

Høytemperatur varmepumpe for redusert energibruk i næringsmiddelbedrift

Jakob Aarekol

Produktutvikling og produksjon
Innlevert: juni 2018
Hovudrettleiar: Trygve Magne Eikevik, EPT

Noregs teknisk-naturvitskaplege universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2018-02

MASTEROPPGAVE

for

Student Jakob Aarekol

Våren 2018

Høytemperatur varmepumpe for redusert energibruk i en næringsmiddelbedrift

High temperature heat pump for reduced energy consumption in a factory for sweets

Bakgrunn og målsetting

Brynild Gruppens fabrikk i Fredrikstad produserer bl.a. sjokolade, godteri og nøtter. Fabrikken har ett årlig energibruk på ca. 12 GWh. I fabrikken er det ett stort potensiale til å redusere energibruken. Det har vært flere undersøkelser av energibruken både gjennom konsulentselskap og oppgaver ved Høgskolen i Østfold.

I denne oppgaven skal det utarbeides forslag til ulike løsninger for oppvarming og kjøling av enkeltprosesser basert på kartleggingen av energiflyten i fabrikken fra prosjektoppgaven. Kartleggingen fra prosjektet har vist at det er ett stort potensiale til å utnytte overskuddsvarme fra oppvarming, tørking og kjølesystemet. Fabrikken bruker i hovedsak damp i sine prosesser, hvor største delen av oppvarmingsbehovet ligger under 80°C. I tillegg bør de tørketekniske prosesser kartlegges for å se på integrering av behovet for oppvarming og kjøling i forbindelse med tørking.

Målsettingen med oppgaven er å forslå ulike tiltak for å redusere energibruken i Brynild Gruppen sin fabrikk i Fredrikstad.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudie av ulike energisparetiltak i næringsmiddelbedrifter
2. Undersøke energibruk og prosess for tørker brukt i fabrikken
3. Basert på kartlegging av energistrømmer, temperaturnivå fra prosjektoppgaven skal det utarbeides forslag til endring i oppvarming og kjølesystem, deriblant se på muligheten for integrering av høytemperatur varmepumpe i energisystemet
4. Gjennomføre beregninger av de energibesparende tiltak og utarbeide kostnadsestimater for gjennomføring
5. Utarbeide utkast til «Paper» basert på hovedresultatene fra masteroppgaven
6. Utarbeide forslag til videreføring i en ny oppgave

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 prosessteknikk.

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

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format på en memory stick ved innlevering av oppgaven.

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

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 15. januar 2018



Trygve M. Eikevik, professor
Faglig ansvarlig/veileder

Medveiledere:

Jørn Stene, COWI AS/NTNU, e-post: JOST@cowi.com

Thomas Lund, COWI AS,

Føreord

Masteroppgåva markerer slutten på to års studietid ved Institutt for Energi og Prosessteknikk. Oppgåva er utført i samarbeid med Brynild-Gruppen. Det har vore ein lærerik prosess som har gitt innsikt i industriell godteri-produksjon i tillegg til det faglege temaet.

Arbeidet har involvert fleire av dei tilsette ved fabrikk som villig har brukt tida si på assistanse, spesielt har kontaktperson Mathias Holm hjelpt til med praktiske forhold og gjennomlesing av oppgåva. Vedlikehaldssjef Geir Helge Solli, og Karl Erik Faye har bidrege med teknisk informasjon, og praktisk tilrettelegging. Det same gjeld operatørane i sukkervareproduksjonen, som alle fortener takk.

Elles vil eg takka hovudvegleiar Trygve Magne Eikevik ved NTNU. I tillegg har Dr. Ignat Tolstorebrov vore til stor hjelp, med grundig oppfølging av arbeidet.

Til sist håpar eg at denne rapporten gjev Brynild nyttig informasjon om bruk av varmpumper og potensialet for energisparing som ligg i dette, og kan danna grunnlaget for eit vidare arbeid.

Trondheim 10. juni 2018

Jakob Aarekol

Samandrag

Industriens andel av det totale energiforbruk er betydeleg. I Europa er denne om lag 30%, og situasjonen er omtrent den same i Noreg. Næringsmiddelindustrien er ein betydeleg del-sektor i så måte, om ikkje den største. I Noreg forbrukar denne sektoren rundt 5 TWh årleg, der 75% går med til oppvarming og kjøling. Gjenvinning av spillvarme, og effektive system for varme og kjøling er sentralt for å redusera energibruken. Bruk av varmepumpe er aktuelt når denne spillvarmen må løftast til eit høgare tempeprurnivå for å nyttiggjerast.

Oppgåva er ein case-studie ved Brynildfabrikken i Fredrikstad. Her vert det produsert nøtter, sjokolade og sukkervarer, der dei to siste er dei mest energikrevjande produksjonar. Innkjøpt energi er om lag 13 GWh/år, i hovudsak elektrisitet. Av dette vert om lag 7,5 GWh brukt i sentralt varmeanlegg, og 1,3 GWh i sentralt kjøleanlegg. Oppgåva ser på muligheiter for bruk av varmepumpe for å redusera dette energibehovet.

Varme vert i dag distribuert i form av damp ved 180°C. Ei kartlegging av det termiske energiforbruk viser at det meste av varmebehovet krev langt lågare temperaturar. 75% av varmeforbruket ligg under 90°C i prosistemperatur. Det er få konsentrerte spillvarmekjelder i fabrikken, den mest aktuelle er kondensatorvarme frå sentralt kjøleanlegg, estimert til 4,9 GWh/år. Varmen vert i dag ført til omgjevnadene.

Tørking av sukkervarer er den enkeltprosessen som krev mest energi, og føregår i 7 tørkeskap utforma som tunelltørker. To aktuelle tørkeprosessar er kartlagt med omsyn til energiforbruk og driftsforhold. Tørkeprosessane er prega av låg tørkerate og store sirkulerte luftmengder. Mesteparten av tilført energi går enten tapt gjennom avkastluft og utilsikta lekkasje, og til oppvarming og nedkjøling av varer i skap. Berre 10-30% er går med til sjølve tørkinga. Prosessane ber meir preg av oppvarming og kjøling enn tørking, der behova ikkje er samtidige. Dette taler for integrering av tørker i overordna varme/kjølesystem, med gjenvinning av varme sentralt i desse system. Det er eit potensiale for energieffektivisering ved optimalisering av drift, men også intergrering av varmepumpe i tørkeprosessen. Sistnemnde moglegheit krev ei ytterligare gransking av prosessen, og endring av design og tørkeforhold.

Tre prinsipielle varmepumpeløysingar for utnyttelse av kondensatorvarme frå sentralt Isvannsanlegg er vurdert. Det er føresett varmedistribusjon til aktuelle mottakarar via sekundær vannkrets. Tre driftsforhold er vurderte, med varierende temperaturforhold i varmeanlegg, avhengig av temperaturkravet varmeforbrukarane. Ei høgtrykk amoniakkvarmepumpe som nyttar trykk-gass frå kompressorar i kjøleanlegg direkte vart funnen mest effektiv for alle vurderte driftsforhold.

Det er gjort ei evaluering av aktuelle mottakarar av varme frå eit varmepumpesystem basert på effektkurver og energiforbruk til den enkelte varmemottakar, temperaturkrav og fysisk avstand mellom forbrukar og varmekjelde. Tilbakebetalingstid er valt som evalueringsparameter, og inkluderer alle desse kriteriene. 9 alternative grupper av varmemottakarar vart vurdert, av ulikt omfang. Aktuell størrelse på varmepumpe er i området 210-410 kW varme. Generelt er det slik at lønnsmda vert dårlegare ved aukande omfang av varmepumpeanlegg. Den lågaste tilbakebetalingstida er på litt over 4 år, og er funne for alternativ 1 som omfattar forsyning av ein kappevannskrets og oppvarming av varmt tappevann i med ei høgtrykks amoniakkvarmepumpe. Dette er samtidig det minst omfattande alternativet, med ein berekna energibesparelse på 1,2 GWh/år. Det mest omfattande alternativet fekk ein besparelse på 2,4 GWh/år, og tilbakebetalingstid på litt over 5 år. Det er mogleg å få god utnytting av varmepumpeanlegg, med 7000-8000 fullasttimar i året.

Ei CO₂-varmepumpe for samproduksjon av varmt tappevatn og kjøling av isvannskrets er vurdert. Denne oppnådde ein energibesparelse på 0,44 GWh og tilbakebetalingstid på om lag 5,5 år.

Abstract

Today the industrial sector consumes a large amount of the total energy consumption globally. In Europe and Norway, the share is approximately 30%. In Norway, the food processing industry is not the largest, but still a significant consumer with 5 TWh primary energy yearly. 75% of this energy is used for heating and cooling. Waste heat recovery, and efficient systems for heating and cooling are crucial for reducing the sectors energy consumption. Utilization of heat pumps is applicable when the waste heat need a temperature lift in order get useful.

The thesis is a case study of the Brynild factory in Fredrikstad. This is a production facility for nuts, chocolate and candy, where the latter two is energy demanding processes. The primary energy consumption is about 13 GWh/year, mostly electricity. 7,5 GWh of this is used in a central heating system and approximately 1,3 in a central cooling system. This thesis focuses on the possibility of heat pump utilization for reduction of this energy consumption.

Heat is today produced and distributed through the factory as steam at 180°C. An assesement of the thermal energy consumption show that most of the heating demand require far lower temperatures. 75% of the heat consumption has a process temperature of 90°C or lower. There are few large sources of waste heat in the factory. Considering heat recovery, the most relevant is condenser heat from the central refrigeration system. This heat, estimated to 4,9 GWh/year, is today led to the surroundings by air cooled condensers at the roof.

Drying of sugar candy is the most energy-demanding part of the production. This takes place in seven different tunnell drying chambers. The drying of two different batches of candy has been investigated, with respect to drying conditions and energy consumption. The processes are characterized by slow drying and large air volume flows. Losses through exhaust air and leakage, and heating and cooling of the goods in the chambers are consuming most of the energy, only 10-30% is directy related to the drying of products. Energywise, the drying process is characterized by two phases, a period of heating followed by a cooling phase. This suggests integration of the dryers in central heating and cooling systems, with the aim of recovering heat from the cooling system. There is a potential for energy efficinecy, also by integrating heat pumps in the dryers, but this will require further investigation and changes in design and drying conditions.

Three different heat pump solutions for recovery of condenser heat from the central refrigeration system has been considered. A hydronic heating system is assumed for heat distribution to heat consumers. Of these, a high-pressure ammonia heat pump utilizing discharge gas from refrigeration compressor was found most efficient.

An assesement of process equipment appropriate for heat supply from a heat pump system has been conducted. Heat power curves, energy consumption, and the physical distance to the equipment was used as criteria for the evaluation. Pay-back time was chosen as a single parameter, including these criteria. Nine alternative groups of heat consuming equipment was found and considered. The total energy and power demand of the alternative groups varied. The corresponding appropriate size of a heat pump was between 210 and 410 kW delivered heat. In general, it is found that the pay-back time increases with the alternatives extent. The lowest payback time of four years was found for a solution where tap water demand and a jacket water circuit was supplied by an ammonia heat pump. This is least extensive alternative, with energy savings of 1,2 GWh/year. The most extensive alternative had an energy saving of 2,4 GWh/year, and a payback time of a little more than 5 years. All the alternative solutions offers quite good exploitation of the heat pump system, with operating hours corresponding to 7000-8000 hours/year of full load operation.

A transcritical CO₂ heat pump system supplying the tap water demand, and producing cooling to a cooling circuit was also considered. Energy saving was found to be 0,44 GWh/year, and the pay-back time 5,5 years.

