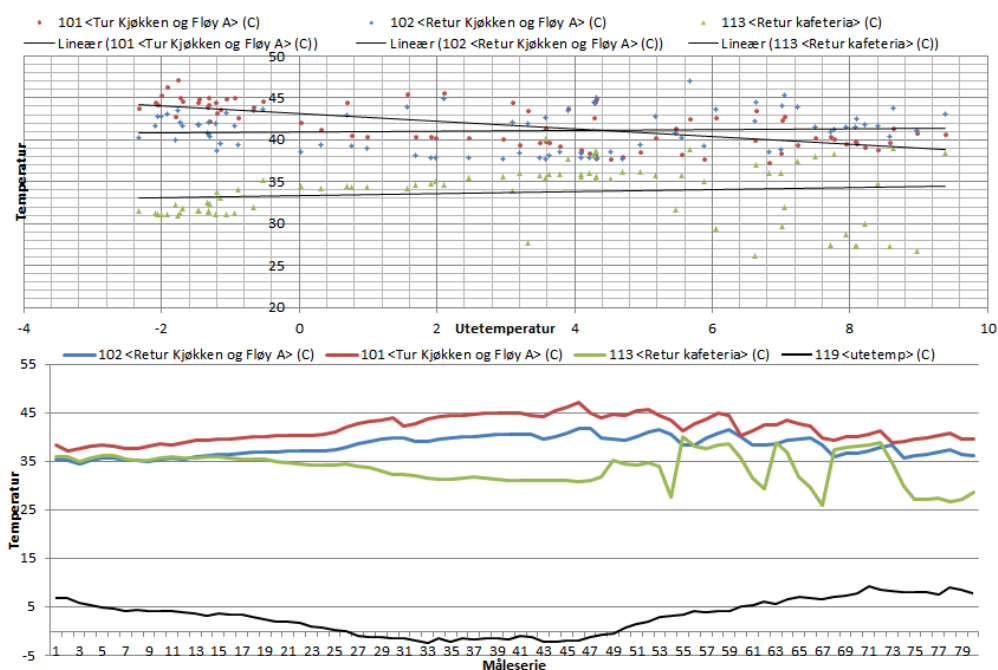
Figur 55: Ytterligere nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria

For de to ventilasjonsaggregatene i sykehjemmet som krever noe høy turtemperatur, 360.01 og 360.02, ble temperaturnivå ved befaring april/mai 2013 forsøkt redusert. Konstant tilluftstemperatur for 360.01 ble endret fra 22°C til 21°C. For 360.02 ble utekompenseringkurven endret fra som i figur 30, kapittel 4.3.6, til som i figur 57. Ved en utetemperatur på 0°C skal 360.02 ifølge kurven nå levere rundt 19,5°C mot tidligere 22°C, så man kan si at den største endringen (av de to) skjer for dette aggregatet. Det er et veldig begrenset utvalg måleserier som er gjort etter endringene, hvor kaldeste temperatur er rundt -2°C, så det er vanskelig å dra noen slutninger basert på utvalget. Verdt å merke seg er at begge turtemperaturene holder seg tett på 55°C ved utetemperatur på -2°C, som spesielt for 306.02 tyder på en viss reduksjon sammenlignet med tidligere temperatur, fremstilt i figur 51. Endringene ble beholdt etter befaringen uten negative tilbakemeldinger.

Reduksjonen i utekompensert turtemperatur for radiatorkretsen til helse- og sossialsenter, vist i figur 59, er mest drastisk for de lave utetemperaturene, og disse er dessverre ikke representert i måleseriene som fulgte etter reduseringen. Ved å sammenligne diagrammene i figur 60 med 48 er det uansett mulig å se en reduksjon i turtemperatur, samtidig uten en vesentlig reduksjon i temperaturdifferansen ned til returtemperaturen. Endringene ble beholdt etter befaringen, hvor det den 13. mai kom tilbakemelding fra vaktmester om klager på kalde soner i helse- og sossialsenter. Dette førte til tilbakestilling til opprinnelig utekompenseringsskurve fra figur 33. Dette kan tyde på at ekstra radiatorflate er nødvendig.

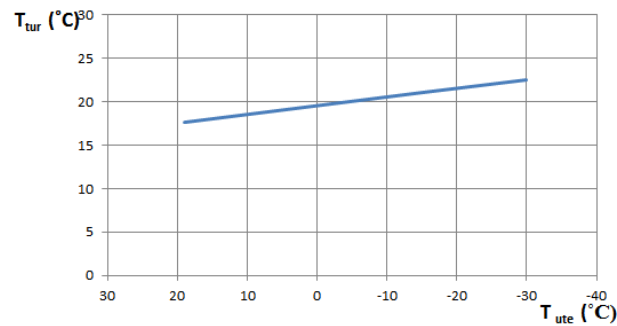
Selv om det ikke var mulig med målinger på radiatorkrets til alderspensjonat/legesenter ble utekompenseringsskurven ved befaring stilt ned fra hva som er fremstilt i figur 34 til figur 61. Endringene ble beholdt etter befaring, og resulterte ikke klager eller negative tilbakemeldinger.

Termostaten tilkoblet shunt på radiatorkrets til Ungdommens hus/kommunehus er avbildet i figur 62. Som nevnt ovenfor ble denne kretsen stilt ned ved befaring.

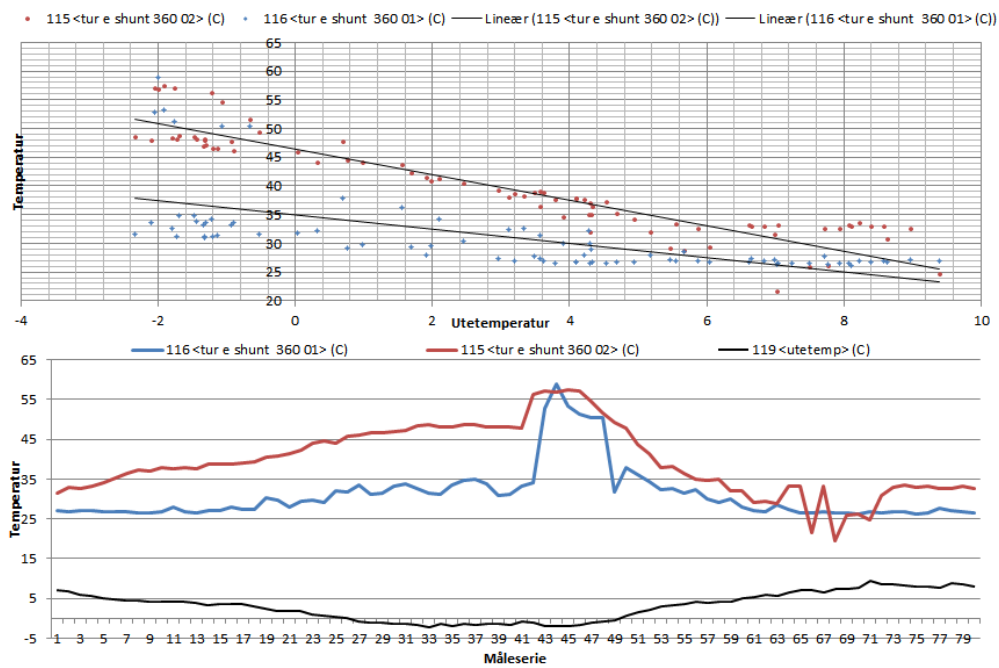


Figur 56: Temperaturmålinger på primærkrets til fløy A, kjøkken og kafeteria etter ytterligere nedskalering av utekompenseringskurve

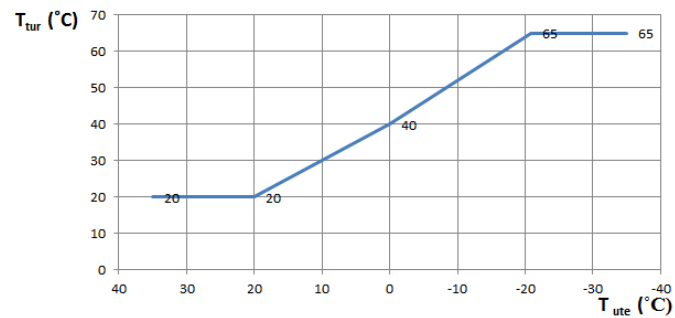
Dette skjedde ved å stille ned den røde (normaltemperatur) og den blå (nattsinking) bryteren midt på termostaten, men siden det ikke finnes en skala som viser setpunkt for turtemperaturen er det vanskelig å si noe om opprinnelig og senket temperatur. Disse to tilstandene er fremstilt på bildet i figur 62, hvor opprinnelig innstilling er øverst og endret er under. Endringene ble beholdt etter befaring, og resulterte ikke klager eller negative tilbakemeldinger.



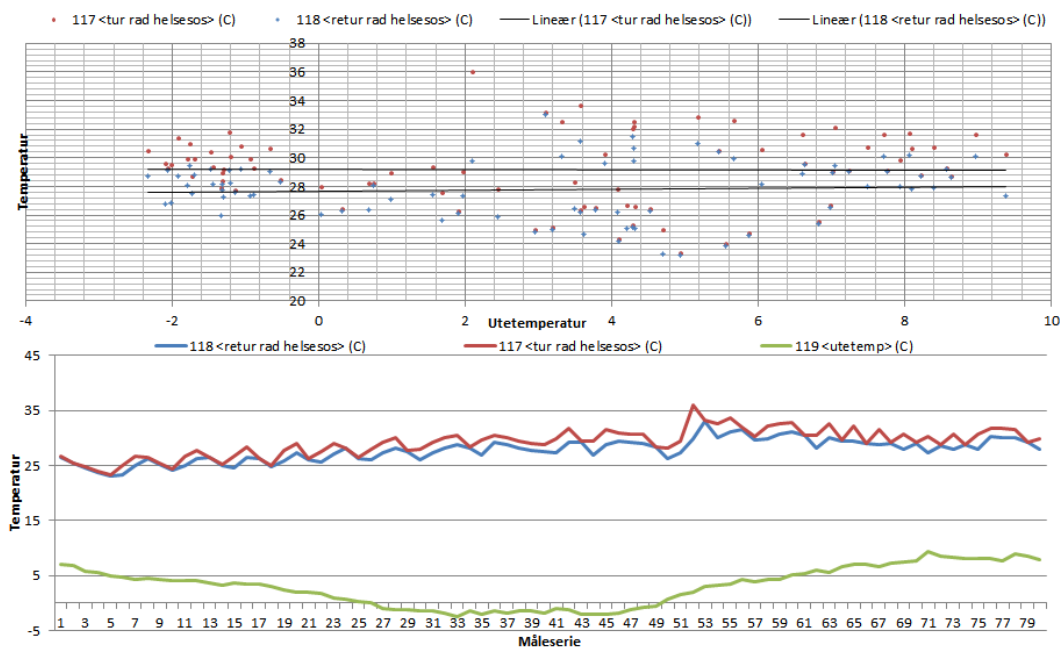
Figur 57: Nedskalert utekompenseringskurve for tilluftstemperaturen fra ventilasjonsaggregat 360.02



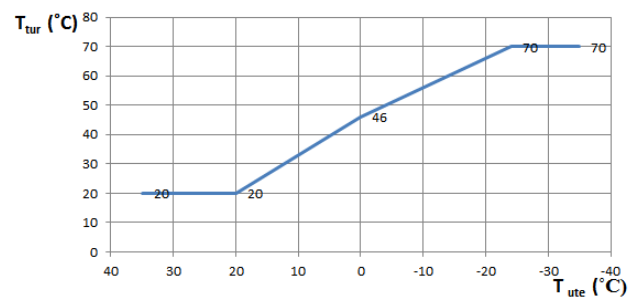
Figur 58: Temperaturmålinger på turtemperatur til varmebatteri i ventilasjonsaggregat 360.01 og 360.02 etter nedskalering av tilluftstemperatur



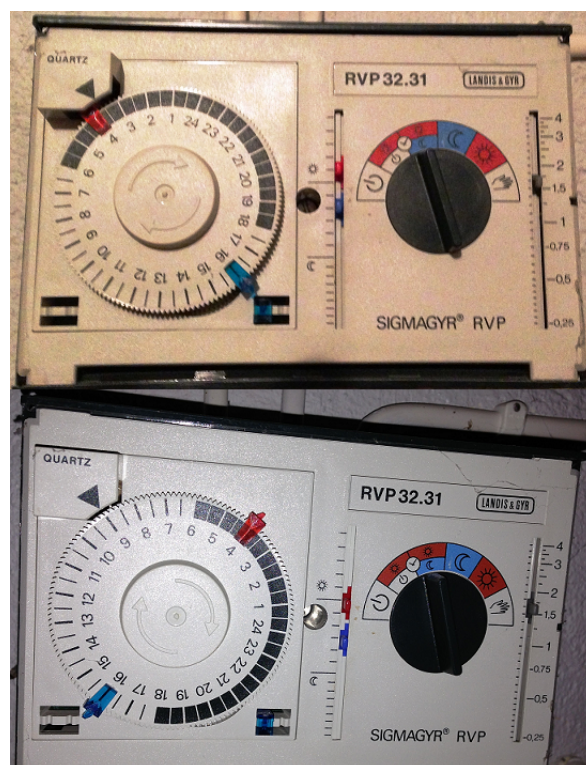
Figur 59: Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkretsen til helse- og sosialsenter



Figur 60: Temperaturmålinger på radiatorkrets til helse- og sosialsenter etter nedskalering av utekompenseringskurve



Figur 61: Nedskalert styringskurve for turtemperatur basert på utetemperatur for radiatorkretsen i bygg med alderspensjonat og legesenter

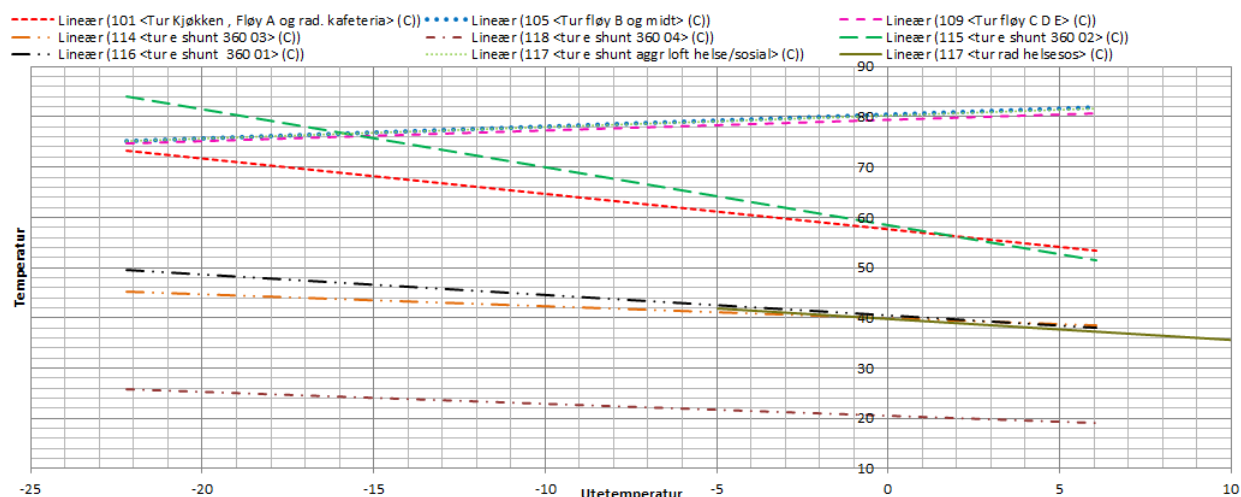


Figur 62: Opprinnelig (øverst) mot endret (nederst) termostatinnstilling for shunt-ventil på radiatorkrets til Ungdommens hus/kommunehus

4.5.3 Fremtidig tur- og returtemperatur

I figur 63 er trendlinjen for alle målte turtemperaturer i kretser som kan styre temperaturen fremstilt. Her går det tydelig frem at temperatur i krets B og midtfløy, fløy C,D og E, samt aggregat på loftet i helse- og sosialsenteret kun varierer etter tilgjengelig temperatur i varmesystemet. Denne har vært ned mot 75-70°C ved lave utetemperaturer uten å resultere i klager på kalde soner, noe som er positivt. Det er antatt at ventilasjonsaggregatet ikke vil være dimensjonerende for turtemperaturen i systemet så fort ventilen blir reparert og varmegjenvinner kommer i drift.

Dersom man antar av krets til fløy B og midtfløy og fløy C,D og E med fungerende shuntventil ville variert som fløy A, kjøkken og kafe er disse, sammen med turtemperatur til ventilasjonsaggregat 360.02, dimensjonerende ut ifra fremstillingen i figur 63. Krets til fløy A ble regulert ned, og som det går frem av graf i figur 54 ligger kretsen med den nye utekompenseringskurven an til en turtemperatur på rundt 70°C ved kaldeste dag, og rundt 47°C ved 0°C utetemperatur. Dette antas da også å gjelde for de to andre radiatorkretsene til sykehjemmet. Viser det seg at dette ikke er tilfellet må ekstra radiatorflate monteres.