Innhold

FØREORD	II
SAMANDRAG	III
ABSTRACT	V
FIGURAR	X
TABELLAR	XII
SYMBOL OG FORKORTELSAR	XIII
SYMBOLLISTE	XIII
INDEKSAR.....	XIV
FORKORTELSAR	XIV
LISTE OVER VEDLEGG	XV
1 BAKRUNN OG MÅLSETTING	1
1.1 BAKGRUNN	1
1.2 BRYNILD-GRUPPEN	1
1.3 OMFANG OG AVGRENSINGAR	2
1.4 OPPBYGGING AV RAPPORTEN	2
2 METODE OG FRAMGANGSMÅTE	4
3 LITTERATURSTUDIE	5
3.1 ENERGIEFFEKTIVISERING I NÆRINGSMIDDELINDUSTRIEN	5
3.2 VARME- OG KJØLEANLEGG I NÆRINGSMIDDELINDUSTRIEN.....	6
3.3 INDUSTRIELLE VARMEPUMPER	6
3.4 INDUSTRIELLE KOMPRESJONSVARMEPUMPER.....	7
3.5 AMONIAKKVARMEPUMPER - EKSEMPELPROSJEKT.....	9
3.6 VARMEPUMPER MED BUTAN SOM KULDEMEDIE.	9
3.7 TRANSKRITISK CO ₂ -VARMEPUMPE	10
3.8 KOMPRESJON/ABSORBSJONSVARMEPUMPE	11
3.9 TØR KING.....	13
4 ANLEGGSBESKRIVELSE	15
4.1 SYSTEMBESKRIVELSE VARMEANLEGG.....	15
4.2 SYSTEMBESKRIVELSE KJØLEANLEGG.....	16
5 ENERGIFORBRUK VED BRYNILDFABRIKKEN	18
5.1 FORBRUK AV PRIMÆRENERGI.	18

5.2	FORDELING AV ELEKTRISITETSFORBRUKET.....	18
5.3	ENERGI OG EFFEKTFORBRUK VARMEANLEGG.....	19
5.3.1	<i>Måling og datagrunnlag</i>	19
5.3.2	<i>Metode og berekning</i>	19
5.3.3	<i>Resultat</i>	20
5.3.4	<i>Usikkerheit</i>	23
5.4	ENERGI OG EFFEKTFORBRUK KJØLING	23
5.5	KONKLUSJON	25
6	KARTLEGGING AV TØRKEPROSESSAR.....	26
6.1	DRIFT AV TØRKER.....	26
6.2	SYSTEMBESKRIVELSE.....	26
6.2.1	<i>Tørkeskap 1, 2 og 3</i>	27
6.2.2	<i>Dynaflow 1 og 2</i>	28
6.2.3	<i>Catelli 1 og 2</i>	29
6.2.4	<i>Meltørke</i>	30
6.3	ENERGIFORBRUK – RESULTAT FRÅ PROSJEKTOPPGÅVE.	31
6.4	TEORI.....	32
6.4.1	<i>Produkt og maismjøl - vanntransport</i>	32
6.4.2	<i>Lufttekniske prosessar</i>	34
6.5	BEREKNINGSMODELL.....	36
6.5.1	<i>Modell 1 - Tørkeskap 1/2/3</i>	36
6.5.2	<i>Måleopplegg Tørkeskap 3</i>	39
6.5.3	<i>Modell 2 - Catelliskap</i>	41
6.5.4	<i>Måleopplegg Catelliskap</i>	44
6.6	FUKT- OG ENERGIBALANSE I PRODUKT OG MAISMJØL	48
6.6.1	<i>Metode og berekning</i>	48
6.7	RESULTAT	51
6.7.1	<i>Resultat skap 3</i>	51
6.7.2	<i>Resultat Catelliskap</i>	55
6.7.3	<i>Oppsummering og samanlikning av dei to prosessar</i>	57
6.7.4	<i>Diskusjon</i>	60
6.7.5	<i>Konklusjonar</i>	61
7	VARMEKJELDE OG -SLUK FOR VARMEPUMPEANLEGG	62
7.1	MULIGHETER FOR IMPLEMENTERING AV VARMEPUMPE	62
7.2	TILGANG PÅ SPILLVARME	62
7.3	AKTUELLE MOTTAKARAR AV VARME.....	63
7.4	VAL AV VARMEFORBRUKARAR TIL VARMEPUMPESYSTEM – UTEIING AV ALTERNATIV.	65

7.4.1	<i>Konstruksjon av effektkurver - metode og resultat</i>	65
7.4.2	<i>Alternative grupper av varmeforbrukarar</i>	70
7.5	EVALUERING AV ALTERNATIV – METODE	71
7.5.1	<i>Berekningsmodell – forusetingar og systemløysing</i>	72
7.5.2	<i>Energibesparelse og investeringskostnad varmepumpeanlegg</i>	74
7.5.3	<i>Dimensjonering og investeringskostnader distribusjonsanlegg/varmesentral</i>	76
7.6	EVALUERING AV ALTERNATIV - RESULTAT	77
7.7	EVALUERING AV ALTERNATIV – KONKLUSJON	79
8	VARMEPUMPETEKNOLOGI OG SYSTEMLYSINGAR	80
8.1	EVALUERING AV VARMEPUMPETEKNOLOGI.	80
8.1.1	<i>Aktuelle kuldemedier</i>	80
8.1.2	<i>Val av medier</i>	82
8.2	HØGTRYKKS AMONIAKK-VARMEPUMPE	82
8.2.1	<i>Berekningsmodell varmepumpekrets</i>	83
8.2.2	<i>Berekningsmodell SCOP og energibesparelse</i>	87
8.3	HYBRID VARMEPUMPE – R717/R718	89
8.3.1	<i>Varmepumpekrets</i>	89
8.3.2	<i>Berekning av SCOP og energibesparelse</i>	90
8.4	BUTANVARMEPUMPE – KASKADE	91
8.4.1	<i>Berekning av varmepumpekrets</i>	91
8.4.2	<i>Berekning av SCOP og energibesparelse</i>	94
8.5	TRANSKRITISK CO ₂ VARMEPUMPE	94
8.5.1	<i>Valt systemløysing</i>	95
8.5.2	<i>Berekningsmodell kuldemediumskrets</i>	95
8.5.3	<i>Berekning av SCOP og energibesparelse</i>	101
8.6	ØKONOMISKE BEREKNINGAR	103
8.6.1	<i>Amoniakk/Butan/Hybrid – varmepumpe</i>	103
8.6.2	<i>CO₂-tappevannsvarmepumpe (Alternativ 6)</i>	103
9	RESULTAT OG DISKUSJON	104
9.1	RESULTAT VARMEPUMPEKRETS	104
9.1.1	<i>HT Amoniakk</i>	104
9.1.2	<i>Butan</i>	105
9.2	AMONIAKK-, BUTAN- OG HYBRID-VARMEPUMPE - SCOP OG ENERGIBESPARELSE	106
9.3	CO ₂ - TAPPEVANNSVARMEPUMPE	109
10	KONKLUSJONAR OG VIDARE ARBEID	111
10.1	KONKLUSJONAR	111

10.2	VIDARE ARBEID.....	112
11	REFERANSAR.....	114

Figurar

Figur 1	Overordna arbeidsmetode/framgangsmåte for oppgåva.....	4
Figur 2	Teknisk- økonomisk arbeidsområde for industrielle kompresjonsvarmepumper (Ommen et al., 2015).....	8
Figur 3	Butankrets i kaskade over amoniakkrets (Bamigbetan et al., 2017a).....	10
Figur 4	Transkritisk CO ₂ -prosess i T-h diagram (University of Strathclyde).....	11
Figur 5	Prinsippskisse hybridvarmepumpe (Wersland et.al).....	12
Figur 6	Prinsippskisse varmepumpeassistert tørking (Colak and Hepbasli, 2009).....	14
Figur 7	Varmeforbruk over året fordelt på avdeling.....	20
Figur 8	Fordeling av varmeforbruk, årsbasis. GWh/år.....	21
Figur 9	Varmeforbrukets temperaturnivå - basert på årleg varmeforbruk.....	22
Figur 10	Variasjon i varme-effektforbruk (døgnmidla). I og utanfor driftstid.....	22
Figur 11	Kjøleeffekt Isvannsanlegg 1, timesmidla verdier. Energimåling over fordamper.....	24
Figur 12	Kjøle-effekt over året i Isvannsanlegg 1, døgnmidla effekt.....	24
Figur 13	Tørkeskap 1 under oppfylling.....	27
Figur 14	Prinsippsnitt med antatt/tiltenkt strømningsbilde, tørkeskap 1-3.....	27
Figur 15	Systemskisse luftbehandling, skap 1-3.....	28
Figur 16	Systemskisse luftbehandlingsseningar Dynaflowskap.....	29
Figur 17	Systemskisse luftbehandling Catelliskap.....	30
Figur 18	Prinsipp meltørke.....	31
Figur 19	Varme-effekt Catelliskap 1 og 2.....	32
Figur 20	Vannaktivitet i ein type maismjøl ved forskjellige temperaturar (Oyelade, 2007).....	33
Figur 21	Ideell tørkeprosess vist i I-X diagram for fuktig luft (Coolpack).....	35
Figur 22	Modell tørkeskap 1-3.....	36
Figur 23	Målepunkt skap 3, markert med raudt.....	40
Figur 24	Måling av luftmengde i avkastkanal.....	41

Figur 25 Berekningsmodell vifteseksjon catelliskap.....	42
Figur 26 Vifteseksjon med inntakssjeld.....	43
Figur 27 Trebrett med mjøl og produkt.....	45
Figur 28 Innsida av Catelliskap	46
Figur 29 Energimåler montert på varmekrets.....	47
Figur 30 Prøvetaking av maismjøl	49
Figur 31 Produkt før og etter tørking i laboratorie,	50
Figur 32 Temperatur og relativ fukt skap 3	51
Figur 33 Absolutt fukt i tilluft og avtrekk skap 3	53
Figur 34 Varme og kjøleeffekt skap 3	54
Figur 35 Temperatur og relativ fuktighet i Catelliskap	55
Figur 36 Varme og kjøleeffekt Catelli	56
Figur 37 Absolutt fuktighet i tilluft og avtrekk, Catelliskap	57
Figur 38 Driftsforhold Catelliskap 14.03 kl 03:50	59
Figur 39 Avgitt kondensatorvarme i "Isvannsanlegg 1". Sesongvariasjon	63
Figur 40 Effektvarigheitskurver enkeltforbrukarar - prosess	69
Figur 41 Effektvarigheitskurver enkeltforbrukarar - varme og ventilasjon.....	69
Figur 42 Effektvarigheitskurver alternativ 1-9.....	71
Figur 43 Systemløysing berekningsmodell for evaluering av alternativ.	72
Figur 44 Plantegning av produksjonsareal ved plassering av varmeforbrukarar, varmesentral, og hovedrørstrekk.....	73
Figur 45 Bestemmelse av energi/ effektdekning ved evaluering av alternativ.....	74
Figur 46 Tilbakebetalingstid og (a) fullasttimar, (b) distribujonsanleggets andel av investeringskostnad	78
Figur 47 Prinsippskisse varmpumpekrets HT amoniakk.....	83
Figur 48 Systemskisse berekningsmodell amoniakkvarmepumpe.....	84
Figur 49 Isentropisk virkningsgrad for amoniakkkompressor ved ulike trykkforhold og lastfaktor	85
Figur 50 Temperaturprofil kondensator ved ulike T/R temperaturar i varmeanlegg, og kondenseringstemperatur 88°C	87
Figur 51 Systemløysing hybrid varmepumpe	90
Figur 52 Valt systemløysing butan-varmepumpe.....	91
Figur 53 Temperaturprofil kondensator/overhetingsveksler	93
Figur 54 Valt systemløysing CO2-varmepumpe tappevann	96
Figur 55 Ulike parametrars variasjon med gasskjøletrykket	98
Figur 56 Temperaturprofilar i gasskjøler ved ulike trykk	99

Figur 57 Effekt av aukande temperatur på inngåande tappevatn	100
Figur 58 Temperaturprofil i gasskjøler ved 105 bar	100
Figur 59 COP som funksjon av kondenseringstemperatur og lastfaktor for amoniakkvarmepumpe.	104
Figur 60 Trykkgasstemperatur amoniakk (R717)	105
Figur 61 Manglande samtidigheit mellom spillvarme og behovet til varmepumpa	107
Figur 62 Energibesparelse ved ulike varmepumpeløysingar og alternative varmemottakarar	108
Figur 63 Tilbakebetalingstid amoniakkvarmepumpe	109
Figur 64 Energibesparelse og tilbakebetalingstid som funksjon av dimensjonerande varmeeffekt	110

Tabellar

Tabell 1 Forbruk primærenergi	18
Tabell 2 Fordeling av elektrisitetsforbruket	18
Tabell 3 Kjøleforbruk veke 6, 27, 29 og over året	23
Tabell 4 Inputverdiar modell	37
Tabell 5 Likningssett Modell 1	38
Tabell 6 Varemengder i skap 3	39
Tabell 7 Målepunkt og utstyr skap 3	40
Tabell 8 Resultat luftmengdemåling, m ³ /h	41
Tabell 9 Målte parametrar Catelliskap	44
Tabell 10 Likningssett modell Catelliskap.....	44
Tabell 11 Varemengde innlasta i Catelli 2	45
Tabell 12 Måleutstyr Catelliskap	47
Tabell 13 Likningssett for berekning av massebalanse vatn	48
Tabell 14 Forklaring av parametrar i likningssett 3	48
Tabell 15 Samanlikning temperatur måling logger og luftmengde.....	52
Tabell 16 Fuktinnhald i mjøl og produkt før og etter tørking i skap 3. %-andel av totalvekt.....	54
Tabell 17 Vanninnhald i produkt og mjøl før og etter tørking, Catelliskap 2. %-andel av totalvekt.	57
Tabell 18 Oppsummering av resultat tørkeprosessar	58
Tabell 19 Aktuelle varmemottakarar frå vannbårent anlegg.....	64
Tabell 20 Alternative grupper av varmemottakarar for varmepumpeanlegg.....	70
Tabell 21 Hovudresultat evaluering av alternativ.	77
Tabell 22 Val av alternative varmemottakarar.....	79
Tabell 23 Klassifisering av aktuelle kuldemedie. (IIR)	81
Tabell 24 Termodynamiske eigenskapar for aktuelle kuldemedier	81
Tabell 25 Effektfaktor ved ulike driftsorhold Hybrid varmepumpe (Nordtvedt, 2018)	90

Tabell 26 Kondenseringstemperaturar butan ved ulike temperaturforhold varmelegg	94
Tabell 27 Parametrar Amoniakkvarmepumpekrets ved ulike kondenseringstemperaturar	104
Tabell 28 Parametrar varmepumpekrets Butan (R600)	105
Tabell 29 COP for dei vurderte varmepumpeløysingar i fullast ved to ulike dritsforhold	106
Tabell 30 SCOP for dei vurderte varmepumpeløysingar og alternative varmemottakarar	106

Symbol og forkortelsar

Symbolliste

Symbol	Forklaring	Eining
a	Vannaktivitet	-
a	Alternativ	-
B	Besparelse	NOK
C_p	Spesifikk varmekapasitet	kJ/kgK
E	Energi	kWh
f	Lastfaktor, Funksjon av	-
h	Spesifikk entalpi	kJ/kg
H	Entalpi	kJ
h	Tilfeldig hovudrørstrekk	-
I	Investering	NOK
k	Elpris	NOK/kWh
m	masse	kg
\dot{m}	Massestraum	kg/s
n	Tilfeldig varmeforbrukar	-
P	Trykk	(bar)
S	Samtidigheitsfaktor	-
T	Temperatur	°C, K
t	tid	s
v	Spesifikt volum	m ³ /kg
V	Volum	m ³
\dot{V}	Volumstraum	m ³ /time
x	Absolutt fuktinnhald i luft	kg/kg
y	Fuktinnhald i produkt	kg/kg
z	Fuktinnhald i maismjøl	kg/kg
Δ	del, differanse	-
π	Trykkforhold	-
Q	Varme	kWh
\dot{Q}	Varme-effekt	kW
W	Arbeid	kWh
\dot{W}	Effekt	kW
β	Andel varmegjenvinning	-
η	Virkningsgrad	-
ρ	Tettleik	Kg/m ³

τ	Tidssteg	s
φ	Relativ fuktighet	%

Indeksar

Indeks	Forklaring
w	Water, vatn
0	Fordamper-(trykk, temperatur,),Omgivelse,Ved år null
vp	varmepumpe
kjøøl	kjøling
vp,l	Vanntransport mellom produkt og luft
H	Varme, Høg (temperatur)
k	kjøling, kondensator.
v	vatn
P	produkt
L	Luft, Låg (temperatur)
m	maismjøøl
min	minimum
var	variasjon
DUT	Dimensjonerande utetemperatur
dim	Dimensjonerande
is,s	Isentropisk
ohv	Overhetingsvarmeveksler
IHX	Intern varmeveksler, sugegassveksler

Forkortelsar

Forkortelse	Forklaring
ASHRAE	American society for heating, refrigeration and air-condition engineers
COP	Effektfaktor
DX	Direkte varmeveksling utan sekundærmedie
ENØK	Energiøkonomisering
G.K	Gasskjøøl
GWh	Gigawatttimar
GWP	Global Warming potential
HFK	Hydrogen-flour-karbon
HFO	Hydrogen-flour-olefinar
HP	Høgtrykk
HT	Høgtemperatur
HVAC	Varme, ventilasjon og air-condition
KV	Kaldt forbruksvatn
kW	kilowatt
kWh	kilowatttimar
MWh	Megawatttimar
NVE	Norges Vassdrags- og Energidirektorat

ODP	Ozone Depletion Potential
R290	Propan
R600	Butan
R600a	Isobutan
R717	Amoniakk
R718	Vatn
R744	CO ₂
RF	Relativ fuktigheit
SCOP	Årsgjennomsnittleg effektfaktor
SMER	Specific moisture extraction ratio
T/R	Tur/retur
TB	Tilbakebetalingstid
TWh	Terrawattimar
V _{Axx}	Ventilasjonsanlegg xx
VP	Varmepumpe
VV	Varmt Forbruksvatn

Liste over vedlegg

Vedlegg lagt ved som PDF-filer:

Merk arkstørrelse på vedlagte tegningar.

Vedlegg	Beskrivelse	Format
1	Systemskjema dampanlegg	A1
2	Oversikt over forbrukarar kjøleanlegg	A1
3a	Prinsipp- og systemskjema tørkeskap 1-3	A0
3b	Prinsipp- og systemskjema Dynaflowtørkeskap 1-2	A1
3c	Prinsipp- og systemskjema Catellistørkeskap 1-2	A0
4	Lokalisering varmemeforbrukarar	A1L
5	Berekningsmodell evaluering av alternative varmemeforbukarar	A4
6	Likningssett og føresetnader for berekning varmemepumpeanlegg	A4
7	Kompressordata SABROE HPX704	A4
8	Risikovurdering	A4
9	Utkast til artikkel	A4

1 Bakrunn og målsetting

1.1 Bakgrunn

Industrisektoren står for ein betydeleg andel av energiforbruket, globalt og i Norge. I Europa er denne andelen om lag 30% (EUROSTAT, 2015). I Norge er situasjonen omtrent den same, industrien forbrakte 70 av 212 TWh i 2015 (SSB, 2017). Av dette utgjer næringsmiddelindustrien sitt forbruk om lag 4,7 GWh (Helgerud, 2007).

Energiforbruket i næringsmiddelindustrien går i stor grad til varme og kjøling, 59% går med til prosessvarme. Vidare går om lag 16% til kjøling, 12% til motordrift, 8% til HVAC og 5 % til anna (Wang, 2014). Same kjelde antyder eit energisparepotensiale på 40% med varmegjenvinning for næringsmiddelindustrien.

Energieffektivisering i næringsmiddelindustrien er ikkje noko nytt. Det er fokus og merksemd rundt temaet i industrien, fagmiljø og hos myndigheitene. Enova har i årevis gitt støtte til ENØK-tiltak. Likevel er det framleis eit stort uforløyst potensiale. I 2016 etablerte Norges forskningsråd eit nytt Forskningscenter for Miljøvennleg Energi (FME) som har til hensikt å utvikla teknologi som skal kunna redusera energibruk i industrien med 20-30%, med næringsmiddelindustri som eit av 4 satsingsområder.

Prosessane i næringsmiddelindustrien er karakteriserte av termisk behandling, altså varme og kjøling, ofte på moderate temperaturnivå. Bruk av varmpumpe til gjenvinning av spillvarme er dermed aktuelt.

1.2 Brynild-Gruppen

Brynild-gruppen er ei familieeigd bedrift med over 120 års historie (Brynildgruppen, 2017). I dag føregår produksjon i eit lokale sentralt i Fredrikstad. Bedrifta produserer tre hovudgrupper av produkt; nøtter under merkevara Den Lille Nøttefabrikken, sjokolade under merkevara Minde Sjokolade, og sukkervarer og pastiller under merkevarene Brynild og Dent.

Bedrifta har om lag 230 tilsette, og årleg omsetning på om lag 740 millionar kroner (Brynildgruppen, 2017).

Forbruket av primærenergi ligg på om lag 12-13 GWh årleg. Bedrifta har historisk ikkje hatt særskilt fokus på energibruk. Den siste tida har dette endra seg, og for eit par år sidan vart det etablert eit system for energioppfølging. Dette består av software som loggar diverse parametarar i produksjonen, men også data frå eit antall damp- og elektrisitetmålarar, temperatur og fuktigheitsmålarar. Vidare

vart det gjort ein grov studie av potensialet for energieffektivisering av eksternt konsulentselskap . Ei gruppe studentar ved Høgskolen i Østfold skreiv våren 2017 ei bacheloroppgåve med same tema. Underteikna skreiv hausten 2017 ei prosjektoppgåve som inneheldt ei kartlegging av det termiske energiforbruket og potensialet for energieffektivisering. Denne oppgåva er eit steg vidare i dette arbeidet.

1.3 Omfang og avgrensingar

Oppgåveformuleringa gav rom for å velja metode og strategi sjølv. Det er valt å via mykje plass og tid til kartlegging av tørkeprosessar, ettersom energikartlegginga viste stort energiforbruk til dette. Det er avgrensa til ein analyse med tanke på effektivisering og integrering av varmpumpe i dagens design. Det hadde vore interessant å sjå grundigare på design- og systemendringar for tørkeskap, men det er ikkje prioritert i denne oppgåva.

I energikartlegginga vart det valt å fokusera på dei større einingane og energiforbrukarane i fabrikk. Nøtteproduksjonen har fått lite fokus, av den grunn at den er mindre energiintensiv. Også informasjonstilgang og måledata har påverka fokuset. Av desse årsaker er kartlegginga av energiforbruk avgrensa til sentralt varmeanlegg (damp), og sentralt kjøleanlegg (isvatn) og forbrukarar tilknytta desse. Desse utgjer om lag 9 av totalt 12-13 GWh årleg forbruk.

Ved vurdering av varmpumpesystem og nye distribusjonsanlegg har utgangspunktet vore å finna teknisk og økonomisk gjennomførbare løysingar ved anlegget slik det framstår i dag. Dette betyr for eksempel at endringar som vil krevja utskifting av prosessutstyr ikkje er vurdert.

1.4 Oppbygging av rapporten

Det er valt å ta med både metode og resultat i det enkelte delkapittel av oppgåva. Resultata presentert i kapittel 9 er hovudresultat frå kapittel 7 og 8. Sjå elles Figur 1 i neste kapittel for framgangsmetode.

Kapittel 1 tar for seg bakgrunnen for oppgåva.

Kapittel 2 viser den overordna framgangsmetode.

Kapittel 3 er litteraturstudie frå relevante tema, som energieffektivisering, relevant varmpumpeteknologi, og tørking.

Kapittel 4 inneheld ein beskrivelse av varme- og kjøleanlegg i fabrikk.

Kapittel 5 tar for seg det termiske energiforbruket, og er eit samandrag av prosjektoppgåve med dette tema.

Kapittel 6 inneheld teori, metode og resultat for utført kartlegging av tørkeprosessar.

Kapittel 7 er ei vurdering av alternative varmemottakarar for eit varmepumpeanlegg.