Figur 63: Lineær trendlinje for alle målte turtemperaturer i varmesystemet hvor lokal styring av temperatur er mulig

Turtemperatur til ventilasjonsbatteri 360.02 ble også redusert noe som følge av nedjustering av utekompenseringskurve, men denne kretsen kan fortsatt ha behov for noe høy turtemperatur. Det er uvisst om ytterligere nedjusteringer lar seg gjøre, ettersom det kun kan verifiseres under en kuldeperiode. Nødvendig turtemperatur ved DUT antas dermed å ligge rundt 70°C. Dersom dette viser seg å ikke være

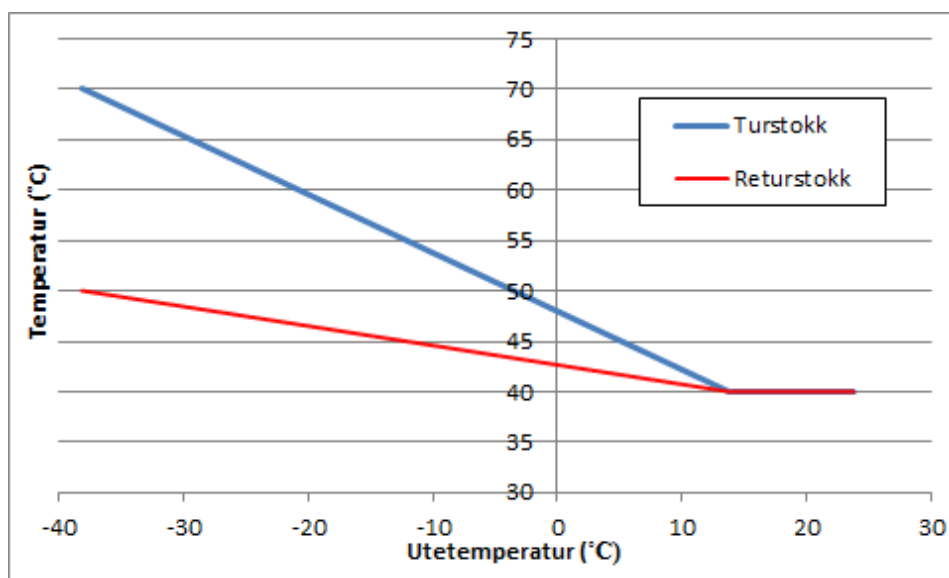
tilstrekkelig kan utvidelse av ventilasjonsbatteri eller utskiftning av plate- med roterende gjenvinner være en mulighet.

Ushuntet krets til Ungdommens hus/kommunehus ble nevnt som en mulig problemkrets på grunn av høy returtemperatur, som er rundt 10°C lavere jevnt over. Dermed er det mulig varmeveksler må skiftes ut eller at det gjøre noe med varmesystemet i huset. Uansett er det positivt at turtemperaturer ned mot $75\text{-}70^{\circ}\text{C}$ har vært tilstrekkelig på kalde dager.

Senkningen av utekompenseringskurven tilsvarende figur 60 for radiatorkrets til helse- og sosialsenter var ikke vellykket. Sett i etterkant var senkningen noe offensiv, med en maks turtemperatur på 65°C , og turtemperatur på rundt 50°C ved -10°C utetemperatur, mot tidligere 65°C . Dermed er det mulig at en mindre drastisk senkning ville ha lyktes, for eksempel med en maksimal turtemperatur på $75\text{-}70^{\circ}\text{C}$. Hvis ikke kan ekstra radiatorflate installeres, så lenge eksisterende rør har en viss ekstra kapasitet. Dette vil kunne redusere returtemperaturen, som virker noe høy.

Radiatorkrets til alderspensjonat og legesenter ble senket tilsvarende figur 61, med maksimal utgående temperatur på 70°C . Dette er hele $12,5^{\circ}\text{C}$ lavere enn tidligere maksimum, og det har ikke kommet noen klager. Det finnes ingen målinger til å verifisere turtemperaturen, men med utgangspunkt i styringskurven virker 70°C tilstrekkelig. Ventilasjonsaggregatet med roterende gjenvinner i sammen bygg er som nevnt antatt å ikke ha et dimensjonerende temperaturkrav.

For en vannmengde tilpasset dagens distribusjonssystem kan det dermed virke som en utetemperaturkompensering opp til 70°C ut fra varmesystem ved DUT er tilstrekkelig, med en minimums turtemperatur fra varmesystemet til 40°C . Ut ifra målingene kan det virke realistisk med en maksimal avkjøling at turvannet på 20°C , og man ender dermed opp med et $70/50^{\circ}\text{C}$ varmesystem. Det er mulig at en eventuell mengderegulering vil bidra til ytterligere reduksjon av returtemperaturen, men det virker uansett som et konservativt og trygt valg å benytte et $70/50$ system videre. Tur- og returtemperatur fra og til varmeanlegg for et slikt $70/50$ system er fremstilt i figur 64.



Figur 64: Nødvendig tur- og antatt returtemperatur som funksjon av utetemperatur for hele varmesystemet ved Rendalen sykehjem, basert på målinger

4.6 Diskusjon

4.6.1 Tappevannsoppvarming

Eksisterende beredersystem ved Rendalen sykehjem er presentert i kapittel 4.3.8. Ettersom det ikke er noen driftsproblemer med eksisterende beredere, vil det med tanke på lave anleggskostnader være gunstig å beholde de. For å kunne benytte varmpumpe til å dekke deler av oppvarmingsbehovet er det derimot nødvendig å gjøre om på koblingen av beredere, slik at varmpumpen kan jobbe mot et volum for forvarming, mens resterende volum blir benyttet til ettervarming. Dette gjøres enklest med seriekobling av to parallellkoblede volum. De eksisterende berederne er som nevnt indirekte oppvarme, og en andel av disse bør benyttes til ettervarming. Å koble de rett til varmesystemet er lite aktuelt, ettersom det i perioder med lite varmebehov i varmesystemet kun vil være varmpumpen som er i drift. Denne kan kun levere temperatur nok til å forvarme tappevannet, ikke ettervarme. Å benytte en av elektrokjelen kun til ettervarming av tappevann virker derimot fornuftig. Hele effekten på 225 kW eller 180 kW er da ikke nødvendig. For kjelen på 225 kW er det, ved å fjerne de rette elementene, mulig å redusere effekten ned til 135 eller 90kW [32]. Dette kan da være en god løsning.

I kontakt med OSO Hotwater opplyses det at et anlegg på størrelse med sykehjemmet og helse- og sosialsenter normalt vil dekkes godt av de eksisterende syv 17RV 300 beredere, men ettersom det rapporteres om utilstrekkelige mengder varmtvann i perioder, anbefales det å beholde store deler av eksisterende høytemperert volum ved konvertering til et anlegg med for- og ettervarmeberedere. Dermed må anlegget utvides med ettervarmevolum, ettersom en andel av beredere skal benyttes til forvarming med varmpumpe. Et forslag er å utvide anlegget med to 17RE 400 beredere med 15kW elkolbe og 380 liter volum [38]. Disse er termostatstyrt i temperaturintervallet 60-90°C med tre trinn, hver med sin termoutløser [36]. Sammen med tre eksisterende 17RV 300, hver på 287 liter, vil dette utgjøre et ettervarmevolum på 1621 liter, mot eksisterende volum på 2009 liter. Forvarmevolum vil da bli 1148 liter. Nødvendig effekt på elektrokjel for oppvarming av de tre 17RV 300 er anslått til 50-60 kW [38]. Med utgangspunkt i opplysninger fra kapittel 4.3.8 er det realistisk at varmpumpe må beregne 10 kW levert ytelse per forvarmebereder, altså totalt 40 kW [38]. Dersom det antas at hele ettervarmevolumet skal varmes opp fra 50 til 70°C to ganger i døgnet gir dette et energibehov over året tilnærmet til 30.000 kWh.

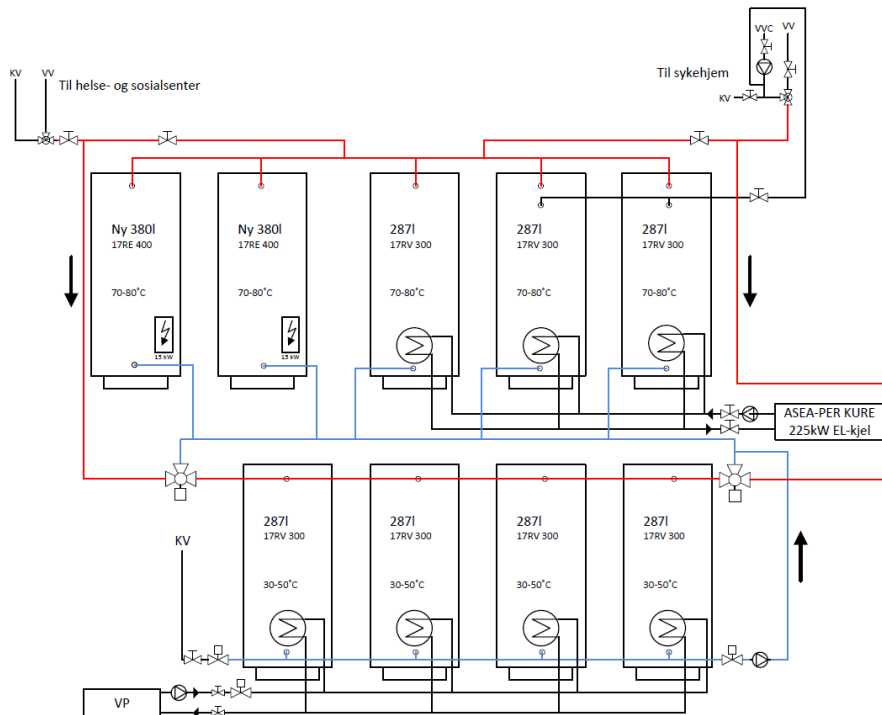
Forslaget om at det nye beredervolumet varmes med elkolber, og ikke kobles til elektrokjel, har flere grunner. Beredere kun med coilvarmeveksler fra OSO, 17RV, har gått ut av produksjon. Alternativet er 17RVE, som i tillegg til coilen har

elkolbe, men denne er betydelig dyrere enn å kun ha elkolbe. Det er en mulighet å gå over på annet fabrikat for å finne passende løsninger. Med tanke på fremtidig utskiftning av de tre 17RV 300 oppnår man et mer fleksibelt system dersom de to nye berederne har elkolber, ved at man ikke “binder” seg til elektrokjelen i like stor grad. Dermed står man mer fritt til å skifte ut de tre 17RV 300 med elkolbeberedere. Dersom elektrokjel skulle havarere er man dessuten ikke nødt til å bytte den ut eller foreta kostbare reparasjoner, da 17RV 300 heller kan skiftes ut med elkolbeberedere. Et alternativ er en ekstern varmeveksler som dimensjoneres mot de to 17RE 400 og kobles til elektrokjel, men dette er en dyrere løsning [38].

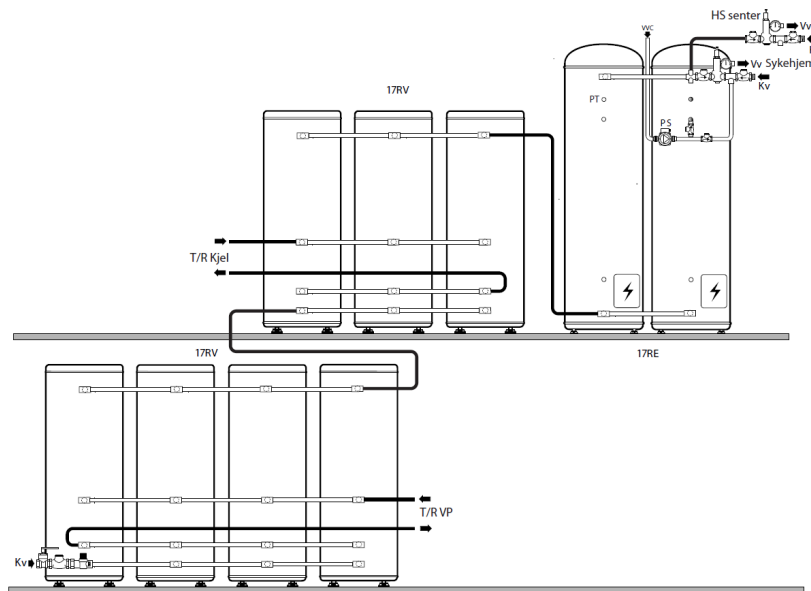
Nåværende temperatur ut fra blandesentraler ligger mellom 60-65°C. Ved å opprettholdes dette for det nye systemet vil ettervarmevolum være nødt til å ligge på et temperaturnivå hvor det uansett ikke er legionellafare. Som det går frem av kapittel 3.3.2 vil det allikevel være fare for legionellaoppblomstring i forvarmevolumet, og ved stort tappevannsforbruk vil det alltid være en risiko for å benyttelse av forvarmet vann som ikke har fått tilstrekkelig tid til etteroppvarming. Et såpass stort ettervarmevolum som 1621 liter minker sannsynligheten for å klare å tømme dette volumet før forvarmet vann har fått tilstrekkelig tid til ettervarming, men risikoen vil være der. Dermed er det ansett som ønskelig med muligheten for periodevis gjennomspyling av forvarmevolum med vann fra ettervarmere. Dette vil gi dårligere groforhold for mikroorganismer i forvarmevolumet.

Figur 65 er en prinsippskisse av mitt opprinnelige forslag til beredersystem ved Rendalen sykehjem. Kobling for periodevis oppvarming av forvarmevolum er inkludert. Elektrokjelens effekt er ikke lagt inn med redusert effekt. Hele ettervarmevolumet er lagt inn som parallellkoblet. Rød kobling viser hvordan vann fra ettervarmere sirkulerer til forvarmevolum ved periodevis oppvarming, mens blå kobling viser det kaldere forvarmevannets vei til ettervarmevolumet.

Forslaget fra OSO Hotwater er vist i figur 66, hvor hovedforskjellen fra figur 65 er at de to 17RE 400 er seriekoblet med det resterende ettervarmevolumet, samt at det ikke er lagt opp til periodevis oppvarming av forvarmevolumet. Med seriekoblingen får man en større sirkulasjon gjennom ettervarmevolumet, og minsker sjansen for interne temperaturforstyrrelser i det parallellkoblede ettervarmevolumet. Dessuten kan det i perioder med mindre effektbehov være en mulighet å benytte de tre 17RV 300 med en lavere temperatur enn de to 17RE 400. Muligheten for tre temperaturtrinn er altså til stede, og dette gir fleksibilitet. I vedlegg E er det vist hvilke koblinger som er nødvendig med dette systemet for å legge opp til periodevis oppvarming av forvarmevolumet, etter samme prinsipp som for systemet i figur 65.



Figur 65: Forslag til beredersystem med seriekoblede for- og ettervarmeberedere og system for periodevis oppvarming av forvarmeberedere



Figur 66: Forslag fra OSO Hotwater til beredersystem uten mulighet for periodevis oppvarming av forvarmeberedere[38]

4.6.2 Distribusjonssystem

Som for beredersystemet, er det gunstig for økonomien i prosjektet å beholde mest mulig av det eksisterende distribusjonssystemet. Dette må i midlertidig ikke gå utover ambisjonene om et system som er tilpasset varmpumpedrift, hvor det er lave temperaturkrav og god avkjøling over varmeavgivere. Som det går frem i kapittel 3.3.1, fører mengderegulering til lavere returtemperaturer på grunn av at reduserte vannmengder fører til økt avkjøling. Mengderegulering vil derfor være en fordel ved Rendalen sykehjem.

Utgangspunktet for å oppnå et mengderegulert system er å benytte trykkstyrt pumpe i hovedfordelingskretsen, slik at man oppnår en variabel volumstrøm her og i primærkretser. Pumpen kan da styres av differansetrykket over hovedfordelingskretsen. Viktig for distribusjonssystemet ved Rendalen sykehjem er at det forsyner tre eksterne bygg, alle en relativt lang avstand fra varmesentralen (Ungdommens hus/kommunehus, alderspensjonat og legesenter, samt helse- og sosialsenter). Ettersom hovedfordelingskrets skal sørge for tilstrekkelig vannmengde til forbruker lengst, vekk vil dette stille store krav til kun en hovedpumpe. Det kan da være fornuftig med en trykkstyrt pumpe for hver av disse fjerntliggende kretsene, som kompenserer for det ekstra trykktapet. Som for hovedpumpen skal disse også sørge for å opprettholde en konstant trykkdifferanse over kretsen. Hovedpumpen, samt de tre andre trykkstyrte pumpene, går frem av figur 67. Som en sikkerhet kan det vurderes å sette inn en mulig forbikobling av hovedpumpe. Dersom denne skulle havarere kan den forbikobles og de tre andre (mindre) trykkstyrte pumpene kan sørge for en viss mengde sirkulasjon i systemet. Forbikoblingen går frem av figur 67. En ytterligere sikkerhet vil være å benytte to parallellkoblede hovedpumper istedenfor kun en.