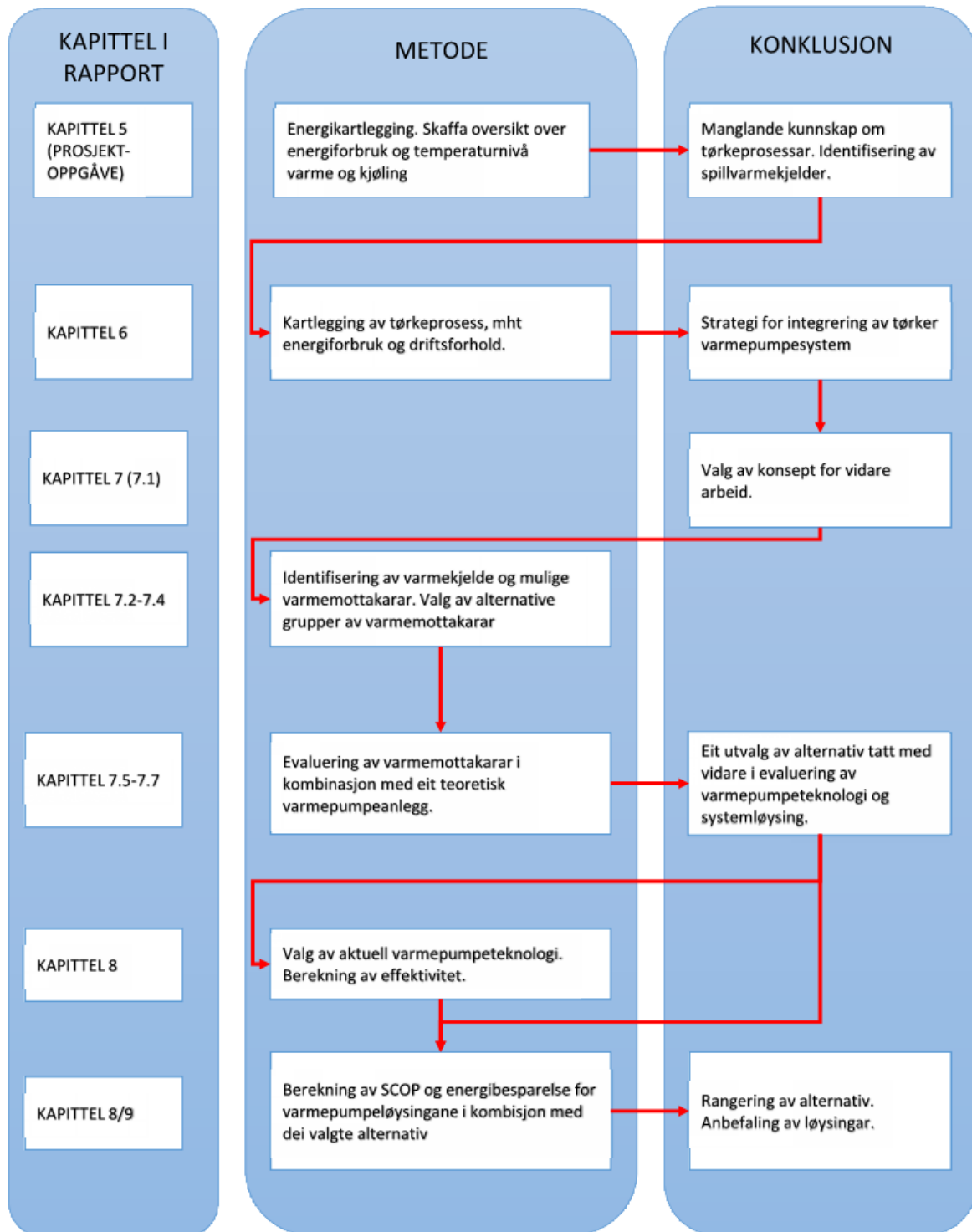
Kapittel 8 skildrar aktuell varmepumpe teknologi og berekning av effektivitet og energibesparelse brukt i kombinasjon med dei alternative varmemottakarane frå kapittel 7.

Kapittel 9 inneheld hovudresultata frå kapittel 7 og 8.

Kapittel 10 omfattar konklusjon og vidare arbeid.

2 Metode og framgangsmåte

Oppgåva inneheld fleire delkapittel som nyttar heilt ulike metodar og berekningar. Resultatet frå ein del har vore grunnlag for val av metode i vidare arbeid. Difor er det valt å presentera aktuell metode under det enkelte kapittel i rapporten. Den overordna og framgangsmåte er vist stegvis i Figur 1.



Figur 1 Overordna arbeidsmetode/framgangsmåte for oppgåva

3 Litteraturstudie

3.1 Energieffektivisering i næringsmiddelindustrien

Produksjon av sjokolade og sukkervarer er godt skildra i litteraturen, men energiaspektet er i liten grad behandla. Energieffektivisering generelt er det mykje litteratur og forskning på. Det same gjeld spill- og prosessvarmeutnytting med bruk av varmepumpe og varmepumpeassistert tørking. Her er teke med nokre eksempel som kan vera relevant for dette tilfelle.

Det finst enkelte prosjekt som har hatt ei heilskapleg tilnærming til energieffektivisering. EU-prosjektet GREENFOODS hadde til hensikt å kartleggja energieffektiviserings-potensialet i europeisk næringsmiddelindustri, med spesiell vekt på små og mellomstore bedrifter, som det finst mange av i denne bransjen. Fluch et al. (2017) og Meyers et al. (2016) har behandla resultat ifrå dette. Det vart utført 204 revisjonar ved bedrifter i fem land. Årleg energiforbruk for desse bedriftene var 4400 GWh. Av interessante funn kan nemnast at over halvparten av varmebehovet kunne forsynast ved temperatur under 100°C. Dei største barrierane for gjennomføring av energiltak vart funne å vera mangel på kunnskap om temaet, og finansiering av tiltaka (mangel på kapital). 29 av desse bedriftene vart grundigare analysert, med ei kartlegging av ENØK-potensialet. Av eit totalt forbruk på 534 GWh, vart det identifisert gjennomførbare tiltak på 120 GWh, eller 22%.

Tiltaka vart her kategorisert i fem kategoriar (Meyers et al., 2016):

- Prosessoptimalisering, for eksempel endring av prosessparametrar eller driftsforhold med omsyn til energibruk, eller betre styring av prosessutstyr gjennom automatisering.
- Varmegjenvinning, bruk av spillvarme direkte med varmeveksling og eventuelt lagringstankar. Ein Pinch-analyse avdekkar eit eventuelt potensiale her.
- Optimalisering av varme- og kjølesystem. For eksempel utskifting av kjølekompressorar, installasjon av varmevekslar for røykgasskondensering, reduksjon av trykk i gassfyrte dampanlegg.
- Termisk solenergi. Dette eignar seg godt for bransjen ettersom det er store behov for lågtemperatur varme.
- Kraft/varme produksjon. Dette er aktuelt ved bruk av gass som energikjelde. Ved å produsera både varme og elektrisitet kan den totale virkningsgrad verta ein del høgare enn i ein gassfyrte kjel. Dette kan også kombinerast med ei termisk driven absorpsjonskjølemaskin og dermed forsyna både varme, kjøling og elektrisitet.

- Bruk av varmepumpe. Har fleire bruksområder i bransjen, for eksempel oppvarming av vaskevann, og i prinsippet alle lågtemperatur varmebehov. Det er ofte behov for både varme og kjøling samtidig, og i omtrent same størrelsesorden. I slike tilfeller vil ei varmepumpe som leverer både varme og kjøling vera aktuelt. Slike løysingar er ofte økonomisk svært gunstige.

Studien fann at dei mest lønnsomme tiltaka var optimalisering av prosessen og gjenvinning av varme, med tilbakebetalingstider på høvesvis 3,9 og 6,2 år. Dette var også den typen tiltak som hadde størst sparepotensial, og oftast var identifisert blant dei 29 bedriftene. Av tiltak på energiproduksjonssida var solvarme eit populært tiltak, til tross for tilbakebetalingstider på 14-15 år. Implementering av varmepumpe og absorpsjonskjølemaskiner var lite populært, sjølv om desse viste god lønnsomnd, tilbakebetalt på høvesvis 3,2 og 7,8 år. Forfattere peikar på mangel på erfaring og kunnskap om teknologien som ei forklaring på dette.

I undersøkinga vart bedriftene spurt om dei viktigaste hindringane/ og barrierane for energiøkonomisering. Dette var gjentakande punkt, understøtta av tidlegare studier. Meyers et al. (2016) deler desse i fylgjande kategoriar;

- Finansielle hindringar, altså mangel på kapital, dårleg lønnsomnd mv.
- Organisatoriske barrierer, mangel på interesse for energieffektivisering, begrensa tid, mangel på støtte i bedriftsleiinga og motførestillingar til å endra på prosessane.
- Mangel på kunnskap, avgrensa informasjonsformidling og skepsis til å betala for kurs/utdanning.

3.2 Varme- og kjøleanlegg i næringsmiddelindustrien

Næringsmiddelbedrifter har generelt behov for både varme og kjøling i sine prosessar. Det typiske er at damp vert nytta som varmbærar, og vann som kjølebærar. Produksjon av varme og kjøling skjer gjerne i separate, uavhengige system (Nordtvedt et al., 2011). Dampsystemet er gjerne dimensjonert etter høgaste temperaturbehov. Samtidig er det slik at store deler av varmebehovet ofte krev langt lågare temperatur. Dermed finst det eit potensiale for gjenvinning av spillvarme, enten direkte eller ved hjelp av varmepumpe.

3.3 Industrielle varmepumper

Industrielle varmepumper er omfattande omgrep som inkluderer mange teknologiar. Det kan skiljast mellom mekanisk og termisk drivne varmepumpesystem og varmeomformar (Bor and Ferreira, 2012). Dei mekanisk drivne kan delast inn i fylgjande typar:

- Lukka system basert på kompresjon av damp (kompresjonsvarmepumper)
- Opne dampkompresjonssystem ("Mechanical Vapour Recompression"-MVR)
- Kompresjon/absorbsjonsvarmepumpe
- Termoakustisk varmepumpe (motordreven)

Blant termisk drivne er fylgjande dei mest populære konsept (Bor and Ferreira, 2012):

- Absorbsjonsvarmepumpe
- Adsorbsjonsvarmepumpe
- Opne dampkompresjonssystem, termisk drevne (Thermal vapour recompression (TVR))
- Termosakustisk varmepumpe

Termisk drevne varmepumper er aktuelle dersom det er tilgjengeleg store mengder med spillvarme som vert nyttig ved eit lite/moderat temperaturløft. Drivaren i denne type maskiner er generelt ein andel høgtemperatur varme. Det er lite aktuelt for denne oppgåva, meir informasjon finst i Kleefkens and Spoelstra (2014).

Av mekanisk drevne varmepumper er opne dampkompresjonssystem (MVR) mykje nytta industrien. Prinsippet går ut på å komprimera damp (som oftast vanndamp) til høgare trykk/temperatur og kondensera denne dampen i ein kondensator. Konseptet er enkelt og kan oppnå høge effektfaktorar, (COP = 5-30) avhengig av trykkløft (Olafsen, 2018). Dette er aktuelt dersom spillvarme er tilgjengeleg i form av damp.

Termoakustisk varmepumpe nytta elektrisitet til å skapa akustisk energi, som vert brukt til løfta temperaturen på spillvarme. Teknologien er under utvikling og ikkje kommersiell (Kleefkens and Spoelstra, 2014).

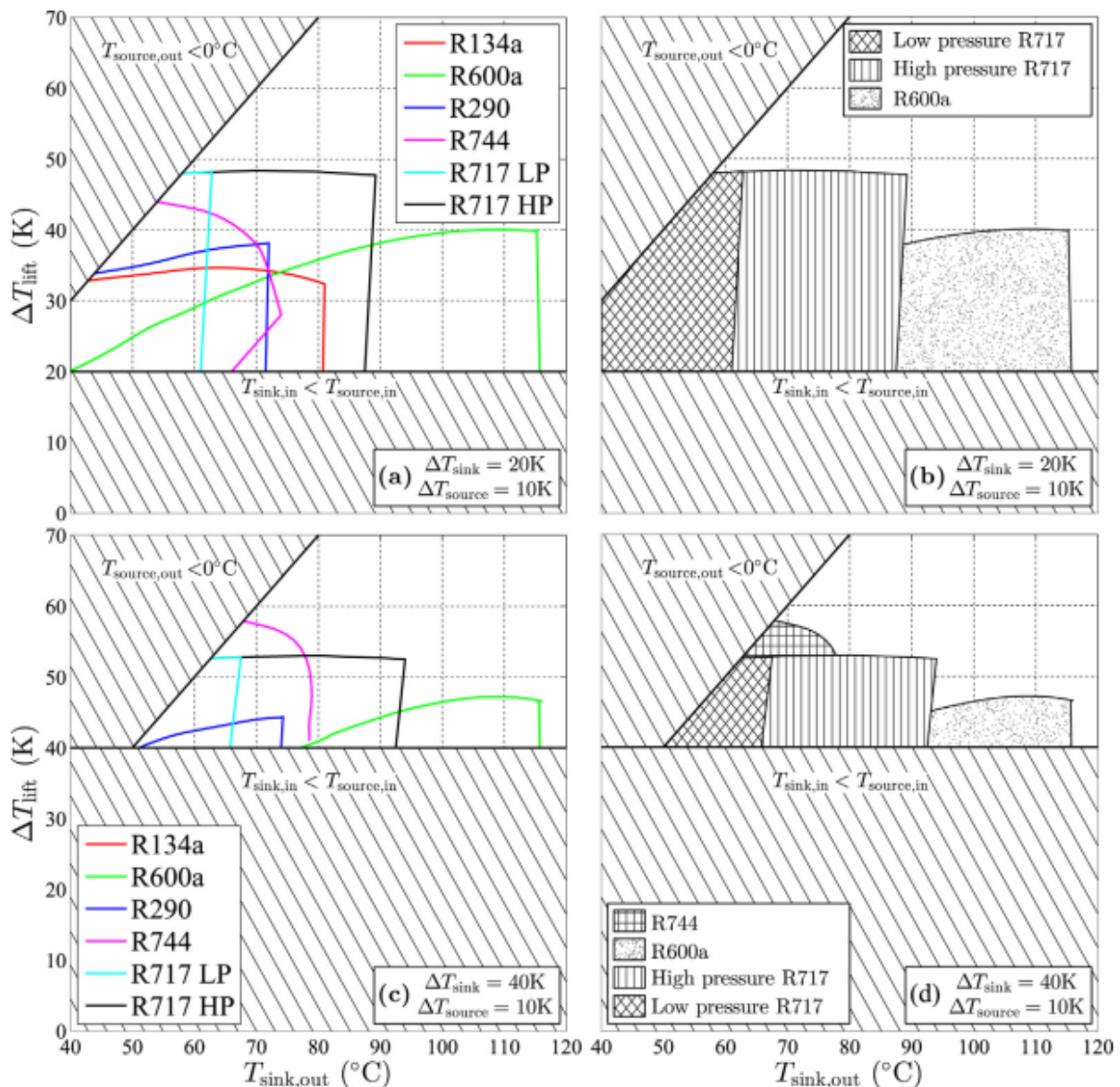
Mest relevant for denne rapporten er kompresjonsvarmepumper i lukka system. Ulike variantar er gjennomgått i det etterfylgjande. I tillegg er kompresjons/absorbsjonsvarmepumpe med vatn/amoniakk som kuldemedie gjennomgått.

3.4 Industrielle kompresjonsvarmepumper

Kompresjonsvarmepumper er grundig beskrive i litteraturen. I det etterfylgjande er det referert til ein studie vedrørande økonomisk og tekniske avgrensingar .

Ommen et al. (2015) har sett på det tekniske og økonomiske arbeidsområdet for industrielle kompresjonsvarmepumper med kompresjon i eitt steg (ein kompressor). Dei har teke utgangspunkt i tilgjengeleg teknologi, og evaluert seks forskjellige kuldemedier. Øvre temperaturgrense for varmeavgiving er 120°C. Evalueringa er gjort under føresetnad om at investeringa skal ha ein positiv

noverdi. Det er berekna fire forskjellige case med variabelt temperaturløft på sekundærmediet på varm og kald side. Temperaturglidninga på sekundærmediet spelar ein viktig rolle når kuldemediet skal veljast. Eit utval av resultatata er presentert i Figur 2 (Ommen et al., 2015). Arealet under grafane på venstre side viser det området der mediet har økonomisk potensiale, som funksjon av utgåande vanntemperatur og temperaturløft for varmepumpa. På høgre side er det mest økonomiske alternativet skravert. Dei to øvste grafane gjeld ved temperaturglidning 20°C på varm side og 10°C på kald side. Nederst er er tilsvarande verdier 40 og 10°C. For sistnemnde temperaturglidning finn dei at høgtrykks amoniakk er det beste alternativet opp til utgåande vanntemperatur på litt over 90°C, og eit temperaturløft på opptil vel 50°C. For utgåande vanntemperaturar over 90°C er Isobutan (R600a) presentert som alternativ, men temperaturløftet er avgrensa til 45-47°C. Temperaturløft og utgåande vanntemperatur vert lågare ved 20°C temperaturglidning på varm side (dei to øvste figurane).



Figur 2 Teknisk- økonomisk arbeidsområde for industrielle kompresjonsvarmepumper (Ommen et al., 2015)

3.5 Amoniakkvarmepumper - Eksempelprosjekt

Pearson (2014) har i ein case-studie sett på tre forskjellige bruksområder for høgtemperatur amoniakkvarmpumpe. Blant desse er utnytting av kondensatorvarme i eit kjøleanlegg ved eit meieri i Frankrike. Trykkgassen frå eit eksisterande kjølesystem vert brukt direkte inn i eit sett med høgtrykkskompressorar, som hevar trykket til 31 bar og kondenseringstemperatur 68°C. Varme vert utnytta til å produsera vaskevatt til meieriet. Dette vert brukt periodevis, så det vart installert ein buffertank for å håndtera manglande samsvar mellom varmtvannsproduksjon og –forbruk. Denne type "open" varmepumpekrets som nyttar trykkgass direkte er nærare beskrive av Flynn et al. (2011). Teknisk sett begrensar slike amoniakksystem seg til ein levert temperatur på 90°C. Dette tilsvarer eit kondenseringstrykk på rundt 52 bar, dette er det i grenseområdet for kva konvensjonelle kompressorar klarar. Sofistikert kompressordesign gjer det mogleg å operere heilt oppimot 110°C. Ved behov for temperaturar over dette trengst det andre systemløyningar.

Eit anna av Pearson (2014) sine prosjekt gjaldt utfasing av R-22 på ein sjokoladefabrikk i England. Her vart det bygd eit ammoniakksystem som, i tillegg til å levera kjøling ved 0°C til ein isvannskrets, leverte varme ved 60°C til eit lukka varmesystem og vart nytta til å varma opp vaskevatt til 60°C. Varmekretsane vart kopla i parallell. Systemet hadde fire kompressorar, der to av desse leverte høgtrykk til varmekretsen, og to opererte på lågare trykk mot ein luftkjølt kondensatorkrets. Systemet leverte varme ved behov. Kondenseringstemperaturen låg i dette tilfellet på 59°C. Den siste graden med oppvarming vart oppnådd i ein overhetingsvekslar. Kombinert varme og kjølefaktor var 5,46, og tilbakebetalingstida på under 12 månader.

3.6 Varmepumper med Butan som kuldemedie.

Butan er ansett som eit passende kuldemedie for industriell bruk, med arbeidsområde opp til 120°C ved trykk under 25 bar (Bamigbetan et al., 2017b), (Kleefkens and Spoelstra, 2014). Bamigbetan et al. (2017c) har sett på muligheita for å løfta spillvarme frå rundt 30°C til 115°C ved bruk av to varmepumetrinn i kaskade, propan (R290) i lågtrykkstrinnet og Butan (R600) i høgtrykkstrinn. Modelling av denne løysinga oppnådde effektfaktorar på 1,9-2,1 for nemnde temperaturnivå. Begge kompressortrinn opererte med trykk under 25 bar, og trykkgasstemperaturen var på akseptabelt nivå.

Bamigbetan et al. (2017a) Same forfattarar har også undersøkt muligheita for å utvida ei amoniakkvarmepumpe med ein butankrets i kaskade over kondensatoren i amoniakksystemet. To design vart modellert, der design 1 hadde to separate straumar som skulle varmast opp, medan i

design 2 var det ein straum, som vist i Figur 3. I begge tilfelle vart trykk-gassen frå amoniakktrinet nedkjølt av varmesluket, før denne vart ført til kaskadevarmevekslaren. Butantrinet bestod av eitt trinn og intern varmeveksler. Denne løftar temperaturen på sugegass før kompressor. På grunn av dei termodynamiske eigenskapane til Butan risikerer ein få væske-tilstand i kompressor dersom ikkje sugegassen er overheta.

Systemet vart modellert med inngåande temperatur på varmekjelde på 30°C til 40°C, medan varme vart levert på 110 til 125°C. Design 1, med to ulike varmestraumar med ulikt temperaturnivå, oppnådde dei beste resultatane. Det vart konkludert med at effektfaktor opp til 2,5 er oppnåeleg.

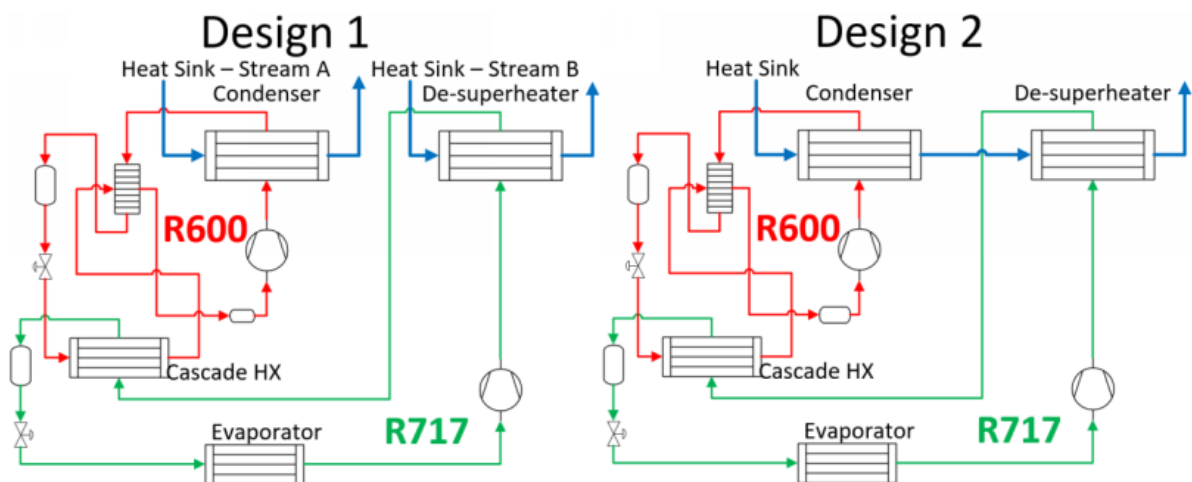


Figure 1a & 1b: Illustration of the design 1 & 2 for R717/R600 Cascade HTHP

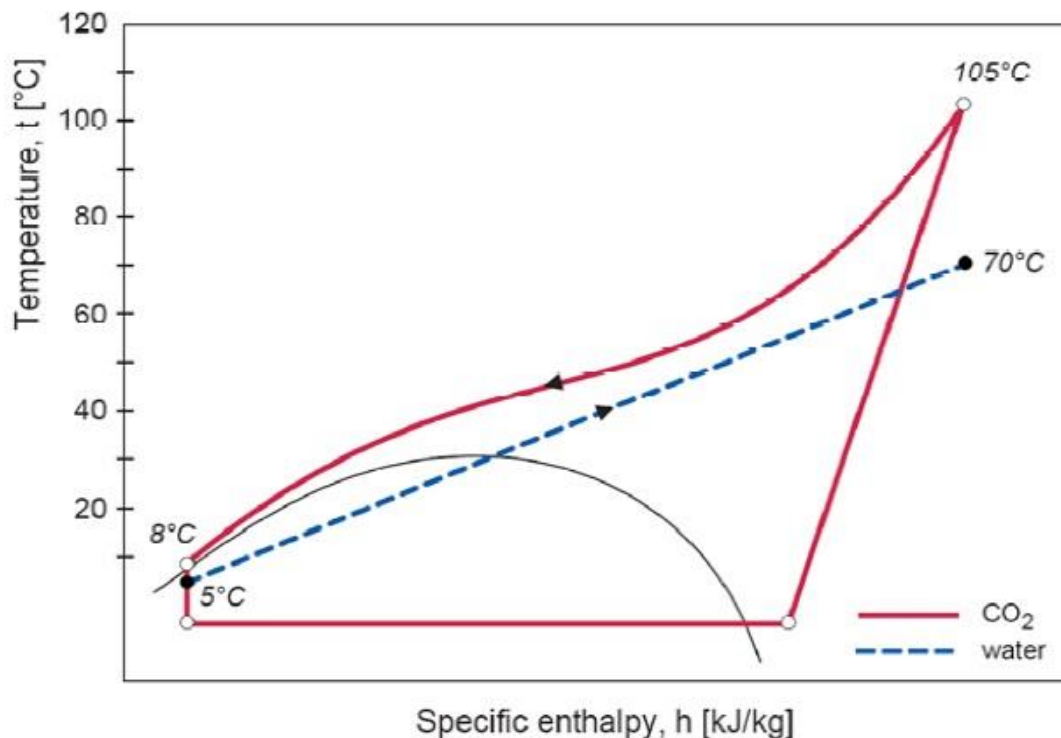
Figur 3 Butankrets i kaskade over amoniakkrets (Bamigbetan et al., 2017a)