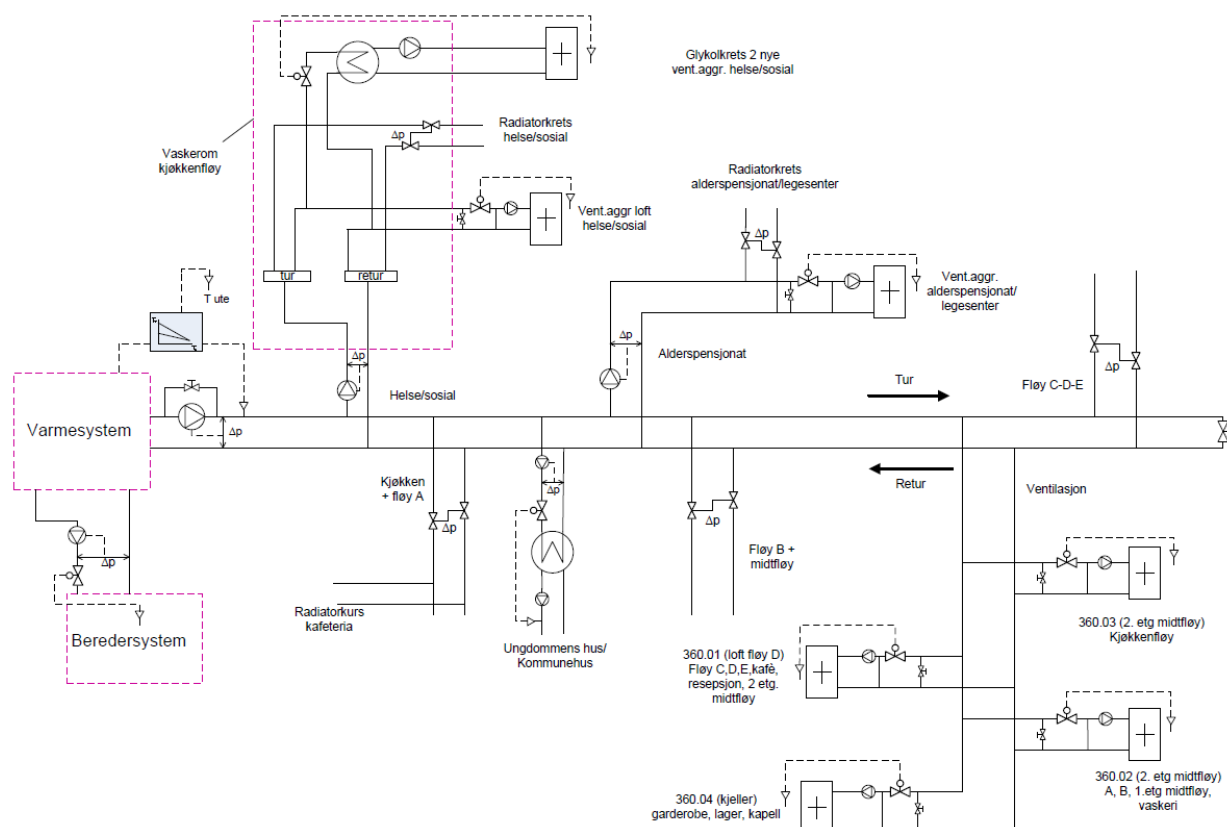
Som vist i figur 18 og 19, kapittel 3.3.1, har man videre valget mellom variabel eller konstant vannmengde over varmeavgiverne (sekundkretsene). For ventilasjonsbatteriene ved Rendalen sykehjem er det en vesentlig frostfare om vinteren, dette på grunn av de lave utetemperaturene og bruk av plategjenvinner, som ofte oppnår lav virkningsgrad. Løsningen med konstant vannmengde (konstant pumpesirkulasjon) over batteriet kan dermed være fordelaktig, hvor turtemperaturen varierer etter hvor mye varmt turvann fra primærkretsen reguleringsventilen slipper igjennom. Denne mengden er avhengig av turtemperatur og setpunkt på tilluften fra aggregatet, som vist i figur 67. Selv om konstant mengde over batteriet minimerer frostfaren, er det uansett nødvendig at varmt vann fra primærkretsen hele tiden står tilgjengelig helt frem til reguleringsventilen, da dette automatisk skal bli kalt på ved for lave returtemperaturer etter varmebatteriet. Dermed er det nødvendig med en bløder mellom tur- og returside før reguleringsventil. Det er viktig

at denne ikke slipper igjennom for mye vann, da dette øker returtemperaturen i varmesystemet, nok til å opprettholde en lav sirkulasjon [50]. Bløder og pumpe som sørger for konstant mengde etter reguleringsventil er fremstilt for alle batteriene i figur 67, bortsett fra glykolkretsen til helse- og sosialsenter. Denne er antatt å tåle svært lave temperaturer. For glykolkretsen vil tilluftstemperatur og setpunkt avgjøre hvor mye varmt turvann fra primærkretsen reguleringsventilen slipper frem til glykolvarmeveksleren.

Variabel volumstrøm over radiatorkretsen er et faktum ved at romtermostatene tilknyttet den enkelte radiator styrer vannmengden over radiatoren. Fra kapittel 3.3.1 går det frem at en konstanttrykkventil som sørger for konstant trykkdifferanse over kretsen, montert på kretsen før varmeavgivere, kan være fordelaktig. Denne gjør kretsen upåvirket av trykkendringer andre steder i varmesystemet. Dette er aktuelt for de tre radiatorkretsene i selve sykehjemmet, samt radiatorkrets til helse- og sosialsenter og til alderspensjonat og legesenter. I tillegg kan samme prinsipp med fullstendig mengderegulering benyttes til varmeveksler i Ungdommens hus/kommunehus. Turvannsmengde fra primærkretsen som slipper igjennom til varmeveksler er avhengig av turtemperaturen i byggets interne krets, hvor det sirkuleres. Setpunkt for denne turtemperaturen endres selvfølgelig etter utetemperaturen. Den omtalte trykkstyrte pumpen som styrer med utgangspunkt i differansetrykket over kretsen fungerer her på samme måte som konstanttrykkventilen for radiatorkretsene.

Fra figur 67 går det frem at distribusjonssystemet til berederne er holdt utenom tur- og returstock, da tilkoblingen til varmesystem er for å benytte varmepumpen til forvarming av tappevann. Dermed må denne kretsen ha separat sirkulasjon. Ettersom tappevannsbehovet varierer over døgnet er det ikke fordelaktig med en pumpe som leverer konstant turvannsmengde fra varmepumpen. Dette vil ved lavt uttak av tappevann sørge for liten avkjøling i coil og høy returtemperatur tilbake til varmepumpe. Dermed er en mengdereguleringsløsning med trykkstyrt pumpe vurdert som fordelaktig. Reguleringsventilen styrer etter temperatur i forvarmeberedere mot en gitt setpunktstemperatur, som da også kan senkes i perioder av døgnet.

Som forklart i kapittel 3.3.1 er det ingenting i veien for at turtemperaturen i et mengderegulert system utetemperaturkompenseres, da dette bedrer driftsforholdene for en varmepumpe og minsker reguleringsventilenes arbeid i ytterposisjon (små vannmengder). Figur 67 viser prinsippet for implementering av denne kompenseringen, hvor målt turtemperatur fra turstock settes opp mot setpunkt avgjort av utekompenseringskurven i regulatoren, og nødvendig styring utføres på varmesystemet.



Figur 67: Prinsippskisse av et mengderegulert distribusjonssystem ved Rendalen sykehjem

Ulempen med systemet i figur 67 er at det vil føre med seg en høyere kostnad kontra å beholde et temperaturregulert system. Det behøves blant annet nye trykkstyrte pumper, reguleringsventiler og nye rørstrekk i tråd med hva som er beskrevet ovenfor. Samtidig er det et krav fra prosjektbeskrivelsen i vedlegg A at det skal implementeres et komplett SD-anlegg for temperaturstyring. Dette stiller uansett krav om oppgradering til SD-kompatible temperatursensorer og styringssystemer i hele varmesystemet. Endringen av ventilasjonsreguleringen for eksisterende aggregat kan bli en spesielt stor utgiftspost ved omleggingen til mengderegulering, ettersom hvert aggregat må ha en separat reguleringsløsning.

4.6.3 Varmesystem

I kapittel 4.6.1 og 4.6.2 er det diskutert løsninger som legger føringer for varmesystemet dersom de skulle bli implementert. For forvarming av tappevann skal varmpumpen i varmesystemet benyttes, mens en av de eksisterende elektrokjelen skal benyttes til ettervarming av tappevann. I gjennomgangen av varmesystemet i kapittel 4.3.3 går det frem at det kun er mulig å bygge om elektrokjelen på 180 kW med elektronisk termostat, noe som gjør den mulig å styre fra et SD-anlegg. Dermed er det en fordel om denne beholdes i varmesystemet, og kjelen på 225 kW benyttes til tappevannsoppvarming, selv om det effektmessig burde være omvendt. Mengderegulering med utetemperaturkompensering medfører varierende effektbehov fra varmesystemet, og ikke de mer stabile driftsforholdene temperaturregulering med konstante vannmengder fører med seg. Dette må tas hensyn til når det kommer til varmpumpens og varmesystemets effektregulering.

Varmepumpe vil benyttes som grunnlast. Som spisslast er det tilgjengelig en oljekjel på 925 kW og en elektrokjel på 180 kW. Rendalen kommune har vedtatt et mål om at klimagassutslipp fra fossilt brensel i kommunale bygg skal reduseres til null innen 2020 [34]. I midlertidig vil en oljekjel som spisslast få kort brukstid, hvor oljeforbruket kan bli redusert med rundt 90% i forhold til dagens situasjon. Dermed er det fornuftig å beholde den til å dekke de høyeste effekttoppene. Dette er en løsning som også kan føre med seg store økonomiske fordeler de kommende årene, mye på grunn av potensialet for redusert effekttariff, som presentert i kapittel 4.3.10. Hovedgrunnen til dette ligger i å redusere nødvendig effektmaks fra elektrokjel, spesielt om vinteren. Om sommerhalvåret bør elektrokjelen ta unna eventuelle effekttopper som ikke varmpumpen klarer å dekke alene. Å ha både elektrokjel og oljekjel i varmesystemet gir i tillegg en fleksibilitet som er ønskelig. Ved rett dimensjonering av varmpumpe kan denne og elektrokjel dekke det meste av varmebehovet dersom oljekjelen skulle havarere. Oljekjel har kapasitet til å alene dekke hele byggoppvarmingsbehovet. Dette gjør også en avtale med NØK kraftlag om fleksibelt forbruk (uprioritert kraft) aktuelt (utkobling av elektrokjel), som kan resultere i ytterligere redusert effekttariff. Problemet her er at elektrokjel er på 180 kW, mens NØK har en nedre grense på 200 kW for å kvalifisere til fleksibelt forbruk. På lik linje som at elektrokjel til tappevannsoppvarming kan redusere effekten, kan det undersøkes om det motsatte er mulig. Elektrokjel og oljekjel bør vurderes i en seriekobling etter varmpumpe, med mulighet for forbikobling av begge systemene. Dermed unngår man nåværende situasjon der alt vann må innom elektrokjel, som betyr varmetap dersom kjelen ikke er i drift.

Det ligger også en mulighet i å bygge om oljekjelen til å kunne fyre med biobrensel. Som drøftet i kapittel 3.4 er bioolje det mest aktuelle alternativ, med tanke på

hvor store ombyggingsmidler som er forsvarlig å benytte på en spisslastkilde. Det viser seg at oljekjelens relativt nye brenner av typen Riello RL 100 er kompatibel med bioolje etter en mindre ombygging. Riello leverer selv et ombyggingssett for konvertering fra vanlig fyringsolje til bioolje for blant annet denne modellen, og en beskrivelse finnes i vedlegg F [52]. Prisestimatet på dette settet fra leverandøren VV Parts AS i Moss var våren 2013 på 4000 NOK [53]. Som det går frem av kapittel 3.4 vil det i midlertidig være andre deler av ombyggingsprosessen som kvalifiserer til å bli betydelig dyrere enn ombygging av brenneren. På grunn av sykehjemmets beliggenhet bør det gjøres en grundig vurdering av biooljens tilgjengelighet gjennom ulike leverandører. Videre drøftinger rundt en eventuell ombygging er gitt i kapittel 3.4.

Avgjørende for varmpumpens egenskaper er valget av arbeidsmedium, hvor aktuelle alternativer er presentert i kapittel 3.2.4. HKFK-mediet R22 er ikke aktuelt på grunn av sine uheldige miljømessige egenskaper og pågående utfasing. Det naturlige mediet ammoniakk er et alternativ, men kostnaden for nødvendige sikkerhetstiltak i varmesentralen ved Rendalen sykehjem vurderes som uforholdsmessig stor. Det samme gjelder for R290 (propan). Dersom stor temperaturglidning i gasskjøler for CO₂ hadde blitt oppnådd gjennom forvarming av tappevann, kunne dette mediet gitt god effektfaktor og vært aktuelt. Det er i midlertidig vurdert som for kostbart sammenlignet med mer standardiserte og utbredte varmpumpesystemer, og vurderes dermed ikke i denne omgang. Fra tabell 4 står dermed tre HFK-medier igjen. R134a skiller seg ut ved å ha en høy kondenseringstemperatur ved 25 bar, og er dermed i stand til å levere utgående vanntemperatur opp imot 60°C ved standard 1-trinn kompressorsystem med 25 bars trykkklasse [24]. I et utetemperaturkompensert 70/50°C varmesystem vil dette være svært fordelaktig da det gjør varmpumpen i stand til å levere sin dimensjonerende effekt på kaldere dager sammenlignet med R407C og R410A. Dermed vil en R134a-varmpumpe kunne dekke mer av årlig varmebehov enn de to andre HFK-alternativene. R134a vurderes dermed som det mest aktuelle arbeidsmediet som blir benyttet videre. Ved 60°C kondenseringstemperatur i 1-trinns 25 bars varmpumpesystem blir en 55°C begrensing på utgående vanntemperatur satt.

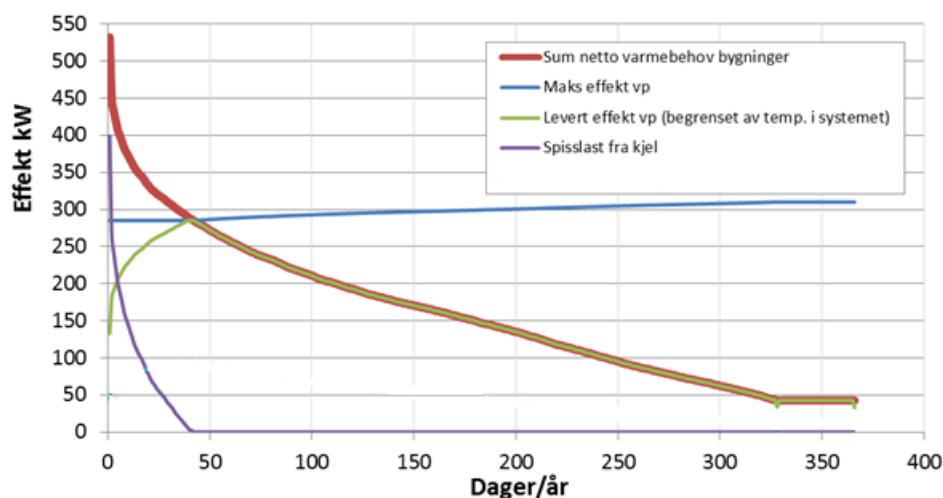
I kapittel 4.3.4 om varmesentralens energi- og effektbehov er det beregnet et totalt nødvendig effektbehov på 540 kW kaldeste dag, hvor oppvarming av tappevann kun utgjør rundt 35 kW på grunn av akkumulering. Ifølge OSO Hotwater er tappevannsforbruket noe høyere enn forventet for bygningstypen, slik at dette tallet kan oppjusteres noe. I kapittel 4.6.1 legges 40 kW ytelse fra varmpumpe frem som nødvendig til forvarming av tappevann. Separat elektrokjel og elkolbe til ettervarming (på til sammen rundt 80 kW) sees videre bort ifra for effektdimensjonering av varmesystemet. Med satt 55°C begrensing på utgående vanntem-

peratur kan R134a-varmepumpen i et 70/50°C varmesystem ut ifra nødvendig turtemperatur figur 64 levere maksimal effekt ned til rundt -12°C utetemperatur. Dersom dette skal gjelde må varmepumpen etter graddagskurven for Koppang og effekt-varighetskurven i figur 26 kunne lever en effekt på rundt 285 kW ved -12°C utetemperatur. Etter fremstillingen av en normal ytelses-varighetskurve for vann/vann-varmepumpe i figur 13, kapittel 3.2.5 vil avgitt effekt ligge noe høyere ved høyere utetemperatur, slik at en vann/vann-varmepumpe som kan levere 285 kW ved -12°C utetemperatur normalt kan klassifiseres med 300 kW ved 0°C utetemperatur. Et 285 kW dimensjoneringspunkt gir, med utgangspunkt i et maksimalt effektbehov på 540 kW, en effektdekning for varmepumpen på omtrent 53%, i tråd med hva som er presentert i kapittel 3.2.5.