3.7 Transkritisk CO₂ -varmepumpe

Varmepumper med CO₂ (R744) som arbeidsmedium har potensiale i industri som krev både kjøling og store mengder varmt forbruksvatn (Vasile, 2016). På grunn av arbeidsmediets termodynamiske eigenskapar, med kritisk temperatur på 31°C, må varmeavgiving skje i overkritisk område. Dette medfører at varmeavgiving skjer ved glidande temperatur, og temperaturkurva til CO₂ kan tilpassast kurva til varmesluket. Dermed vert den gjennomsnittlege temperaturdifferanse i varmevekslinga mindre enn ved kondensering av kuldemedie ved kontant temperatur. Varmeopptak skjer i underkritisk område, i form av fordamping ved konstant temperatur.

Det er i dag kjent at den transkritiske CO₂-syklusen er eit energieffektivt alternativ i applikasjonar med høgt temperaturløft og stor temperaturlidning i varmeavgiving, som for eksempel oppvarming av tappevatn med luft som varmekjelde (Minetto, 2011). Bruken av transkritiske CO₂ - varmepumper til tappevatn er utbreidd. Systemet er også i bruk til andre formål, det viktige er at temperaturforholda passar til CO₂-kretsen (Nekså, 2002).

Figur 4 viser prosessen for oppvarming av vatn i eit temperatur-entalpi diagram. Gasskjøleren, der varmeavgiving føregår, er representert ved linja mellom punkta merka med 105°C og 8°C. Oppvarmingskurven til vatn er representert av stipla blå linje, frå 5°C til 70°C. Eigenskapar ved den



Figur 4 Transkritisk CO₂-prosess i T-h diagram (University of Strathclyde)

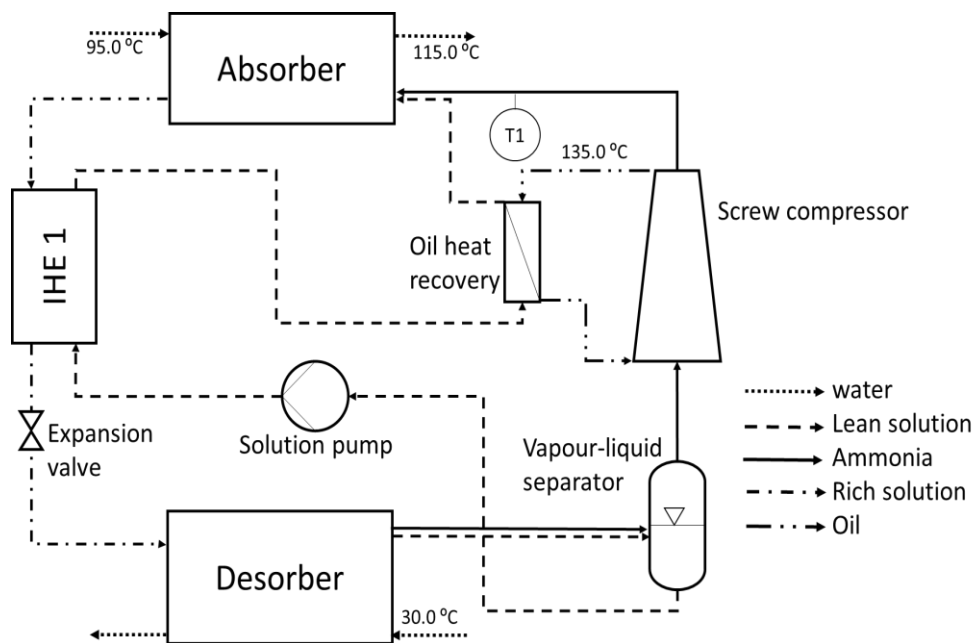
transkritiske prosessen er blant anna skildra av Lorentzen (1994) og Kim et al. (2003). Ein viktig eigenskap er at varmeavgivingkurven til CO₂ endrar seg med trykknivået. Ved høgare trykk vil den flytta seg høgare og anta ei meir lineær form. For gitte driftsforhold (temperaturforhold, varmevekslerar, kompressor, osv.), finst det eit optimalt gasskjølertykk som gjev best effektivitet (Kim et al., 2003).

3.8 Kompresjon/absorbsjonsvarmepumpe

Dersom varmekjelda er av medium temperatur kan ei kompresjon/absorbsjonsvarmepumpe (heretter kalla hybridvarmepumpe) vera aktuelt. Ifylgje Nordtvedt et al. (2011) kan ein slik prosess levera varme opptil 100°C ved varmeopptak rundt 50°C. Det er likegyldig kva som er varmekjelda, så lenge den lar seg varmeveksla i ein fordampar. Prinsippet går ut på å nytta ei blanding av vatn og ammoniakk som kuldemedie. Blandinga oppfører seg zeotropisk, som betyr at fordamping/kondensering av blandinga skjer over eit temperaturområde, i motsetning til konstant temperatur som for reine stoff. Den mest flyktige komponenten (ammoniakk) fordampar i større grad enn vatn. Etersom konsentrasjonen i løysinga endrar seg, endrar også kokepunktet seg, og resultatet er glidande temperatur i fordamping og kondensering. Dette medfører at ein kan oppnå

høgare utgåande temperaturar ved konvensjonelle trykk (Nordtvedt et al., 2011). Ein annan viktig konsekvens av temperaturglidninga i fordamping/kondensering er at temperaturredifferansen i varmevekslinga vert redusert, føresett at det er temperaturglidning på varmekjelde og sluk. Dette gjev betre effektivitet i varmepumpesyklusen (Jensen et al., 2015). Denne effekten er den same som for transkritisk CO₂, som nemnt over.

Ved å styra blandingsforholdet ammoniakk/vatn kan ein tilpassa temperaturnivå inn og ut av kondensator og fordampar slik at dette passar med temperaturnivå på aktuell varmekjelde og varmesluk. Eit eksempel på prosessen, med kompresjon i eitt trinn, er vist i Figur 5 (Wersland et al., 2018). Varme vert teke opp i fordampar/desorber. Her fordampar mykje av amoniakken ut av løysinga. Løysinga og amoniakken vert ført til ein separator. Amoniakk-gassen vert så komprimert i ein kompressor, mens løysinga vert pumpa opp til det same trykket. Straumane vert blanda i kondensator/absorberen, der amoniakken løysar seg inn i vatnet. Prosessen avgjer varme. Den "rike" løysinga vert så strupt til lavt trykk, og ført til fordampar/desorber.



Figur 5 Prinsippkisse hybridvarmepumpe (Wersland et.al)

For betre prosesseffektivitet kan ein nytta interne varmevekslarar som vist i figuren. Ein viktig parameter er sirkulasjonsforholdet, definert som forholdet mellom massetraumar av rik løysing (etter absorber/kondensator) og svak løysing (gjennom pumpe). Studiar gjort av Jensen et al. (2016) tyder på at sirkulasjonsforholdet er ein parameter som bør optimaliserast, og at det finst eit optimalt sirkulasjonsforhold for kvart blandingsforhold mellom amoniakk og vatn. Wersland et al. (2018) har sett på eit eksempel frå eit meieri der varmekjelde var 30°C, og varmesluket var prosessvatn som skulle varmast opp frå 95 til 115°C. Det vart vurdert to systemløyningar, den eine lik Figur 5 med eitt-

trinns kompresjon, og eit system med kompresjon i to trinn med stempelmaskiner. Ei optimalisering av sirkulasjonsforholdet vart gjort, og det vart berekna effektfaktorar for varmedrift (COP_{VP}) på henholdsvis 1,37 og 1,98 for dei to systemsløysingar, ved optimale sirkulasjonsforhold.

3.9 Tørking

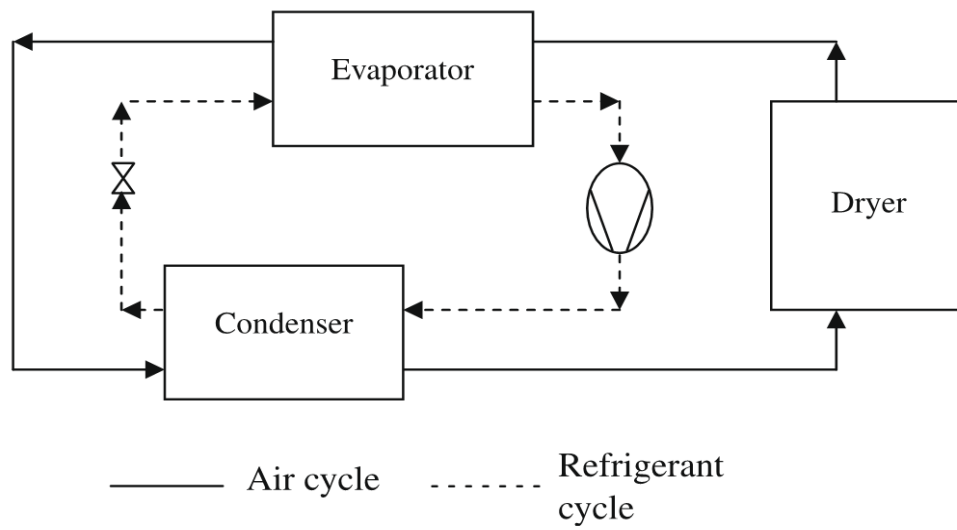
Tørking er ein energikrevjande prosess og står ofte for ein stor del av energibruken i industriprosessar. Det finst mange teknologiar, i denne samanheng er *varmluftstørking* den akutte prosessen (Bhattacharya, 2015). I korte trekk går dette ut på å varma opp uteluft som vert ført over produktet i eit lukka kammer. Ein del av den "brukte" lufta vert resirkulert og blanda med frisk uteluft, medan resten vert sleppt ut i omgivelsen. Bruk av varmpumper i ein slik prosess er velprøvd. Det gjev to fordeler, redusert energiforbruk og betre kontroll over lufttilstanden i tørka (Goh and et al., 2011). Som parameter for effektivitet, er SMER-faktoren betre egna enn å sjå på berre COP. SMER står for Specific Moisture Extraction Ratio, og er definert som

$$SMER = \frac{\text{Menge vatn fjerna frå produktet } (\frac{kg}{time})}{\text{Tilført effekt (kW)}} \quad (3.1)$$

(Chua et al., 2007). Typiske verdier for SMER-faktor er mellom 0,6 og 0,7 for tunell-tørker og 0,6-0,9 for båndtørker (Mujumdar, 2015).

Varmepumpeassistert tørking er basert på eit prinsipp der tørkeluft vert sirkulert i ein lukka krets. Fuktig luft frå tørkekammer vert ført til fordamparen i varmpumpa, der den vert kjølt, og fuktigheit kondensert ut. Lufta vert så varma oppatt i kondesatoren før den vert ført tilbake til tørkekammeret. Prosessen er illustrert i Figur 6 (Colak and Hepbasli, 2009). Effektiviteten til varmpumpeassisterte system kan verta svært gode, avhengig av temperatur- og fuktforhold. SMER –faktoren kan verta betydeleg betre enn ved konvensjonell varmluftstørking, avhengig av temperaturnivå. Perera and Rahmann (1997) rapporterer typiske verdier på mellom 1 og 4 kg/kWh ved tørking av næringsmidlar.