Fra fremstillingen i kapittel 4.3.9 av mulige varmekilder for varmepumpen står grunnvann frem som et relativt klart førstevalg. Det er i midlertidig for tidlig å ta et endelig valg, da dette er avhengig av resultater fra fremtidige hydrogeologiske undersøkelser og prøveboringer. Dersom dette ikke skulle før frem bør Lomnessjøen vurderes i større grad enn hva som er gjort i forprosjektrapporten fra Asplan Viak. Denne vurderingen bør inneholde en studie rundt hvor negativt påfrysning på kollektor er, samt hvordan en omrøringspropell vil prestere under lokale forhold. Det er ikke hentet inn kostnadsestimater på en sjøkollektorløsning. Kostnadene vil i midlertidig ganske sikkert være lavere enn for bergvarmealternativet, kostnadsestimert til 4-5 millioner NOK. Tilgjengelig varme vil til gjengjeld også være lavere på grunn av lave temperaturer i Lomnessjøen. Tidligere boringer etter grunnvann har som nevnt avdekket temperaturer opp imot 4-5°C. Med utgangspunkt i at denne vil være noe lavere og vil synke noe over vinterhalvåret, samt noe varmetap i rør frem til varmepumpens fordampner, vil en varmekildetemperatur over året på 2°C være en konservativ tilnærming. Dette gjør en fordampningstemperatur over året på -5°C til et passende valg. Det antas da også ubegrensede mengder med tilgjengelig grunnvann.

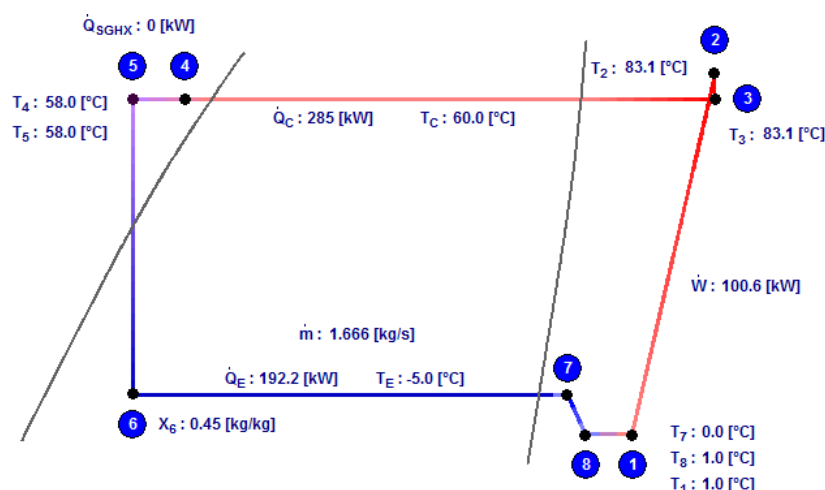
Scenarioet med 60°C kondenseringstemperatur (for 55°C maksimal turtemperatur), -5°C fordampningstemperatur, 285 kW dimensjoneringspunkt og et 70/50 varmesystem, er tatt for seg i forprosjektrapporten fra Asplan Viak [28]. Ut ifra disse forutsetningene og temperaturnivå presentert i figur 64 klarer varmepumpen alene å dekke byggets effektbehov ned til utetemperatur på -12°C, og vil, basert på effekt-varighetsdiagram i figur 26, dekke varmebehovet til bygget omtrent 325 dager av året, sett bort ifra ettervarming av tappevann. De resterende dagene må spisslast overta deler av effektdekningen, ettersom turtemperaturkravet i systemet er høyere enn hva varmepumpen kan levere. Resultatet av dette er fremstilt i figur 68 [28]. Ved DUT leverer varmepumpen omtrent 135 kW, som sammen med elektrokjel på 180 kW vil gi en tilgjengelig effekt på 315 kW. Øvrig effekt dekkes

av oljekjelen. Fra figur 68 leverer varmepumpen over året 1.305.000 kWh. Varmepumpens effektfaktor er nødvendig for å si noe om kompressorens strømbehov. Programmet Coolpack er benyttet for å si noe om effektfaktoren ut ifra dimensjoneringspunktet ved 285 kW med tilhørende fordampnings- og kondenseringstemperatur for R134a. Tørrfordamper er antatt, isentropisk kompressorvirkningsgrad på 0,7, samt varmetap i kompressor på 10%. Dette gir varmepumpesyklusen i trykk-entalpi diagrammet i figur 69, som ifra ligning 2 gir en effektfaktor på 2,83. Tilnærmes dette som årlig effektfaktor gir det et strømforbruk i kompressor på 461.131 kWh.



Figur 68: Ytelses-varighetskurve for varmeanleggsscenario med vann/vann-varmepumpe i 70/50°C utekompensert varmesystem [28]

Figur 70 viser prinsippsskisse av varmesystemet. Fra varmepumpe kan turvannet om nødvendig styres via motorstyrte ventiler til elektrokjelen (180 kW), alternativt til oljekjelen. Denne styringen bestemmes ut fra måling av turtemperatur ut fra varmesystemet sammenlignet med utetemperatur og setpunkt fra utekompenseringskurve. Om det er elektrokjel eller oljekjel som skal ta seg av eventuell nødvendig temperaturøkning er avhengig av årstiden, samt eventuelt prisen på olje og elektrisitet. Setpunkt og dermed utadgående temperatur fra elektrokjel til varmesystemet kan reguleres dersom elektronisk termostat implementeres. Ved drift av oljekjel som spisslast shunter regulatoren turvann fra kjelen inn på turkretsen fra varmesystemet etter behov. Grunnen til den interne sirkulasjonen for oljekjel er faren for kondens dersom returtemperaturen inn på kjelen er for lav, som nevnt i kapittel 3.4. I kontakt med leverandøren av kjelen, Osby Parca, anbefaler de at returtemperaturen bør være over 70°C [66]. Fra presentasjonen av det eksisterende reguleringsystemet for olje- og elektrokjelsystem i kapittel 4.3.5, går det frem

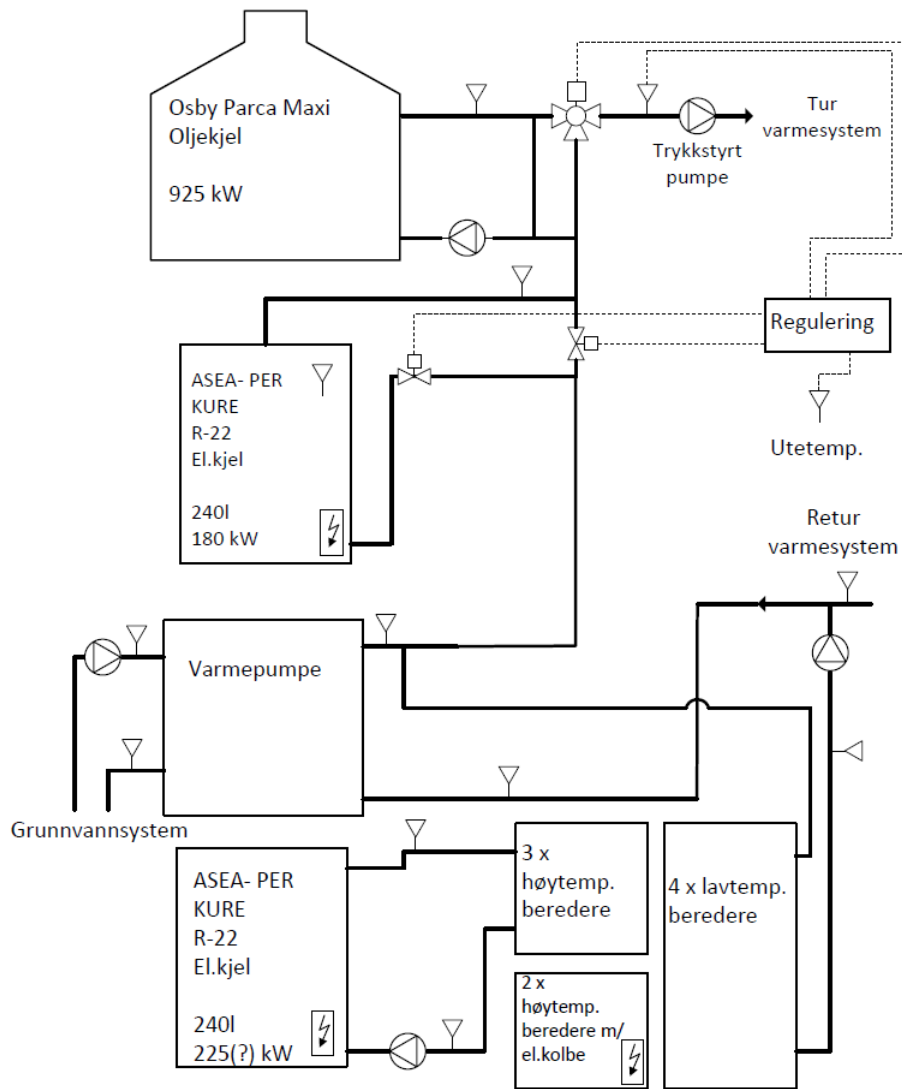


Figur 69: Trykk-entalpi diagram for varmepumpe med R13a [65]

at systemet ikke er kompatibelt med et SD-anlegg. Dermed bør dette systemet skiftes ut, noe som gjør det lettere å skreddersy en reguleringsløsning tilpasset varmesystemet i figur 70.

Ettersom distribusjonssystemet er foreslått mengderegulert med utekompensering vil mengden returvann (med et gitt turtemperaturkrav) inn til varmepumpen variere, og dermed også avgitt effekt fra varmepumpen. På grunn av dette er det viktig at varmepumpen har god mulighet for effektregulering, dette gjennom kapasitetsregulering av kompressor, drøftet i kapittel 3.2.5. Aktuell kompressorstørrelse på rundt 100 kW i dette prosjektet gjør skue- og stempelkompressor til alternativer. Begge har mulighet til turtallsregulering som gir høy dellastvirkningsgrad. Stempelkompressor har i tillegg muligheten for åpning og lukking av sugeventiler, som i forhold til sleideregulering for skruekompressor gir god dellastvirkningsgrad. Stempelkompressoren har også den fordelen at maksimaltrykket i sylindere ved kompresjon tilpasser seg gjeldende kondensatortrykk, noe som er en stor fordel når trykkforholdet i varmeanlegget varierer mye [24]. Dette kan være tilfellet med et utekompensert mengderegulert system. Et stempelkompressorsystem med mulighet både for turtallsregulering og åpning/ lukking av sugeventil virker dermed fornuftig. Stor effektregulering skal dermed ikke være noe problem. Dersom ikke slik effektregulering implementeres blir eneste mulighet for regulering intermitterende drift (start/stopp). For å sikre varmepumpen jevnere driftsforhold ved å minimere antall nødvendige start og stopp bør akkumuleringsvolum vurderes sammen med varmepumpen. Dette gjøres etter drøfting i kapittel 10. Ulempen med akkumuleringsstanker er som nevnt blanding av kaldt returvann fra varmesystemet og oppvarmet turvann fra varmepumpen, noe som øker vanntemperaturen inn til

varmepumpen. Dermed er dette forsøkt utgått i systemforslaget i figur 70, hvor da gode muligheter for effektregulering gjennom blant annet turtallsregulering av kompressor er nødvendig.



Figur 70: Prinsippkisse av varmesystemet ved Rendalen sykehjem

4.7 Økonomisk vurdering

4.7.1 Energipris

Kapittel 4.3.10 slår fast en elavgift på 0,116 NOK/kWh.

Det er antatt at maksimalt effektuttak, både for eksisterende system med oljekjel i drift og for fremtidig varmpumpesystem, ligger mellom 150-300 kW. Fra tabell 10, kapittel 4.3.10, gir dette en vektet nettleie på 0,076 NOK/kWh.

For eksisterende varmesystem med oljekjel i drift vil majoriteten av elkraftforbruket ligge over sommerhalvåret, hvor spotprisen er lavere sammenlignet med vinteren. For fremtidig varmpumpesystem vil elkraftforbruket være størst over vinteren, hvor varmpumpens kompressor sammen med ettervarming av tappevann står for forbruket. Som en forenkling benyttes allikevel lik spotpris for strøm for begge systemene. Antatt fremtidig spotpris (forwardpris) for 2014 legges til grunn, og denne er på 0,292 NOK/kWh [69].

Elavgift, nettleie og spotpris utgjør da sammen en elpris på 0,484 NOK/kWh.

I tillegg kommer effekttariffen, som er gjengitt fra kapittel 4.3.10 i tabell 13

Effekttariff	Fastbeløp (NOK/år)	Effektpris (NOK/kW/år)
<150 kW	8330	625
150-300 kW	10.060	530
>300 kW	13.960	470

Tabell 13: Effekttariffer for NØK kraftlags næringslivskunder fra 1.januar 2013 (ekskl. mva) [45]

	Lett fossil fyringsolje
Systemvirkningsgrad oljefyr	0,77 ¹
Energipris ² [NOK/liter]	6,13
Energipris ² [NOK/kWh]	0,61

1) fra energiattest, vedlegg D

2) inkl. alle offentlige særavgifter (ikke mva)

Tabell 14: Oljepris og systemvirkningsgrad for oljekjel[64]

4.7.2 Lønnsomhetsberegning

Lønnsomhetsberegningen tar utgangspunkt i løsningene fra kapittel 4.6.1, 4.6.2 og 4.6.3. Dette medfører i hovedsak investeringskostnader til varmepumpe, varmepumpens varmekildesystem, samt endring av eksisterende distribusjons- og beredersystem. 15 gjengir kostnadsestimater fra forprosjektrapport. Det er antatt at SD-anlegget ligger inkludert i posten for modifisering av varmeanlegget.

	Kostnad [NOK]
Modifisering av varmeanlegg inkl. nytt beredersystem	350.000 ¹
Vann/vann varmepumpe 300 kW	415.000
Grunnvannssystem	600.000 ²
Total	1.365.000

1) Høyeste kostnad benyttet

2) Middelpkostnad benyttet

Tabell 15: Kostnadsestimater for varmepumpeprosjekt ved Rendalen sykehjem [28]

Årlig netto inntjening som følge av å utføre varmepumpeprosjektet baserer seg på energisparingen varmepumpen fører med seg, sett sammen med energiprisen. Dermed må den årlige energikostnaden for eksisterende varmesystem og fremtidig varmepumpesystem utredes. I tillegg må vedlikeholdskostnader vektlegges. Kravet som settes til prosjektet fra Rendalen kommune er et redusert energibehov på 750.000 kWh av et totalbehov på 1.400.000 kWh. 1.400.000 kWh benyttes dermed som energibehovet for de to alternativene.

I eksisterende system benyttes oljekjel som grunnlast med høy driftstid, mens den vil benyttes som spisslast med betydelig kortere driftstid i fremtidig varmepumpesystem. Allikevel antas vedlikeholdskostnaden knyttet til oljekjel og elektrokjel som lik i begge alternativene. Fra kapittel 3.5 går det frem at vedlikeholdskostnaden for større varmepumpesystem bør beregnes som 2% av total investering. For fremtidig varmepumpesystem innebærer dette grunnvannssystem og selve varmepumpen, sammen kostnadsestimert i tabell 15 til 1.015.000 NOK. 2% av dette tilnærmes 20.000 NOK.

For eksisterende varmesystem dekkes energibehovet normalt av oljekjel og elektrokjel. Siste år med begge disse alternativene i drift var 2010. Fra kapittel 4.3.4 dekket da oljekjelen 46% av totalt energibehov. Dette utgjør 644.000 kWh med et totalbehov på 1.400.000 kWh. Med en systemvirkningsgrad på 0,77 (tabell 14) gir dette et oljeforbruk på 836.363 kWh. Oljepriser fra tabell 14 gir da en oljefyringskostnad på 510.182 NOK. Elektrisitetsandelen er 54%, og utgjør da 756.000

kWh. Med elpriser fra kapittel 4.7.1 gir denne en kostnad på 365.905 NOK. Total energikostnad for eksisterende system blir dermed på 876.087 NOK.

Varmepumpeløsningen presentert i kapittel 4.6.3 lever 1.305.000 kWh og har et elforbruk tilnærmet til 461.131 kWh (ikke tatt hensyn til nødvendig pumpearbeid knyttet til grunnvann). For et totalbehov på 1.400.000 kWh må dermed oljekjel som spisslast levere 95.000 kWh. Summen av totalforbruket er dermed på 556.131 kWh, som gir en innsparing på 843.869 kWh. Dette oppfyller dermed kravet Rendalen kommune har til innsparing. I tillegg til varmpumpens elforbruk må elforbruket til ettervarming av tappevann medregnes, som er estimert til 30.000 kWh/år i kapittel 4.6.1. Totalt elforbruk blir da på 491.131 kWh, og ut ifra elpris i kapittel 4.7.1 gir dette en kostnad på 237.707 NOK. Med systemvirkningsgrad på 0,77 for oljekjel kommer oljebehovet på 123.376 kWh, som gir en kostnad på 75.259 NOK. Total energikostnad for varmpumpesystemet blir dermed 312.966 NOK.

Effekttariffen presentert i kapittel 4.3.10 må medregnes i elprisen. Her er man i midlertidig nødt til å vite forventet maksimalt effektuttak for eksisterende varmesystem og fremtidig varmpumpesystem. For sistnevnte kan dette antas å inntreffe ved maksimalt effektuttak fra varmpumpen (rundt 300 kW), hvor kompressoren behøver rundt 100 kW. Dersom ettervarming av tappevann, med 80 kW, kobler inn samtidig, blir maksimalt effektuttak på 180 kW. Dette gir etter kapittel 4.7 en effektrelatert total kostnad på 105.460 NOK.

2010 var siste år med eksisterende varmesystem i normal drift, og dette året ble det ikke registrert maksimalt effektuttak. Dermed går det ikke å basere seg på målte verdier når maksimalt effektuttak for eksisterende varmesystem skal estimeres. Dersom man antar at elektrokjelen overtar som grunnlast i varmesystemet ved 10°C utetemperatur, gir dette etter effekt-varighetskurven i figur 26 og grad-dagskurven et maksimalt effektuttak på rundt 130 kW. Dette gir etter kapittel 4.7 en effektrelatert total kostnad på 89.850 NOK.

	Eksisterende system	Varmepumpe
Energikostnad [NOK/år]	876.087	312.966
Effektkostnad [NOK/år]	89.850	105.460
Vedlikeholdskostnad ¹ [NOK/år]	-	20.000
Total [NOK/år]	965.937	438.426
Årlig inntjening m/varmpumpe [NOK/år]		527.511

1)Bare ekstra vedlikehold til VP medregnet

Tabell 16: Kostnader for eksisterende varmesystem og fremtidig varmpumpesystem, samt årlig inntjening med varmpumpe

På bakgrunn av tall fra NVE benyttes en levetid for varmpumpe på 15 år. Fra

samme kilde er det gjort en vurdering av kalkulasjonsrenten som reflekterer avkastningskravet til investert kapital i energisektoren, som er antatt å ta hensyn til fremtidig prisstigning i markedet (reell rente). Det er tatt høyde for risikoen i de ulike prosjekttypene og renten er satt deretter. For et varmpumpeprosjekt er den satt til 6 % [64].

Basert på investeringskostnad fra tabell 15, netto årlig inntjening fra tabell 16, avkastningskravet på 6% og 15 års levetid kan prosjektets nåverdi beregnes. Ligning 20 viser beregningen og nåverdien, som er positiv med god margin.

$$NV = -1.365.000 + \frac{527.511 \cdot (1 - (1 + 0,06)^{-15})}{0,06} = 3.758.318 \text{NOK} \quad (20)$$

Inntjeningstiden blir lagt frem i ligning 21, og blir avrundet til 3 år. Dette kommer selvsagt av lav investering sett i forhold til høy årlig netto inntjening.

$$IT = \frac{\ln((1 - (1.365.000/527.511) \cdot 0,06)^{-1})}{\ln(1 + 0,06)} = 2,9 \text{år} \approx 3 \text{år} \quad (21)$$

Dersom grunnvann ikke fører frem, er bergvarme et alternativ. Høyeste estimerte kostnad for dette alternativet, fra kapittel 4.3.9, er 5.000.000 NOK. Dette gir en nåverdi etter ligning 22, som da er negativ.

$$NV = -5.765.000 + \frac{527.511 \cdot (1 - (1 + 0,06)^{-15})}{0,06} = -641.682 \text{NOK} \quad (22)$$

4.7.3 Følsomhetsanalyse

Denne følsomhetsanalysen tar for seg varmepumpealternativet med grunnvann som varmekilde. Minimum årlig inntjening for å oppnå lønnsomhet (MB) med investeringen på 1.365.000 NOK går frem av ligning 23, og er 140.544 NOK.

$$MB = \frac{0,06}{1 - (1 + 0,06)^{-15}} \cdot 1.365.000 \text{NOK} = 140.544 \text{NOK} \quad (23)$$

Den maksimale investering for å oppnå lønnsomhet (MK) med beregnede årlige inntekter på 524.578 NOK går frem av ligning 24, og er 5.123.318 NOK

$$MK = 1.365.000 \text{NOK} + 3.758.318 \text{NOK} = 5.123.318 \text{NOK} \quad (24)$$

At den maksimale investeringen er såpass vurderes som svært fordelaktig, da det er knyttet store usikkerheter til nødvendig investering. Dette gjelder spesielt kostnader knyttet til varmekilde. Å benytte bergvarme gir for eksempel en estimert nødvendig investering på 5.765.000 NOK. Dette er da høyere enn den maksimale investering for å oppnå lønnsomhet. På investeringssiden er det også usikkerhet knyttet til omlegging av distribusjonssystemet, hvor ekstra varmeflater og et godt SD-anlegg kan bety økt investering.

Minimum årlig inntjening for å oppnå lønnsomhet ligger hele 386.967 NOK under beregnet årlig inntjening for varmepumpesystemet, gitt at investeringen er som estimert. Dette er en god buffer mot uforutsette årlige kostnader knyttet til vedlikehold, økt energiforbruk eller økte energipriser etter implementering av varmepumpe.

4.7.4 Enovastøtte

Som nevnt i kapittel 3.5 kan varmpumpeprosjekter som dette kvalifisere til støtte fra Enova. Gjeldende prosjekt faller under støtteprogrammet “Program varmesentral Bygg”, som er integrert med Enovas støtteprogram for eksisterende bygg. Alle detaljer ved støtteprogrammet utdypes ikke, til dette henvises det til referanse [67]. Et punkt er i midlertidig at energioppfølgingssystem er obligatorisk i yrkesbygg, samt at uteluft til luft-varmpumper ikke får støtte.

Enova har som et krav at støtten skal være utløsende for at prosjektet blir gjennomført, og de har satt visse maksimumskrav til internrente for å kunne gi støtte. Som beregnet i kapittel 4.7.2 kan det dermed bli aktuelt å motta dersom en mer kostbar bergvarmeløsning må benyttes på bekostning av grunnvann. Grunnvannsalternativet har, etter beregninger i samme kapittel, svært god lønnsomhet, og vil mest sannsynlig derfor ikke kvalifisere til støtte. Via Enovas investeringskalkulator er det gjort forenklede beregninger for å vurdere mulig støtte til prosjektet ved sykehjemmet [68]. Denne kalkulatoren har predefinerte inputverdier som avviker noe fra de økonomiske vurderingene gjort tidligere. Blant annet benyttes direktevirkende elektrisitet som alternativet til varmpumpe, avkastningskravet er satt til 4,8%, varmpumpens COP er 2,6 og elprisen avviker fra hva som er benyttet tidligere. Dette overses i denne omgang, da poenget uansett kun er å gi et bilde av hvilken størrelsesorden støtten kan være på.

Som det går frem fra vedlegg G er lønnsomheten ved grunnvannsalternativet vurdert som for høy til å kvalifisere for støtte. Med bergvarme, hvor investering satt til 5.765.000 NOK, er situasjonen en annen. Støtten, presentert i vedlegg H, er i størrelsesordenen 650.000 NOK. Legges støtten til i nåverdiberegningen fra ligning 22, ender nåverdien for prosjektet etter ligning 25 opp på 8318 NOK. Dermed oppnår man en nåverdi over 0, som betegner grensen for et lønnsomt prosjekt. Det kan argumenteres for at den positive miljøeffekten som oppnås ved konvertering til varmpumpe som grunnlast kan veie opp for en noe svak nåverdi.

$$NV = (-5.765.000 + 650.000) + \frac{527.511 \cdot (1 - (1 + 0,06)^{-15})}{0,06} = 8318 \text{ NOK} \quad (25)$$

4.8 Anbefaling

Etter utførte temperaturmålinger går det frem at temperaturnivået i varmesystemet med stor sannsynlighet kan reduseres fra eksisterende 80/60°C-system til et 70/50°C-system. Dette er anbefalt, da det vil bedre driftsforholdene for en fremtidig varmepumpe betydelig.

For tappevannsoppvarming er det systemet i vedlegg E som anbefales. Forvarming skjer med varmepumpe. Forvarmevolumet består av fire av de eksisterende beredere, og disse er seriekoblet med et ettervarmevolum bestående av totalt fem beredere. Dette krever da omkobling fra eksisterende system, samt innkjøp av to nye beredere. Det er anbefalt at disse er direkte oppvarmet med elkolber, og seriekoblet med de tre indirekte oppvarmede beredere. Eksisterende elektrokjel på 225 kW er anbefalt å ta seg av ettervarming i disse tre gjennom coil. Det er anbefalt at denne elektrokjelen kobles ned i effekt for å unngå høy effekttariff, samt sikre jevnere drift for elkolber. Systemet bør ha mulighet for periodevis oppvarming av forvarmevolumet for å minske legionellafaren og begroing.

Anbefalt distribusjonssystem går frem av figur 67, kapittel 4.6.2. Dette er et mengderegulert system, hvor målet er å sikre så lav returtemperatur til varmepumpen som mulig. Systemet innehar totalt fem trykkstyrte pumper. Dette omfatter en hovedpumpe, tre pumper til å veie opp for trykktap i tre kretser til fjerntliggende bygningsmasse, samt en til sirkulasjon av varmepumpevann til forvarming av tappevann. Det anbefales å ha muligheten til forbikobling av hovedpumpe, da resterende pumper i kretsen kan sikre en viss sirkulasjon ved eventuelt havari av hovedpumpe. Sirkulasjonen over ventilasjonsbatteriene i systemet er anbefalt å holdes konstant, da dette reduserer faren for frost og sikrer god varmeovergang i batteriene. Varmt turvann fra systemet reguleres da inn i sirkulasjonskretsen til batteriene etter setpunktverdi og målinger av tilluftstemperatur. Før disse reguleringsventilene er det viktig med bløder mellom tur- og returside av kretsen, da dette sikrer å alltid ha varmt vann tilgjengelig nære batteriet ved frostfare. Denne må kun ha en liten åpning slik at returvannstemperaturen i kretsen ikke blir unødvendig høy. Differansetrykket over radiatorkretsene holdes konstant av konstanttrykkventil, og eksisterende radiatortermotater styrer mengden vann over radiatorne. Turtemperatur fra varmesystemet anbefales utekompensert, da dette blant annet kan minske reguleringsventilenes arbeid i ytterposisjon.

Anbefalt varmesystemløsning går frem av figur 70, kapittel 4.6.3, samt av tilhørende diskusjonsdel. Det anbefales en 1-trinns varmepumpe med 25 bars trykkklasse, hvor R134a benyttes som arbeidsmedium. Denne bør ha en dimensjonerende effekt på 300 kW ved 0°C, og vil kunne levere turvann med temperatur opp til 55°C. Dette gjør den i stand til å dekke 1.305.000 kWh av et varmebehov på 1.400.000

kWh ved Rendalen sykehjem. Spisslast er da først nødvendig ved en utetemperatur rundt -12°C i det aktuelle $70/50^{\circ}\text{C}$ varmesystemet. Effektfaktoren for varmepumpen er tilnærmet til 2,83 ved beregninger. Varmepumpeløsningen vil gi en spart energimengde tilsvarende 843.869 kWh, og dette dekker da Rendalen kommunes krav til innspart energi på 750.000 kWh. Den anbefalte mengdereguleringen av distribusjonssystemet sørger for stor variasjon i nødvendig effektagivelse fra varmepumpen. Dermed bør det benyttes en kompressor i varmepumpen som gir god mulighet for kapasitetsregulering. Til dette er det anbefalt en stempelkompressor med turtallsregulering og mulighet for løfting av sugeventiler. Varmekilden som virker mest aktuell er grunnvann, men her må en undersøkelse av lokale forhold utføres før det blir gitt en eventuell anbefaling. Økonomiske beregninger er først og fremst basert på grunnvann som varmekilde.

Det anbefales å benytte eksisterende oljekjel som spisslast sammen med elektrokjel på 180 kW. Sistnevnte har mulighet for ettermontering av elektronisk termostat, som kan gjøre den mulig å styre via et SD-anlegg. Oljekjelen bør dekke spisslast-behovet om vinteren, da den har kapasitet til å dekke nødvendig effekt utover hva varmepumpen kan levere. Elektrokjelen bør benyttes som spisslast eller backup resterende del av året, da kun mindre effektopper vil kunne inntreffe. Det er nødvendig at oljekjelen har en egen sirkulasjonskrets, da vanntemperaturen inn på kjelen må være over et visst nivå for å hindre kondens. Dermed tappes det av turvann fra denne kretsen til tursiden av varmesystemet ved behov. Dette, sammen med innkobling av elektrokjel, bør styres sentralt. Styringen bør foregå etter måling av turtemperatur fra varmesystemet, sett sammen med utetemperatur og utekompenseringskurve.

Ettersom Rendalen kommune har vedtatt et mål om at klimagassutslipp fra fossilt brensel i kommunale bygg skal reduseres til null innen 2020 [34], er det gjort en vurdering av alternativer til oljekjel som spisslast. Økonomisk sett er en konvertering av eksisterende oljekjel til fyring med bioolje det mest realistiske alternativet. Ettersom oljekjel som spisslast kun dekker rundt 7% av årlig varmebehov, blir allikevel nødvendig investering vurdert som for høy, og anbefales dermed ikke. Disse pengene bør eventuelt heller øremerkes til å forbedre varmepumpe- eller distribusjonssystemet. Kommunen bør følgelig gjøre en revurdering av sitt mål om 100% utfasing av fyring med fossilt brensel innen 2020, da det mest kritiske (og lønnsomme) er å fase ut fyring med fossilt brensel som grunnlast.

En lønnsomhetsberegning av anbefalt varmepumpesystem, med grunnvann som varmekilde, gir en positiv nåverdi på 3.758.318 NOK, og en inntjeningstid på investert kapital på 3 år. Basert på disse tallene er det lett å anbefale gjennomføring av prosjektet. Det må i midlertidig vektlegges at det er knyttet stor usikkerhet til nødvendig investeringskostnad, spesielt til etablering av varmepumpens varmekil-

de. Her vil svar fra fremtidig grunnvannsundersøkelser være avgjørende. Dersom bergvarme må benyttes på bekostning av grunnvann kan dette resultere i negativ nåverdi på prosjektet. Skulle dette, eller lav beregnet lønnsomhet, bli tilfelle, bør det søkes om investeringsstøtte fra Enova. Med beregnet inntjening som følge av en eventuell varmepumpeimplementering avdekker følsomhetsanalysen en maksimal tillatt investering på 5.123.318 NOK. Dette er omtrent 3,7 millioner NOK over hva investeringskostnader til grunnvannsbasert varmepumpe er estimert til. Dette vurderes som en tilstrekkelig buffer for eventuelt økte investeringskostnader. Varmepumpeprosjektet anbefales dermed gjennomført.

4.9 Videre arbeid

Videre arbeid knyttet til saksstudiet bør fokusere på hvordan prosjektet kan realiseres på en god måte. Når grunnvannsundersøkelser er utført, må resultatet benyttes til å gjøre en vurdering av om denne varmekilden er egnet til utnyttelse i varmpumpesystemet. Dersom denne undersøkelsen er positiv, og tiltakene for å hente ut grunnvannet ikke avviker vesentlig fra hva som er forespeilet, bør den valgte løsningen beskrives mer i detalj og sendes ut på en offentlig anbudsrunde. I denne beskrivelsen bør alle endringer i varmeanlegget, tappevannssystemet, SD-anlegg og selve varmpumpen med varmekildeløsning inngå. Det bør i anbuds-papirene tas forbehold om at kommunen vedtar utbyggingen.

Lønnsomheten i prosjektet er i utgangspunktet god. Dersom tilbudsprisene etter en anbudsrunde ligger innenfor den angitte maksimale investeringsrammen, anbefales det å gjennomføre prosjektet.

I utgangspunktet er lønnsomheten for god til at Enova kan støtte tiltaket. Enova har som nevnt et krav at de skal være utløsende for at prosjektet blir gjennomført, og de har satt visse maksimumskrav til internrente for å kunne gi støtte. Dersom investeringene etter anbudsrunnen viser seg å være høyere enn det som er beregnet tidligere, bør det tas kontakt med Enova for å drøfte mulighetene for et eventuelt tilskudd.

Dersom grunnvannsundersøkelsen viser at en slik løsning ikke kan gjennomføres, bør man gjøre en nærmere vurdering av bergvarmealternativet. Som et siste alternativ, kan det være aktuelt å se nærmere på kollektorløsningen i Lomnessjøen. Det bør da vurderes om kollektoren skal ha omrøringspropell og hvordan dette kan fungere i kalde sjøer som Lomnessjøen. Her bør det undersøkes hvilken effekt påfrysning på kollektoren har på varmeovergangen inn til sirkulert arbeidsmedium i kollektoren.

Dersom det velges å gjennomføre varmpumpeprosjektet, bør det tas en nærmere gjennomgang av løsningen med det NØK kraftlag sammen med kommunen. Varmepumpe, oljekjel og elektrokjele gir et meget fleksibelt system, og det bør være rom for å diskutere hvordan man kan optimalisere elektrisitetsforbruket uten å få for store kostnader til effekt. I realiteten skal det være fullt mulig å koble ut det meste av elektrisiteten til bygningsoppvarming i en krisesituasjon og benytte oljekjelen for oppvarmingen. Dette kvalifiserer til bruk av tariff for fleksibelt forbruk. I SD-anlegget bør det gjøres en vurdering av løsninger for effektstyring for å unngå høye effekttopper.