Colak and Hepbasli (2009) rapporterer SMER-faktorar på opptil 10 kg/kWh ved 40°C og 90% RF på luft frå tørkekammer.



Figur 6 Prinsippkisse varmepumpeassistert tørking (Colak and Hepbasli, 2009)

4 Anleggsbeskrivelse

I prosjektoppgåva vart det gjort ei kartlegging av distribusjon og forbruk av varme og kjøling. Det etterfylgjande er ein beskrivelse av varme- og kjøleanlegga. Det vert vist til vedlegg 1 og 2, som er prinsippsskisser av høvesvis dampsystem og kjøleanlegg.

4.1 Systembeskrivelse varmeanlegg

Det meste av varmebehovet i fabrikkjen er forsynt gjennom eit sentralt dampanlegg. Ei steikelinje for nøtter og enkelte mindre ventilasjonsanlegg har direkte elektrisk oppvarming, det same gjeld romoppvarming i administrasjon. Denne rapporten omfattar ikkje desse.

Varmeproduksjon skjer i eit fyrrom sentralt i fabrikkjen. Her står ein høgspont elektrodekjel av fabrikat K.V Myhre, med installert effekt 3,5 MW. Ein oljekjel som fungerer som reserve, og er normalt ikkje i bruk. El-kjele produserer damp ved trykk 8,5-9 bar. Systemet er av 10 bars trykkklasse. Driftstrykket ligg på 8,5-9 bar, som tilsvarar kondenseringstemperatur rundt 180°C. Damp vert distribuert via sju hovudstrenger utifrå ein samlestokk. På to av strekka står det ein trykkreduksjonsventil på samlestokken, og opererer ved om lag 2,7 bar. For å skaffa oversikt over anlegget vart det utarbeida ei systemskisse, gitt i vedlegg 1. Det er ikkje ei klar inndeling på forsyningsområde for dei ulike strekka. Gjennom mange år med ombygging og utvidingar har det vorte slik at kvar produksjonsavdeling vert forsynt frå fleire forskjellige hovudstrenger. Totalt sett er det anslagsvis 800 meter med damprørledning, og 400-600 meter kondensatledning. Det er lagt opp ledning for retur av kondensat til kjel parallelt med dampledning, og dei fleste av forbrukarane returnerer kondensat. Enkelte stader vert damp brukt direkte i prosessen, eller kondensatet vert ført til sluk.

Dei fleste av varmetaforbrukarane har direkte varmeveksling mot kondenserande damp, utan sekundærmedium. Det finst totalt fem sekundærkretsar med vatn som varmebærar, som vert forsynt av varmeveksling mot dampanlegget. Desse er regulert på den måten at volumstraumen i kretsane er konstant, og pådraget av varme vert regulert av turtemperaturen. Dei fem kretsane er gjennomgått under.

Den største sekundærkretsen vert kalla "Kappevann sentralkrets". Den har ein turtemperatur på rundt 75°C, og forsyner forbrukarar med såkalla "kappevann". Mange røyrstrekk, tankar og prosessutstyr har behov for vedlikehaldsvarme, for å sikra konstant temperatur på produktmassen. Tankar og utstyr er utstyrt med ei kappe utanpå, der det varme vatnet sirkulerer. Røyrstrekk mellom utstyr er utforma som eit rør i rør-system der varmt vatn sirkulerer mellom det ytre og det indre

røret. Det er totalt 35 enkeltforbrukarar på kappevannskretsen, hovudsakleg i sukkervareproduksjonen.

I sjokoladeavdelinga finst ein tilsvarande vannbåren krets. Den sirkulerer varmt kappevatn over buffer- og lagertankar for sjokolademasse. I tillegg forsyner den eit ettervarmebatteri i eit ventilasjonsanlegg. Temperaturnivået ligg på 60°C på turledning, og mellom 40 og 55°C i retur.

To av tørkeskapa, omtalt som "Catelli"- 1 og -2 etter leverandøren av skapet, er forsynt med varme frå ein felles vannbåren krets. Kretsen forsyner totalt 14 varmebatteri, 7 i kvart skap. Regulering av pådrag til kvart enkelt skap skjer ved felles shuntventil. Kretsen ligg på 89-90°C i turtemperatur, retur varierer mellom 60- og 86°C etter varmebehovet.

Ein fjerde vannbåren krets er lokalisert i nøtteavdeling. Denne forsyner produksjonslokalet og eit lager med golvvarme, og eit ventilasjonsanlegg.

Til sist har ventilasjonsanlegget VA06 ein vannbåren sekundærkrets mellom dampsystemet og sitt ettervarmebatteri.

Alder og teknisk tilstand på anlegget er varierer. Damp- og kondensatledningar er stort sett i god stand, og godt isolert. Dei vassbore kretsane er delvis uisolert. Kappevannskretsane er generelt ikkje isolerte.

4.2 Systembeskrivelse kjøleanlegg

Fabrikkens behov for kjøling vert betjent av kjølemaskiner. Mesteparten vert forsynt av eit sentralt isvannsanlegg i vestre ende av fabrikk, heretter "Isvannsanlegg 1". I tillegg finst det to andre isvannskretsar, og nokre mindre anlegg for romkjøling, med direkte fordamping/kondensering utan sekundærmedie. Det er utarbeida eit systemskjema over kjøleanlegga som viser forbrukarane forsynt av dei enkelte anlegg, gjengitt i vedlegg 2.

Isvannsanlegg 1 består av ein kjølekrets med amoniakk (R717) som kuldemedie og eit isvannsanlegg med vann/glykol som kjølebærer. Kjølekretsen består av ein varmevekslar mot isvannskrets, to parallelle kompressorar og luftkjølt kondensator med overrislingsanlegg montert på tak. Den største kompressoren er ei stempelmaskin med motoreffekt 150 kW og regulering i 4 trinn. Den andre er ein turtalsregulert skruekompressor med motoreffekt 110 kW. Dimensjonerande kjøle-effekt er ukjent, men den største som er berekna er rundt 700 kW. Drifta av desse er slik at stempelkompressoren vert brukt gjennom sommarhalvåret når kjølebehovet er størst og skruekompressoren vert brukt i vinterhalvåret. Isvannstemperaturen ut av fordampar ligg på 2-6°C, og fordampingstrykket på 3-3,7 bar. Manuell registrering av kondenseringstrykket viser at dette varierer mellom 8 og 11 bar gjennom året. Isvannskretsen er lagt gjennom heile fabrikk, og den forsyner forbrukarar i alle avdelingar.

Isvannsanlegg 2 vert bestått av eit kompaktaggregat som står plassert på taket. Via ein vann/glykol-krets forsyner denne tre forbrukarar i sjokoladeavdelinga; romkjølarar montert oppunder tak, ei tempereringsmaskin for sjokolademasse, og ei drasjeringsmaskin. Kjølekapasiteten er 105 kW.

Isvannsanlegg 3 vart installert vinteren 2017/2018, og forsyner ei ny drasjeringsmaskin i sjokoladeavdeling. Anlegget består av eit kompaktaggregat av fabrikat BlueBox, med to kuldemediumskretsar og 4 scrollkompressorar. Kuldemediet er R410a, og total kjølekapasitet 139 kW. Som på Isvannsanlegg 2 er det vann/glykol i sekundærkretsen, denne har tur/returtemperaturar på $-1/4^{\circ}\text{C}$. Det er installert ei kopling mellom isvannsanlegg 2 og 3, slik at anlegg 2 kan forsyna anlegg 3 ved behov.

I tillegg finst det fire lokale kjøleanlegg rundt i fabrikkjen, med direkte fordamping, altså utan sekundær kuldebærarkrets:

- Romkjøling i pakkeavdeling for nøtter blir betjent av eit luftkjølt anlegg med 100 kW dimensjonerande kjøleeffekt.
- Eit DX-anlegg betjener prosesskjøling av nøtter etter steiking, dimensjonarande kjøleeffekt er 100 kW.
- Råvarelager for nøtter blir kjølt via direkte fordamping av kjøleelement i tak.
- Ferdigvarelager for nøtter vert kjølt med direkte fordamping og eige kompaktkjøleanlegg.

Med omsyn til kartlegging av energi og mogleg gjenvinning av kondensatorvarme er det i denne oppgåva fokusert på Isvannsanlegg 1. Etersom dei andre anlegga er av mindre dimensjon og forsyner enkeltforbrukarar er det sannsynleg at desse har færre driftstimar. Desse vert dermed mindre interessante med omsyn til varmegjenvinning. Det er også praktiske årsaker til å fokusera på Isvannsanlegg 1. Det har ikkje vore mogleg å henta ut måledata for dei mindre anlegg, og muligheita for å utføra eigne målingar har vore avgrensa.

5 Energiforbruk ved Brynildfabrikken

Dette kapitlet er ei kortfatta oppsummering av energikartlegginga utført i prosjektoppgåva. Resultata har danna grunnlag for arbeidet i masteroppgåva. Berre hovudtrekk er teke med i det etterfylgjande. Energikartlegginga baserer seg på data for ein periode på eitt år. Perioden 01.10.2016-30.09.2017 er undersøkt, av praktiske årsaker.

Fabrikken er delt i tre avdelingar etter type produkt: Nøtteproduksjon, sjokoladeproduksjon og sukkervareproduksjon. Kartlegginga fokuserer på dei to sistnemnde.

5.1 Forbruk av primærenergi.

Primærenergi til fabrikken vert kjøpt inn i to former, elektrisitet og propan, som vist i Tabell 1.

Propan vert nytta i to steikelinjer for røsting av nøtter. Forbruket ligg jamt på rundt 0,3 GWh årleg.

Resten av energiforbruket er i form av elektrisitet, med eit årleg forbruk på 12-13 GWh.

Tabell 1 Forbruk primærenergi

Innkjøpt energi	2014	2015	2016
Elektrisitet (GWh)	13,02	12,53	11,71
Propan (Brensel) (GWh)	0,30	0,29	0,31

5.2 Fordeling av elektrisitetsforbruket

Elektrisitetsforbruk fordeler seg ut på seks målarar. Måling av forbruket i til dei fem underfordelingar/skap er gjengitt i Tabell 2. Tala er for perioden oktober 2016 til september 2017. Av eit totalforbruk på 12,96 GWh er det forbrukt 7,36 GWh til varme i høgspenst elkjel, og 1,58 GWh til Isvannsanlegg 1 og trykkluftkompressorar. Resterande forbrukarar med 400 Volt spenningsnivå

Tabell 2 Fordeling av elektrisitetsforbruket

Underfordeling/ måler ID	Betjeningsområde	Årleg energi- forbruk (GWh)
230 V kurs 1- 6	Lys, motordrift, 230V-utstyr	0,62
230 V kurs 7 -75	Lys, motordrift, 230V-utstyr	0,40
231	Lys, motordrift, 230V-utstyr	0,04
400	Isvannsanlegg 2, prosessutstyr (resterande 400V utstyr)	2,95
401	Luftkompressoranelegg. Isvannsanlegg 1	1,58
Høgspenst	Elektrodekjel damp.	7,36
SUM		12,96

(Måler "400") har forbrukt nesten 3 GWh. Måler "400" inkluderer blant anna isvannsanlegg 2, motorar og alt anna teknisk utstyr i fabrikkens med 400V forsyning. Litt over 1 GWh er forbrukt i dei to 230-Volts underfordelingane. Desse forsyner, lys, motorar, teknisk utstyr osv.

5.3 Energi og effektforbruk varmeanlegg

I det etterfylgjande er dagens energi og effektforbruk av varme frå dampsystemet gjennomgått.