Referanser

- [1] Standard Norge (2007). NS3031 - Beregning av bygningers energiytelse. Metode og data. Standard Norge
- [2] Standard Norge (2012). NS 3701 - Kriterier for passivhus og lavenergibygninger. Yrkesbygninger. Standard Norge
- [3] NTNU, SINTEF (2007). Enøk i Bygninger, Effektiv energibruk, 3. utgave. Gyldendal Norsk Forlag AS
- [4] Tor Helge Dokka og Käthe Hermstad (2006). Energieffektive boliger for fremtiden - En håndbok for planlegging av passivhus og lavenergiboliger. SINTEF Byggforsk
- [5] Marit Thyholt, Anne G. Lien og Tor Helge Dokka (2001). Kartlegging av mekanisk kjøling i nye kontor- og forretningsbygg. NVE, ENOVA
- [6] Store norske leksikon. (25.11.2011). Hentet 27.02.2013. <http://snl.no/konsesjonsomr%C3%A5de/energiforsyning>.
- [7] Jørn Stene (2001). Varmepumper - Grunnleggende varmepumpeteknikk. SINTEF Energiforskning AS
- [8] Leif I. Stensaas (1996). Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. Skarland Press AS
- [9] David Zijdemans (2012). Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. Skarland Press AS
- [10] Teknisk Ukeblad. (07.04.2009). "Utfasing av oljekjeler kan koste milliarder". Hentet 01.03.2013. <http://www.tu.no/energi/2009/04/07/utfasing-av-oljekjeler-kan-koste-milliarder>.
- [11] Dinside.no. (22.10.2012). "Vil ha forbud mot oljefyring fra 2020". Hentet 01.03.2012. <http://www.dinside.no/904428/vil-ha-forbud-mot-oljefyring-fra-2020>
- [12] Teknisk Ukeblad. (27.03.2009). "– En katastrofe å kaste ut oljekjelene". Hentet 04.03.2013. <http://www.tu.no/energi/2009/03/27/-en-katastrofe-a-kaste-ut-oljekjelene>
- [13] Teknisk Ukeblad. (16.03.2009). "Fjerner oljefyrer for 100 millioner". Hentet 04.03.2013. <http://www.tu.no/energi/2009/03/16/fjerner-oljefyrer-for-100-millioner>

- [14] Kommunal- og Regionaldepartementet. (27.11.2012)“Utfasing av oljefyr”. Hentet 04.03.2013. http://www.regjeringen.no/nb/dep/krd/tema/bolig-_og_bygningspolitikk/byggeskikk-miljo-og-universell-utforming/miljovennlige-boliger-og-bygg/utfasing-av-oljefyr.html?id=513363
- [15] Lovdata (2010). Forskrift om tekniske krav til byggverk (Byggteknisk forskrift, TEK 10)
- [16] Norsk Bioenergiforening og miljøstiftelsen ZERO (2007). Fornybart Oslo - Hvordan bli kvitt oljefyring i Oslo. NoBio, ZERO.
- [17] Rolf Ulseth (2010). TEP13 - Bygningers energiforsyning. Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU
- [18] Enova (2012). Kjøpsveileder utfasing av oljekjel
- [19] Direktoratet for Byggkvalitet (2010). Veiledning om tekniske krav til byggverk.
- [20] www.eblogg.org. "Shuntventiler". Hentet 01.06.2013. <http://www.eblogg.org/shuntventiler/>
- [21] www.dinside.no (99). Spørsmål og svar om strøm". Hentet 01.06.2013. <http://www.dinside.no/2284/sporsmaal-og-svar-om-strom>
- [22] Enova (2010). Hjelp til deg som skal kjøpe væske/vann-varmepumpe.
- [23] International Institute of Refrigeration (Januar 2013). Newsletter - No. 53.
- [24] Jørn Stene (2012). Forelesningsslides TEP4260 – Varmepumper for bygningsklimatisering.
- [25] Jørn Stene (2012). Forelesningsslides TEP16 - Heat pump technology.
- [26] Wikipedia (2013). "Automatic balancing valves". Hentet 06.05.2013. <http://en.wikipedia.org/wiki/Automaticbalancingvalves>
- [27] Ola Jonassen - Internt informasjonsdokument rundt reguleringsystemer for varme- og kjøleanlegg. Asplan Viak / VVS Norplan AS
- [28] Ola Jonassen, Randi Kalskin Ramstad (2012). Rapport fra forprosjekt rundt vurdering av ulike varmepumpeinstallasjoner for Rendalen Kommune. Revisjon B, 22.10.2012. Asplan Viak
- [29] Kristin Fines Ygre (2012). Energianalyse av Rendalen sjukehjem. Prosjekt for energikartlegging og -merking av bygninger. Rendalen kommune.

- [30] Skarland Press (2012). Klimadata M21. Programvare fra Skarland Press. www.skarland.no
- [31] www.lederkilden.no. Hentet (01.06.2013). <http://www.lederkilden.no/oppslag/ordliste/diskont>
- [32] Reidar Muri, teknisk sjef Varmeteknikk AS. Personlig kommunikasjon via e-post februar 2013.
- [33] Jørn Strandvik, vaktmester Rendalen Sykehjem. Personlig kommunikasjon ved befaring og via telefon. Vinter/vår 2013
- [34] Ola Løken, driftsleder Rendalen kommune. Personlig kommunikasjon via telefon. Vår 2013
- [35] ENØK Normtall. Enova-håndbok 2004:2.
- [36] OSO Hotwater AS (2011). Storbredere - El-kjeler, varmevekslere og gasskjeler.
- [37] Karl-Johan Arnesen, teknisk salgssingeniør OSO Hotwater AS. Personlig kommunikasjon via e-post. Vår 2013
- [38] Sturla Johansen, Teknisk salgssingeniør OSO Hotwater AS. Personlig kommunikasjon via e-post. Vår 2013
- [39] TAC AB (2000). TAC 200 - User's Manual.
- [40] Moderne Kjøling AS (19.12.12). "HFK avgifter for 2013". Hentet 19.04.2013. <http://renkulde.no/renkulde/app/artikler/id/e5cf1c78-0ddf-46b2-8f2c-112c72c2b53f>
- [41] TAC, Satchwell (2007). Climatronic CSC 5352 and CSC 5252 Compensator user guide.
- [42] Hamstad A/S (sammensatt fra flere år). Drifts- og vedlikeholdsinstruks for ventilasjonsanlegget ved Rendalen sjukehus.
- [43] AB Micatrone (16.04.2007). Drift- og montasjeinstruks MVP-300. Effekter for 3 kjeler. Serie- og parallellkoblede.
- [44] Henning Stavdal. Ingeniør Automatikk og SD-anlegg Asplan Viak. Personlig kommunikasjon. Vår 2013
- [45] Nord-Østerdal Kraftlag SA. Informasjon hentet mai 2013. <http://www.nok.no/>
- [46] Jo Helge Gilje. Betydningen av god akkumulering. SPG Varmeteknikk AS

- [47] Olav Rådstoga, Senior Sivilingeniør VVS, Energi og Miljø, Asplan Viak. Personlig kommunikasjon via epost. Vår 2013
- [48] Arve Grindal og Bent A. Børresen (1998). Vannbåren Energi. Vannfordeling - regulering. 2. utgave. Techno Consult A/S, Control Engineering, Statsbygg.
- [49] Variant VVS Norge AS. Vannbåren varme i alle typer bygg. 4.0 Regulering. Hentet 19.05.2013. <http://hms.cobuilder.no/doc/variant/pdf/katalog/04-regulering.pdf>
- [50] Ola Jonassen, senioringeniør Asplan Viak. Personlig kommunikasjon. Vinter/vår 2013
- [51] Christian Brennum, SGP varmeteknikk AS. Personlig kommunikasjon via e-post. Vår 2013
- [52] VV Parts AS. Personlig kommunikasjon vår 2013
- [53] VV Parts AS, kontaktsenter. Personlig kommunikasjon via telefon. Vår 2013
- [54] Tor Fjærgård (2010). Bio olje som spisslast. Presentasjon fjernvarmedagen 2010. Eidsiva Bioenergi AS.
- [55] vvsforum.no. Bio-olje som spisslast". Hentet 22.05.2013. <http://www.vvsforum.no/artikkel/6057/bio-olje-som-spisslast.html>
- [56] Unni Berge, Olav Andreas Opdal og Marius Gjerset (2007). Fra fossil fyringsolje til biofyringsolje. ZERO Emission Resource Organisation.
- [57] Gjermund Vittersø. Kurs i varmpumpe som erstatning for oljefyr, som grunnlast i vannbårene systemer. Norsk Kjøleteknisk Forening og Norsk VVS Energi- og Miljøteknisk Forening.
- [58] Morano, Shapiro (2006). Fundamentals og Engineering Thermodynamics, fifth edition. John Wiley and Sons, Inc.
- [59] Enova (2007). Bygningsnettverkets energistatistikk 2006. Enovareport 2007:2
- [60] Metrologisk institutt (2013). Været i Norge, Klimatologisk oversikt, Året 2012. 21.01.2013
- [61] Bjørn Aune. Energi gradtall 2012. Stasjonsnormaler. Meteo Norge
- [62] Per Stykke, avdelingsleder ABK AS. Personlig kommunikasjon via e-post og telefon. Vår 2013

- [63] Bjørn R. Sørensen. Forelesningsnotater. SMN 6194 Varmelære. Varmetransport. Høgskolen i Narvik
- [64] NVE (2011). Kostnader ved produksjon av kraft og varme. Håndbok nr 1/2011.
- [65] Software: Coolpack (2013)
- [66] Tommy Söderlundh, Teknikkinformatør Osby Parca. Personlig kommunikasjon vår 2013
- [67] Enova (2013). Program varmesentral Bygg". Hentet 01.06.2013.<http://www.enova.no/finansiering/naring/programtekster/program-varmesentral-bygg/245/289/>
- [68] . Enova (2013). Investeringskalkulator. <http://beregning.enova.no/applicant/newapplication.asp>
- [69] Tekniske Nyheter DA (30.05.2013). Energirapporten. Årgang 10. Nummer 19.

Vedlegg

A Prosjektbeskrivelse Rendalen sykehjem

Beskrivelse av leveransen

Prosjektering av varmepumpeanlegg ved Rendalen sjukehjem. Årlig effektbehov for varmesentralen er 1,4 mill. kwh.

Innsparing av energi må ligge på minimum 750 000 kwh

Det må kunne leveres prosjektering og byggeledelse av alle fag tilknyttet anskaffelsen.

Varmepumpeanlegg med uttak av sjøvarme ved bruk av sjøkollektorer i Lomnessjøen(ferskvann)

Det foreligger temperatur målinger for anbefalt opptakspunkt på ca 18m dyp. Målinger utført av NVE i 1972, -73, -74, - 75, -76. Oppfølgende målinger foretas i januar 2012 av byggherre.

Det eksisterer egnet rom for plassering av pumper. Eksisterende fyrrom skal benyttes til varmedistribusjon og levering av spisslast.

Lengde ledning til varmepumperom: ca 310m i sjø, ca 450m på land.

I tillegg til varmepumpeanlegg skal det prosjekteres komplett SD anlegg for temperaturstyring i byggene som er tilsluttet varmesentralen.

Ferdig prosjektert anlegg må leveres innen 1 md etter tildeling.

Kartskisse over energioptak og mulig framføringsvei av opptatt energi er vedlagt.(vedlegg 2)

B Ispropellalternativ 1 for sjøvannskollektor

Teknisk specifikation

Dränkbar omrörare S 4610, 50 Hz





S 4610

Produkt

Direktdriven omrörare med tvåbladig propeller avsedd för omrörning av vätska och slam innehållande fibrer och fasta partiklar. Omröraren är konstruerad för att arbeta helt nedsänkt i vätskan.

Beteckning

Produktkod 4610.410
 Installation Gejdrör
 Bygelsystem
 System med bottenfäste

Processdata

Vätsketemperatur max +40° C
 Nedsänkingsdjup max 20 m
 Vätskans pH-värde pH 1 - 12
 Vätskans viskositet max 5000 cp

Motordata

Frekvens 50 Hz
 Isolationsklass F (+155° C)
 Spänningsvariation
 - kontinuerlig drift max ± 5%
 - intermittent drift max ± 10%
 Spänningsobalans mellan faser max 2%
 Antal starter/h max 30

Kabel

Direktstart
 SUBCAB® 4x1,5+2x1,5 mm²

Övervakningsutrustning

Termokontakter öppningstemp. 140° C

Material

Statorhus Rostfritt stål
 Axel Rostfritt stål
 Oljehus Vinylesterbaserad SMC
 Strålring Rostfritt stål

Propeller

Vinkel	ASTM 316 L
7°	•
13°	•

O-ring

Alternativ	Material
1	Nitrilgummi
2	Fluorgummi

Mekaniska plantätningar (Plug-in™)

Alternativ	Inre tätning	Yttre tätning
1	Aluminium oxid/ Korrosionsbeständig hårdmetall	Korrosionsbeständig hårdmetall
2	Korrosionsbeständig hårdmetall / Korrosionsbeständig hårdmetall	Kiselkarbid/Kiselkarbid
3	Aluminium oxid/Kol	Aluminium oxid/ Korrosionsbeständig hårdmetall

Ytbehandling

Detaljer av rostfritt stål blästrade till en matt, grå yta.

Vikt

Se måttitning.

Motormärkning

Märkeffekt, kW	Märkström, A	Startström, A	Effektfaktor cos φ	Explosionskyddad version finns
400 VY, 50 Hz, 3 ~, 1430 r/min				
0,90	3,4	16	0,59	Ja

Prestanda

Propeller-kod	Fdragkraft N	P _{in} kW	F _{thrust} N	P _{in} kW
	Med strålring(J)		Utan strålring(F)	
042107SX	90	0,70	110	0,75
042113SX	215	1,00	225	1,25

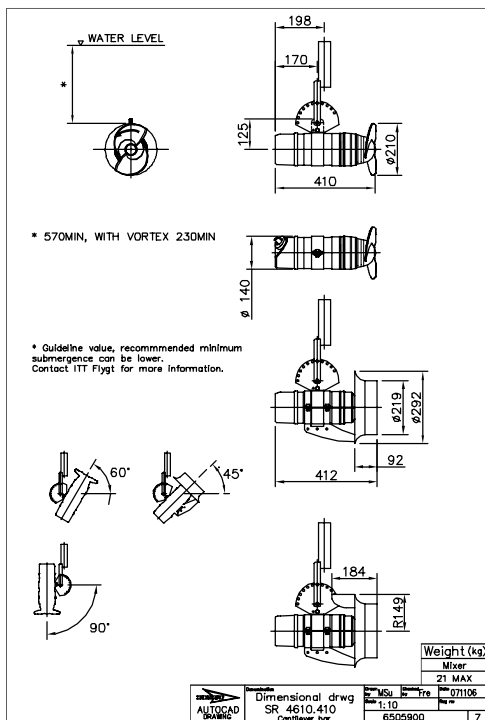
Förklaring till 8-siffrig propellerkod:
 siffror nr 1 och 2 - Motorns poltal,
 siffror nr 3 och 4 - Propellerdiameter,
 siffror nr 5 och 6 - Propellerblads vinkel,
 siffror nr 7 - Propellermaterial,
 bokstav nr 8 - J=med strålring, F=utan strålring

Dimensionsritningar

Alla ritningar är tillgängliga som Acrobat dokument (.pdf) och AutoCad ritning (.dwg). Ladda ned ritningarna från www.flygt.se eller kontakta din ITT Flygt representant för mer information.

Alla dimensioner är i mm

Bygelsystem



Option

4610.490

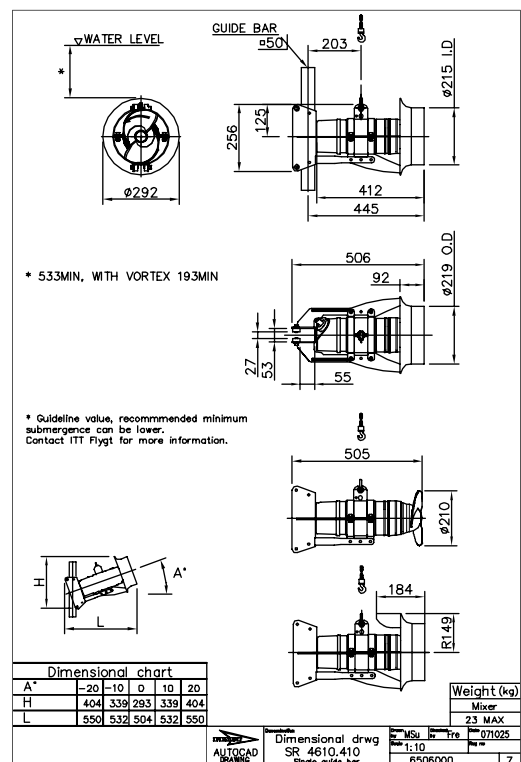
Explosionsskyddad version

Varmvattenutförande på begäran

Tillbehör

Gejdsystem, lyftutrustning och andra mekaniska tillbehör. Elektriska tillbehör såsom start- och larmutrustning. Se separat broschyr eller www.flygt.se, för ytterligare information.

Enkelgejdrörssystem





www.flygt.se

C Ispropellalternativ 2 for sjøvannskollektor

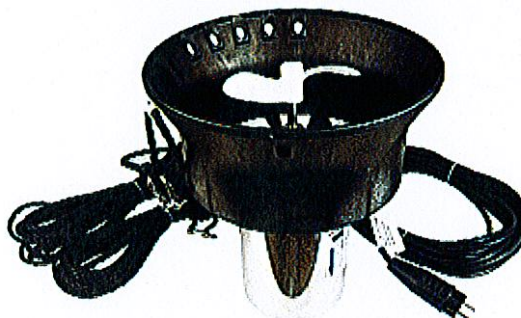
PRODUKT Info[TILBUDSTORGET](#)[KLÆR OG VESTER](#)[PROPELLER](#)[ANKERVINSJER](#)[BAUGPROPELL](#)[BÅTVARME](#)[TRIMPLAN](#)[ELEKTRISK Utstyr](#)[NAVIGASJON/
ELEKTRONIKK](#)[PENTRY Utstyr](#)[VVS Utstyr](#)[VENTILASJON
LUKER PORTLIGHTS](#)[MOTOR/KONTROLL
STOLER OG RATT](#)[FORTØYNING
Utstyr](#)[FOR DAMENE](#)[FRITIDS Utstyr](#)[LÅSER/BESLAG](#)[FLAGGING](#)[OPPLAGSUTSTYR](#)

Presenningsstativ
Krybber
Ispropell
Avfukter
Vinsjer

[TEAK OG GAVER](#)[VEDLIKEHOLD](#)[SIKKERHET Utstyr](#)[PÅHENG Utstyr](#)[BADETRAPP/
DAVITER](#)[BÅTER](#)[DIVERSE](#)[TIL YRKESBÅTER](#)

Lurer du på noe? Du kan ringe oss. Tlf. 90013438
Man-tirs. 9-15 Tor-fre. 9-15

Ispropell



Ispropell

Isfri havn med ispropell. Kraftig amerikanskprodusert undervannspropell som holder det isfritt i et område på ca. 25 kvm, ved at den kontinuerlig fører vann opp mot overflaten. Perfekt under båter i havn eller til fiskeoppdrettsanlegg. Kraftig motorhus i rustfritt stål og propellskjerm laget i slagfast plast sikrer høyeste styrke. Propellskjermen er utformet slik at gjenstander ikke kommer gjennom og ødelegger propellen. Ispropellen er beregnet på bruk i saltvann, og er så robust og driftssikker at den kan stå på kontinuerlig. Enkel å installere og sette igang for en person alene. Vedlikeholdsfri 220Volt motor på 0,75 hk(560 watt). Innebygget autostopp ved overoppheting og automatisk restart. Justerbart oppheng slik at ønsket arbeidsvinkel oppnås. Ved å la propellen henge på skrå, blir det isfrie området ovalt.

Spenning: 220 Volt**Effekt:** 560Watt**Område:** Dekker 25 kvm.**Art.nr. 1348, Ispropell**

Veiledende pris : kr 7 200.00

Vår pris : kr 4 500.00**Du sparer : kr 2 700.00**

1

[Kjøp](#)[+ Legg til produkthanmeldelse](#)

Det finnes ingen produkthanmeldelser på denne varen.



Akkurat nå er det 22 brukere online i nettbutikken.

nettbåt leverer kvalitetsutstyr til rimelige priser
..et hav av båtutstyr

Forbehold om feil i bilder og skrift..

(c) 2005 Nettbåt med alle rettigheter.

Varesøk

Dine fores

Du har Inge dine foresp

Handlekur

Du har Inge handlekurv

Siste nytt[24.09.08]
Ny rimelig davit[06.02.08]
TcNano Gel behandling[03.03.07]
Sikkerhets Brygge**Nyhetsbre**

Meld inn

 Meld u**Nye produ**Stålvask ru
Ø300mmStålvask ru
mmSnap Davit,
gummiputeAnode Merc
Alpha/BravAnode Merc
Bravo I/II/I**Bestselger**Defroster L
60mmTcNano Gel
Rengjøring
forsegling

Frakt 2-10K

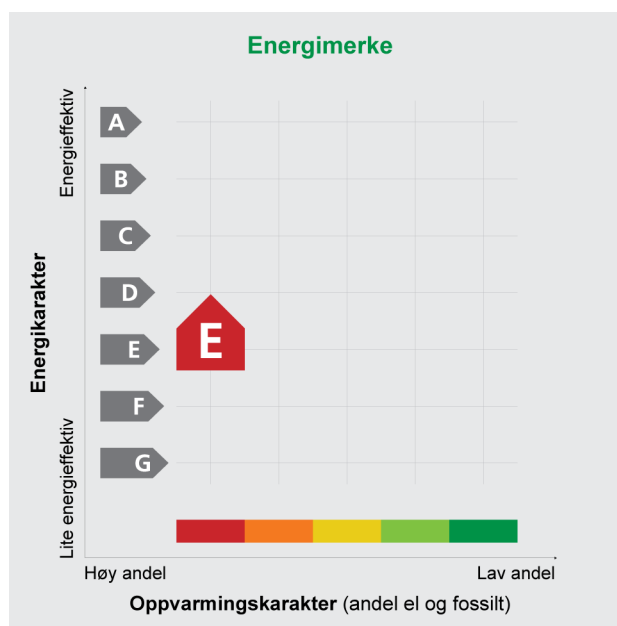
Poleringsm

Whale feste
15mm doblBomull-trek
Poleringsm
art.nr.1130Svamppute
Poleringsm
art.nr.1130Whale feste
15mm enke

D Energiattest for Rendalen sykehjem

ENERGIATTEST

Adresse	OTNES SØNDRE
Postnr	2485
Sted	RENDALEN
Leilighetsnr.	
Gnr.	15
Bnr.	1
Seksjonsnr.	
Festenr.	
Bygn. nr.	15418346
Bolignr.	
Merkenr.	A2013-287001
Dato	24.01.2013



Eier	RENDALEN KOMMUNE
Innmeldt av	Prosjekt for energikartlegging og -merking av bygninger v/ Kristin Fines Ygre

Energiattesten er bekreftet og offisiell. Bygningens eierforhold er ikke bekreftet fra Matrikkelen

Energimerket angir bygningens energistandard. Energimerket består av en energikarakter og en oppvarmingskarakter, se figuren. Energimerket symboliseres med et hus, hvor fargen viser oppvarmingskarakter, og bokstaven viser energikarakter.

Energikarakteren angir hvor energieffektiv bygningen er, inkludert oppvarmingsanlegget. Energikarakteren er beregnet ut fra den typiske energibruken for bygningstypen. Beregningene er gjort ut fra normal bruk ved et gjennomsnittlig klima. Det er bygningens energimessige standard og ikke bruken som bestemmer energikarakteren. A betyr at bygningen er energieffektiv, mens G betyr at

bygningen er lite energieffektiv. En bygning bygget etter byggeforskriftene vedtatt i 2007 vil normalt få C.

Oppvarmingskarakteren forteller hvor stor andel av oppvarmingsbehovet (romoppvarming og varmtvann) som dekkes av elektrisitet, olje eller gass. Grønn farge betyr lav andel el, olje og gass, mens rød farge betyr høy andel el, olje og gass. Oppvarmingskarakteren skal stimulere til økt bruk av varmepumper, solenergi, biobrensel og fjernvarme.

Om bakgrunnen for beregningene, se www.energimerking.no

Målt energibruk: 1 335 595 kWh pr. år

Målt energibruk er gjennomsnittet av hvor mye energi bygningen har brukt de siste tre årene. Det er oppgitt at det i gjennomsnitt er brukt:

908 204 kWh elektrisitet	0 kWh fjernvarme
42 315 liter olje/parafin	0 Sm ³ gass
0 kg bio (pellets/halm/flis)	0 kWh annen energivare

Hvordan bygningen benyttes har betydning for energibehovet

Energi behovet påvirkes av hvordan man benytter bygningen, og kan forklare avvik mellom beregnet energibehov og målt energibruk. Gode energivaner bidrar til at energibehovet reduseres. Energi behovet kan også bli lavere enn normalt dersom:

- deler av bygningen ikke er i bruk,
- færre personer enn det som regnes som normalt bruker bygningen, eller
- den ikke brukes hele året.

Gode energivaner

Ved å følge enkle tips kan du redusere bygningens energi-behov, men dette vil ikke påvirke bygningens energimerke.

Energimerket kan kun endres gjennom fysiske endringer på bygningen.

Eksperten har ikke angitt tips til brukervaner

Mulige forbedringer for bygningens energistandard

Ut fra opplysningene som er oppgitt om bygningen, og beste skjønn fra den som har utført energimerkingen, anbefales følgende energieffektiviserende tiltak. Dette er tiltak som kan gi bygningen et bedre energimerke.

Noen av tiltakene kan i tillegg være svært lønnsomme. Tiltakene bør spesielt vurderes ved modernisering av bygningen eller utskifting av teknisk utstyr.

Tiltaksliste: Se vedlegg 1 til energiattesten

Det tas forbehold om at tiltakene er foreslått ut fra de opplysninger som er gitt om bygningen. Fagfolk bør derfor kontaktes for å vurdere tiltakene nærmere.

Eventuell gjennomføring av tiltak må skje i samsvar med gjeldende lovverk, og det må tas hensyn til krav til godt inn klima og forebygging av fuktskader og andre byggskader.

For ytterligere råd og veiledning om effektiv energibruk, vennligst se naring.enova.no eller ring Enova svarer på tlf. 08049.

Bygningsdata som er grunnlag for energimerket

Energimerket og andre data i denne attesten er beregnet ut fra opplysninger som er gitt av bygningseier da attesten ble registrert. Nedenfor er en oversikt over oppgitte opplysninger, som bygningseier er ansvarlig for.

Der opplysninger ikke er oppgitt, brukes typiske standardverdier for den aktuelle bygningstypen. For mer informasjon om beregninger, se www.energimerking.no/beregninger

Bygningskategori: SYKEHJEM
Bygningstype: SYKEHJEMSBYGNING
Byggeår: 1959
BRA: 4359,0

Programvare: Denne attesten er utstedt basert på opplasting av beregninger utført med programmet SIMIEN - 5.014

For oversikt over bygnings-/beregnings-data, se vedlegg 2

Oppgitte opplysninger om bygningen kan finnes ved å gå inn på www.energimerking.no, og logge inn via MinID/Altinn. Dette forutsetter at du er registrert som eier av denne bygningen i matrikkelen, eller har fått delegert tillatelse til å gå inn på energiattesten. For å se detaljer må du velge "Gjenbruk" av aktuell attest

under Offisielle energiattester i skjermbildet "Adresse". Bygningseier er ansvarlig for at det blir brukt riktige opplysninger. Eventuelle gale opplysninger må derfor tas opp med selger eller utleier da dette kan ha betydning for prisfastsettelsen. Eier kan når som helst lage en ny energiattest.

Om energimerkeordningen

Norges vassdrags- og energidirektorat er ansvarlig for energimerkeordningen. Energimerket beregnes på grunnlag av oppgitte opplysninger om bygningen. For informasjon som ikke er oppgitt, brukes typiske standardverdier for den aktuelle bygningstypen fra tidsperioden den ble bygd i. Beregningsmetodene for energikarakteren baserer seg på NS 3031 (www.energimerking.no/NS3031)

NVE samarbeider med Enova om rådgivning knyttet til energimerkeordningen. Spørsmål om energi-

attesten, energimerkeordningen eller gjennomføring av energieffektivisering og tilskuddsordninger kan rettes til Enova svarer på tlf. 08049, eller svarer@enova.no

Plikten til energimerking er beskrevet i energimerkeforskriften, vedtatt desember 2009, og sist endret i januar 2012.

Nærmere opplysninger om energimerkeordningen kan du finne på www.energimerking.no

Tiltaksliste: Vedlegg til energiattesten**Attesten gjelder for følgende eiendom (Vedlegg 1)**

Adresse: OTNES SØNDRE

Gnr: 15

Postnr/Sted: 2485 RENDALEN

Bnr: 1

Dato: 24.01.2013 12:35:17

Seksjonsnr:

Energimerkenummer: A2013-287001

Festenr:

Bygnnr: 15418346

Ansvarlig for energiattesten: RENDALEN KOMMUNE

Energimerking er utført av: Prosjekt for energikartlegging og -merking av bygninger v/ Kristin Fines Ygre

Generell informasjon

Tiltak er beskrevet i egen rapport.

Bygningsdata: Vedlegg til energiattesten

Attesten gjelder for følgende eiendom (Vedlegg 2)

Adresse: OTNES SØNDRE
 Postnr/Sted: 2485 RENDALEN
 Dato: 24.01.2013 12:35:17
 Energimerkenummer: A2013-287001

Gnr: 15
 Bnr: 1
 Seksjonsnr:
 Festen:
 Bygnnr: 15418346

Ansvarlig for energiattesten: RENDALEN KOMMUNE
 Energimerking er utført av: Prosjekt for energikartlegging og -merking av bygninger v/ Kristin Fines Ygre

Enhet	Inngangsverdi
Dato for måling av lekkasjetall (en forutsetning for å kunne få karakter A)	
Eventuell varmekilde for varmepumpe og fordeling	
Henvising til dokumentasjon for inndata eller begrunnelse for avvik fra normative tillegg til NS 3031 eller andre forhold vedr. beregningene.	
Bygningskategori	SYKEHJEM
Bygningskategori-Id (NVE-Id)	8
Bygningstype	SYKEHJEMSBYGNING
Byggeår	1959
Areal yttervegger	1711 m ²
Areal tak	2457 m ²
Areal gulv	2352 m ²
Areal vinduer, dører og glassfelt	434 m ²
Oppvarmet BRA	4359 m ²
Totalt BRA	4359 m ²
Oppvarmet luftvolum	10922 m ³
U-verdi for yttervegger	0,39 W/(m ² ·K)
U-verdi for tak	0,21 W/(m ² ·K)
U-verdi for gulv	0,25 W/(m ² ·K)
U-verdi for vinduer, dører og glassfelt	1,81 W/(m ² ·K)
Arealandel for vinduer, dører og glassfelt	10,0 %
Normalisert kuldebroverdi	0,17 W/(m ² ·K)
Normalisert varmekapasitet	74,8 Wh/(m ² ·K)
Lekkasjetall	3,51 l/h
Temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner	59 %
Estimert årgjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner pga. frostsikring	59 %
Spesifikk vifteeffekt (SFP) relatert til luftmengder i driftstiden	4,43 kW/(m ³ /s)
Spesifikk vifteeffekt (SFP) relatert til luftmengder utenfor driftstiden	0,00 kW/(m ³ /s)
Gjennomsnittlig spesifikk ventilasjonsluftmengde i driftstiden	3,9 m ³ /(m ² ·h)
Årgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for oppvarmingssystemet	82 %
Installert effekt for romoppvarming og ventilasjonsvarme (varmebatteri)	188 W/m ²
Settpunkt-temperatur for oppvarming i driftstiden	21,0 °C
Årgjennomsnittlig kjølefaktor for kjølesystemet	250 %

Bygningsdata: Vedlegg til energiattesten

Settpunkt-temperatur for kjøling	22,0 °C
Installert effekt for romkjøling og ventilasjonskjøling	0 W/m ²
Spesifikk pumpeeffekt oppvarming (SPP)	0,50 kW/(l/s)

Driftstider, antall timer i døgn med drift

Driftstid ventilasjon	16 h
Driftstid oppvarming	16 h
Driftstid kjøling	24 h
Driftstid lys	16 h
Driftstid utstyr	16 h
Driftstid varmtvann	16 h
Driftstid personer	24 h

Spesifikt effektbehov for belysning i driftstiden	8,00 W/m ²
Spesifikt varmetilskudd fra belysning i driftstiden	8,00 W/m ²
Spesifikt effektbehov for utstyr i driftstiden	4,00 W/m ²
Spesifikt varmetilskudd fra utstyr i driftstiden	4,00 W/m ²
Spesifikt effektbehov for varmtvann i driftstiden	5,10 W/m ²
Spesifikt varmetilskudd fra varmtvann i driftstiden	0,00 W/m ²
Spesifikt varmetilskudd fra personer i driftstiden	3,00 W/m ²
Total solfaktor for vindu og solskjerming (Ø/S/V/N)	0,21
Gjennomsnittlig karmfaktor	0,37
Solskjermingsfaktor pga. horisont, nærliggende bygninger, vegetasjon og eventuelle bygningsutspring	0,43
Oppvarmingssystem(er)	Direkte elektrisk; Olje;
Varmefordelingssystem	Vannbåren oppvarming;
Manuell eller automatisk solskjerming	MANUELL

Andeler og årgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert elektrisitet

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av elektrisk varmesystem (er)	0,60
Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av varmepumpe	0,00
Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av solfangeranlegg	0,00
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av elektrisk varmsystem(er)	0,60
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av elektrisk varmepumpe	0,00
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av solfangeranlegg	0,00
Årgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for elektrisk varmesystem	0,86
Årgjennomsnittlig effektfaktor for varmepumpeanlegg	2,10
Årgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for termisk solfangeranlegg (termisk)	9,00

Andeler og årgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert olje

Bygningsdata: Vedlegg til energiattesten

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av et oljebasert varmesystem	0,40
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av et oljebasert varmesystem	0,40
Årsgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for det oljebaserte varmesystemet.	0,77

Andeler og årsgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert gass

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av et gassbasert varmesystem	0,000
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av et gassbasert varmesystem	0,00
Årsgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for det gassbaserte varmesystemet.	0,85

Andeler og årsgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert fjernvarme

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av fjernvarmebasert varmesystem	0,000
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av fjernvarmebasert varmesystem	0,00
Årsgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for det fjernvarmebaserte varmesystemet.	0,90

Andeler og årsgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert biobrensel

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av biobrenselbasert varmesystem	0,00
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av biobrenselbasert varmesystem	0,00
Årsgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for det biobrenselbaserte varmesystemet.	0,77

Andeler og årsgjennomsnittlige systemvirkningsgrader for beregning av levert annen energivare

Andel av netto energibehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme som dekkes av varmesystem basert på andre energivarer	0,00
Andel av netto energibehov for oppvarming av tappevann som dekkes av varmesystem basert på andre energivarer	0,00
Årsgjennomsnittlig systemvirkningsgrad for varmesystem for andre energibærere	0,98

Klimastasjon / kilde	Tromsø (MeteoNorm)
Dato for beregning	24.1.2013

Beregningsprogram

Navn programvare	SIMIEN
Versjon	5,014
Produsent / leverandør	ProgramByggerne
Beskrivelse: Månedsberegning / timesberegning / dynamisk	Dynamisk timesberegning

Energirådgiver

Firma	Prosjekt for energikartlegging og -merking av bygninger
Navn person	Kristin Fines Ygre

Bygningsdata: Vedlegg til energiattesten**Beregningsresultater som er input til attestgenerator i EMS**

Beregnet levert energi ved normalisert klima	1645242 kWh/år
Beregnet spesifikk levert energi ved normalisert klima	377,0 kWh/(m ² -år)
Beregnet levert energi til oppvarming og varmtvann ved normalisert klima	1212384 kWh/år
Beregnet spesifikk levert energi ved lokalt klima	448,5 kWh/(m ² -år)
Beregnet levert energi ved lokalt klima	1954944 kWh/år

Målt energibruk (levert energi) pr. år, gjennomsnitt for siste tre år.

Elektrisitet	908204 kWh/år
Olje	42315 liter/år
Gass	0,0 Sm ³ /år
Fjernvarme	0 kWh/år
Biobrensel	0 kg/år
Annen energivare	0 kWh/år
Totalt	1335595 kWh/år

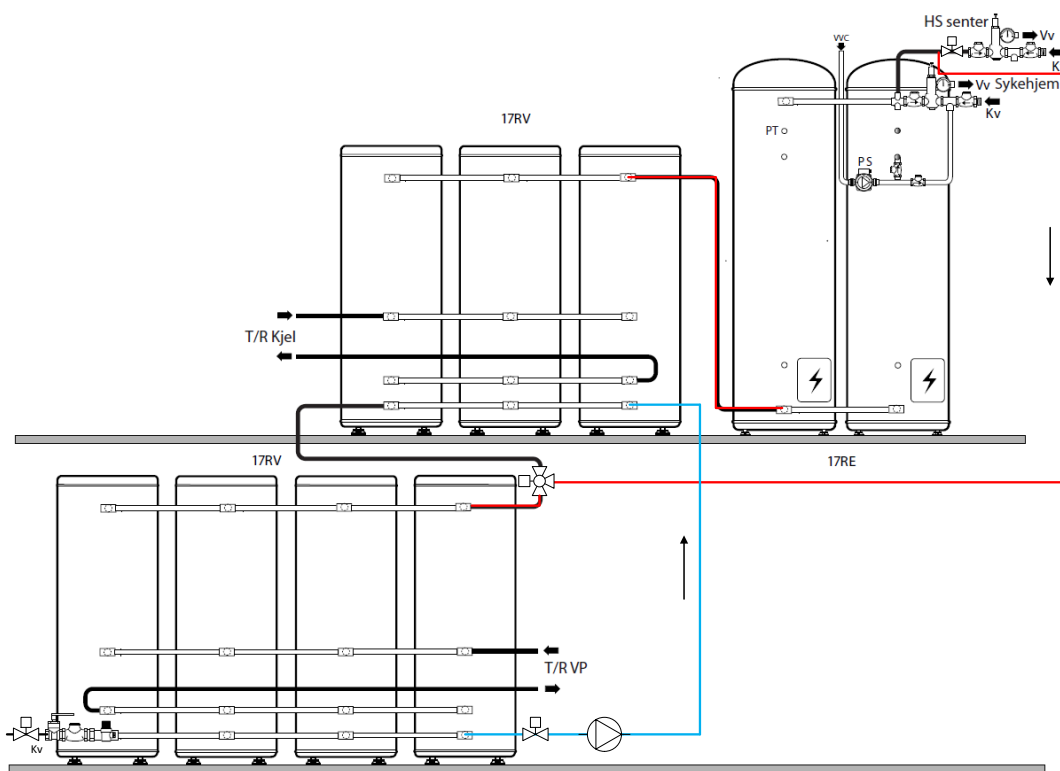
Beregnet levert energi ved normalklima

Elektrisitet	1127798 kWh/år
Olje	517444 kWh/år
Gass	0 kWh/år
Fjernvarme	0 kWh/år
Biobrensel	0 kWh/år
Annen energivare	0 kWh/år
Totalt	1645242 kWh/år

Sum andel elektrisitet, olje og gass	100 %
--------------------------------------	-------

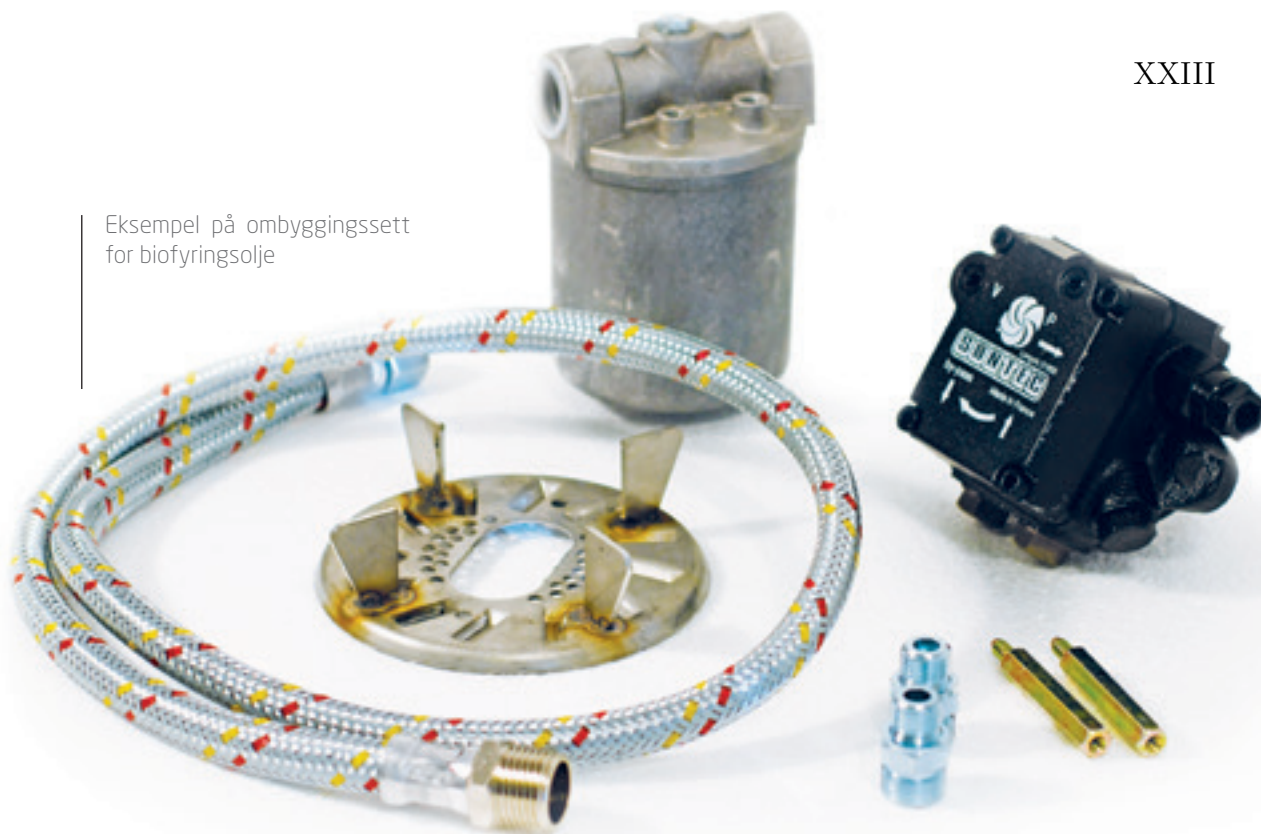
E OSO BEREDERSYSTEM M/ OPPVARMING AV FORVARMEBEREDEREXX

**E OSO beredersystem m/ oppvarming av for-
varmeberedere**



F Utsnitt fra Riellos brosjyre om oljebrennere

Eksempel på ombyggingssett
for biofyringsolje



■ Biofyringsolje ombyggingssett for lettoljebrennere

Selv uten konvertering kan et fyringsanlegg bruke vanlig fyringsolje med 5 % innblanding av bioolje. Dette kan i mange tilfeller lett økes til 30 % innblanding. Overgang til 100 % bioolje krever noen få tekniske tiltak, som utskifting av visse komponenter og deler, samt justeringer, som uansett må gjøres på alle fyringsanlegg med jevne mellomrom. Dette kan du oppnå uten ytre arbeider eller bygningsmessige endringer. De fleste av våre lettoljebrennere kan bygges om for miljøvennlig brenning. Enten du har en Riello lettoljebrenner fra før, eller du kjøper ny, finnes det enkle ombyggingssett, til mange av dem. Se liste og varenummer under.

Ombyggingssett til:

Riello Gulliver RG0.1R	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG0.1	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG0	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG1	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG1RK	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG2	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG3	Varenr: 3002747
Riello Gulliver RG4S	Varenr: 20039810
Riello Gulliver RG5D	Varenr: 20039811
Riello RL 34	Varenr: 20039806
Riello RL 44	Varenr: 20039808
Riello RL 50	Varenr: 20039814
Riello RL 70	Varenr: 20039818

Riello RL 100	Varenr: 20039820
Riello RL 130	Varenr: 20039820
Riello RL 190	Varenr: 20046126
Riello RL 300	Varenr: 20046126
Riello RL 400	Varenr: 20046126
Riello RL 28/M	Varenr: 20046129
Riello RL 38/M	Varenr: 20046120
Riello RL 50/M	Varenr: 20046120
Riello RL 70/M	Varenr: 20046121
Riello RL 100/M	Varenr: 20046121
Riello RL 130/M	Varenr: 20046121
Riello RL 190/M	Varenr: 20046126

G Kalkulert Enovastøtte Grunnvann

Utbetalinger i driftsfase					
Utbetalinger til energi					
Varmeanlegg	Levert energi (kWh/år)	Energipris (øre/kWh)	Virkningsgrad/COP	Utbetaling (kr)	XXV
Värmepumpe vann-vann	1 305 000	48,78	2,60	244 838	
Oljekjel etter 1992	94 500	57,82	0,90	60 713	
Elkjel	30 000	48,78	0,97	15 087	
Årlige utgifter til energi (kr)				320 638	
Utbetalinger til drift og vedlikehold					
<i>Årlige utbetalinger til drift og vedlikehold er fastsatt til 3 % av investeringskostnad</i>					
Årlige utbetalinger til drift og vedlikehold (kr)				42 000	
Sum årlige utbetalinger (kr)				362 638	

Innbetalinger i driftsfase					
Innbetalinger - alternativ energikostnad					
Alternativ energikostnad er beregnet ut i fra Elektrisitet som alternativt brensel					
	Levert energi (kWh/år)	Energipris (øre/kWh)	Virkningsgrad		
	1 429 500	48,78	0,97		
Sum årlige innbetalinger - alternativ energikostnad (kr)					718 876
Innbetalinger varmesalg					
	Varmesalg (kWh/år)	Salgspris varme (øre/kWh)			
	0,00	48,78			
Sum årlige innbetalinger - varmesalg (kr)					0
Sum årlige innbetalinger (kr)					718 876

Netto innbetalinger i driftsfase (kr)	356 239
--	----------------

Utbetaling til investeringer (kr)	1 400 000
--	------------------

Investeringsanalyse - nettonåverdimetode					
Forutsetninger					
Økonomisk levetid (år)		15			
Avkastningskrav/diskonteringsrente (%)		4,8			
Prosjektdata uten støtte	Internrente (%)		28,37 %	Netto nåverdi (kr)	2 438 092
Fornybar energileveranse (kWh/år)					802 575
Fornybar energileveranse (kWh/år)/maksimalt støttenivå (kr)				Prosjektet er lønnsomt uten støtte	
* Støtte som kan tilbys prosjektet (kr)				Prosjektet er lønnsomt uten støtte	
Prosjektdata med støtte	Internrente (%)		28,37 %	Netto nåverdi (kr)	2 438 092
*Nedre grense for fornybart energiutbytte er 1,25 kWh/støttekrone. Støtte som kan tilbys avkortes i henhold til dette. Mottas annen offentlig støtte kan dette ha betydning for det støttebeløpet som kan tilbys fra Enova.					

Nøkkeldata	
Varmeanlegget	
Varmeanleggets dimensjonerende effekt (kW)	620
Samlet varmeløp (kWh/år)	1 429 500
Beregnet brukstid	2 306
Byggdata	
Samlet oppvarmet areal (m ²)	5 600
Samlet varmebehov (kWh)	1 400 000
Spesifikt varmebehov (kWh/m ²)	250

H Kalkulert Enovastøtte Bergvarme

Utbetalinger i driftsfase					
Utbetalinger til energi					
Varmeanlegg	Levert energi (kWh/år)	Energipris (øre/kWh)	Virkningsgrad/COP	Utbetaling (kr)	XXVII
Värmepumpe vann-vann	1 305 000	48,78	2,60	244 838	
Oljekjel etter 1992	94 500	57,82	0,90	60 713	
Elkjel	30 000	48,78	0,97	15 087	
Årlige utgifter til energi (kr)					320 638
Utbetalinger til drift og vedlikehold					
<i>Årlige utbetalinger til drift og vedlikehold er fastsatt til 3 % av investeringskostnad</i>					
Årlige utbetalinger til drift og vedlikehold (kr)					172 950
Sum årlige utbetalinger (kr)					493 588

Innbetalinger i driftsfase					
Innbetalinger - alternativ energikostnad					
Alternativ energikostnad er beregnet ut i fra Elektrisitet som alternativt brensel					
	Levert energi (kWh/år)	Energipris (øre/kWh)	Virkningsgrad		
	1 429 500	48,78	0,97		
Sum årlige innbetalinger - alternativ energikostnad (kr)					718 876
Innbetalinger varmesalg					
	Varmesalg (kWh/år)	Salgspris varme (øre/kWh)			
	0,00	48,78			
Sum årlige innbetalinger - varmesalg (kr)					0
Sum årlige innbetalinger (kr)					718 876

Netto innbetalinger i driftsfase (kr)	225 289
--	----------------

Utbetaling til investeringer (kr)	5 765 000
--	------------------

Investeringsanalyse - nettonåverdimetode					
Forutsetninger					
Økonomisk levetid (år)		15			
Avkastningskrav/diskonteringsrente (%)		4,8			
Prosjektdata uten støtte	Internrente (%)		-6,37 %	Netto nåverdi (kr)	-3 337 754
Fornybar energileveranse (kWh/år)					802 575
Fornybar energileveranse (kWh/år)/maksimalt støttenivå (kr)					0,24
* Støtte som kan tilbys prosjektet (kr)					642 060
Prosjektdata med støtte	Internrente (%)		-5,07 %	Netto nåverdi (kr)	-2 695 694
*Nedre grense for fornybart energiutbytte er 1,25 kWh/støttekrone. Støtte som kan tilbys avkortes i henhold til dette. Mottas annen offentlig støtte kan dette ha betydning for det støttebeløpet som kan tilbys fra Enova.					

Nøkkeldata	
Varmeanlegget	
Varmeanleggets dimensjonerende effekt (kW)	620
Samlet varmeløp (kWh/år)	1 429 500
Beregnet brukstid	2 306
Byggdata	
Samlet oppvarmet areal (m ²)	5 600
Samlet varmebehov (kWh)	1 400 000
Spesifikt varmebehov (kWh/m ²)	250