5.3.1 Måling og datagrunnlag

Utgangspunktet for kartlegging av energiforbruket var å nytta data frå fabrikkens prosessovervåking- og loggesystem – Zenon. Data frå seks elektrisitetmålarar og fire målarar i dampanlegg er nytta. I tillegg vart det utført eigne målingar av volumstraum og tur- og returtemperaturar i nokre vassborne kretsar. Tørkeskap vart undersøkt som beskrive i kapittel 6. Saman med tekniske data frå ymse utstyr danna dette grunnlaget for estimering av energiforbruk. For varmesystemet sin del var det spesielt energimålarar i dampsystemet som var nyttige. Det var totalt sju av desse (sjå Vedlegg 1), der to var ute av drift, og ein viste tydeleg feilaktige målingar. Dei fire siste vart brukt i berekningane. I tillegg vart det måledata for samla elektrisitetsforbruk til høgspennet elkjel nytta.

5.3.2 Metode og berekning

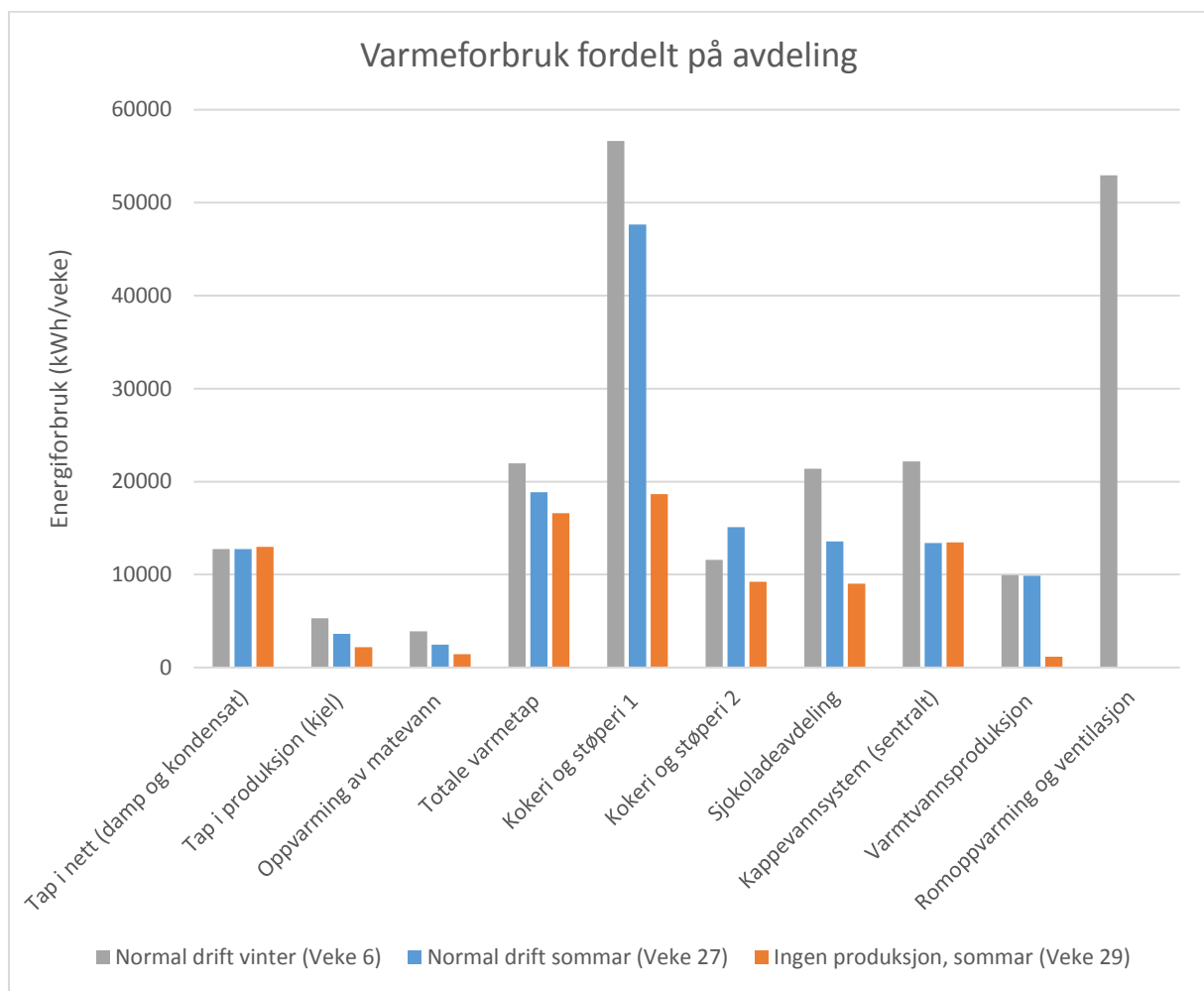
Formålet med innhenting av data var å få ei oversikt over energiforbruket i fabrikkens. Det er valt å sjå på tre vekerperiodar, som kvar representerer ulike driftsforhold. Dette er veke 6 2017, som hadde vinterlege forhold og normal drift, veke 27 2017 som hadde sommarlege forhold og bortimot normal drift, og veke 29 2017 når det var typiske sommarforhold og fabrikkens var feriestengt. For varmetaforbruket er det estimert forbruk til den enkelte forbrukar. For å få ei totaloversikt er det til slutt sett på forbruk på årsbasis. På grunn av god tilgang på data er det her sett på perioden oktober 2016- september 2017.

Energiforbruket til ventilasjonsanlegga vart estimert ved hjelp av tekniske data og opplysningar om drift. Det same vart gjort for ein del av prosessutstyret. Kvar av dei undersøkte periodane hadde sine særtrekk med omsyn til driftsmønster og uteklima. Dette gjorde det mogleg å justera estimata basert på fleire datasett. For eksempel vert dampforsyning til ventilasjonsanlegg stengt manuelt i sommarhalvåret. Dermed vert det færre forbrukarar å fordela forbruket frå dampmålarar på.

Ei berekning av varmetapet i frå fyrkjelanlegg og dampledningsnett vart gjennomført. Saman med berekna energi til oppvarming av matevann utgjer dette det som er omtalt som "totale varmetap"

5.3.3 Resultat

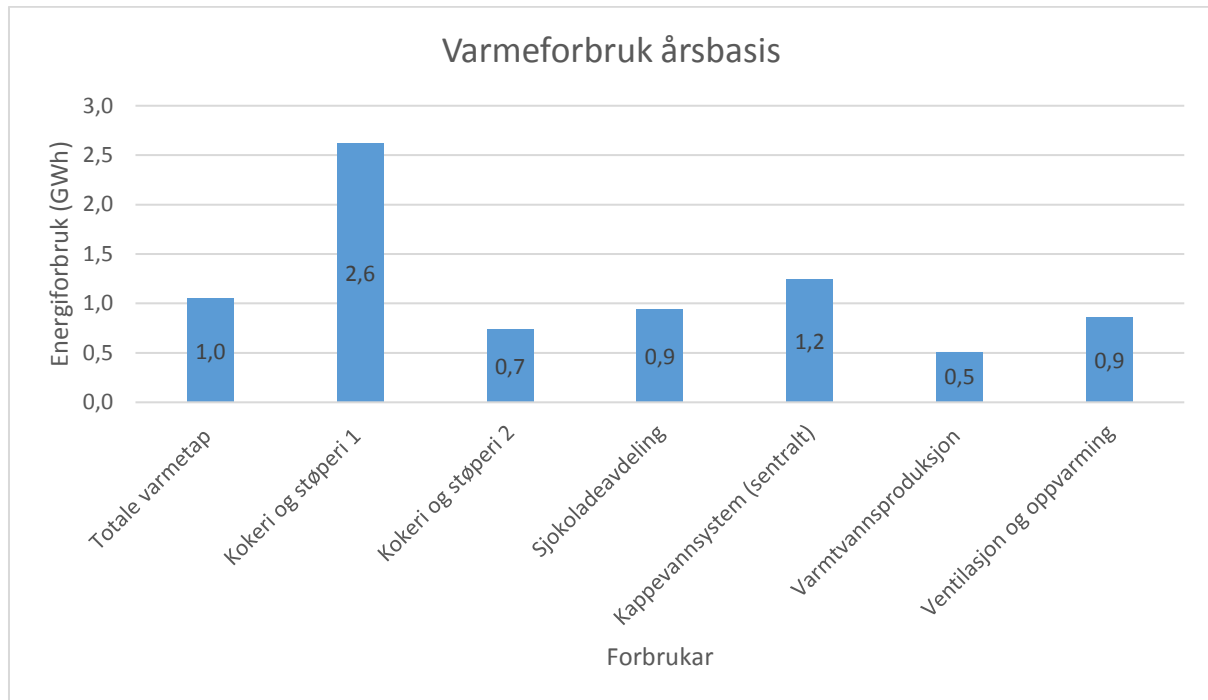
Varmeforbruket for dei tre undersøkte vekesperiodane er gitt i Figur 7, fordelt ut på fabrikkens ulike produksjonsavdelingar. Sentral Kappévannskrets forsyner fleire avdelingar og er sett opp for seg sjølv. Det same gjeld varmtvannsproduksjon. Romoppvarming og ventilasjon er også vist separat. Avdeling for sukkervarer produksjon er delt i to, kokeri og støperi 1 og 2. Figuren gjev eit bilde på skilnaden i forbruk vinter og sommar under produksjon (veke 6 og 27). Veke 29 representerer ei veke utan oppvarmingsbehov, og feriestengt fabrikk. Likevel er forbruket betydeleg. Dette tomgangsforbruket er målt til gjennomsnittleg 400 kW.



Figur 7 Varmeforbruk over året fordelt på avdeling

Tilsvarende diagram for eit heilt år er gitt i Figur 8. I kokeri og støperi 1 finst det sju store tørkeskap. Tørkeskapa står for mykje av forbruket her, med 1,9 GWh. I støperi 2 finst det ytterligere eit tørkeskap, med estimert forbruk 0,25 GWh årleg. Tørking er dermed den prosessen som krev mest energi, anslagsvis 2,15 GWh/år. Vidare vedlikehaldsvarme av tankar og utstyr, altså kappévann, ein stor forbrukar. Forbruket er berekna til 0,44 og 1,24 GWh/år på høvesvis kretsen i sjokoladeavdeling

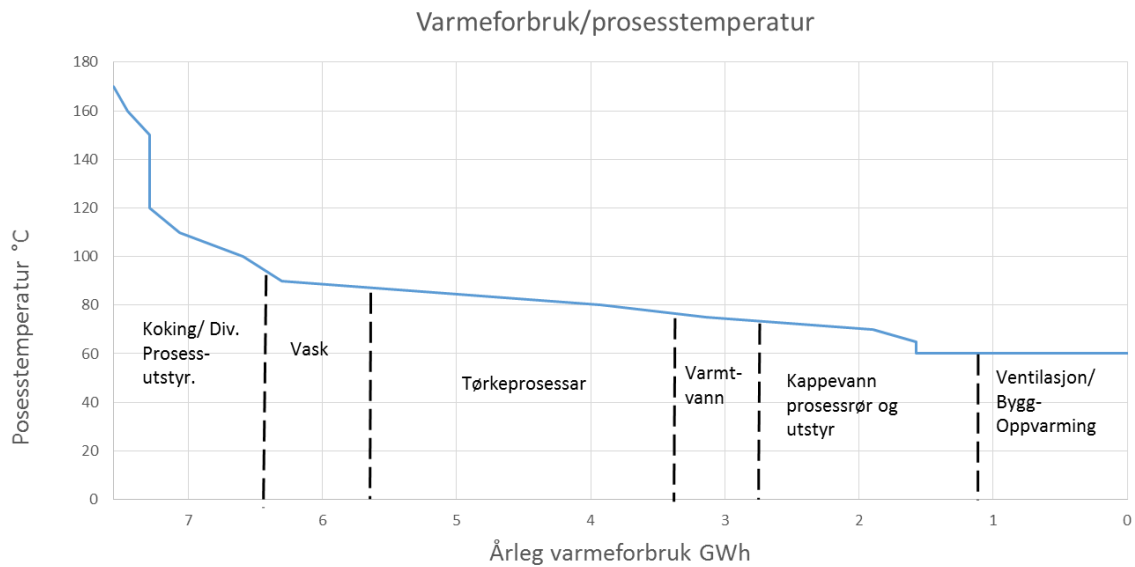
og i sentral kapevannskrets. Om lag 3,8 GWh, eller halvparten av totalen, går til disse to typene av forbruk.



Figur 8 Fordeling av varmekonsum, årsbasis. GWh/år

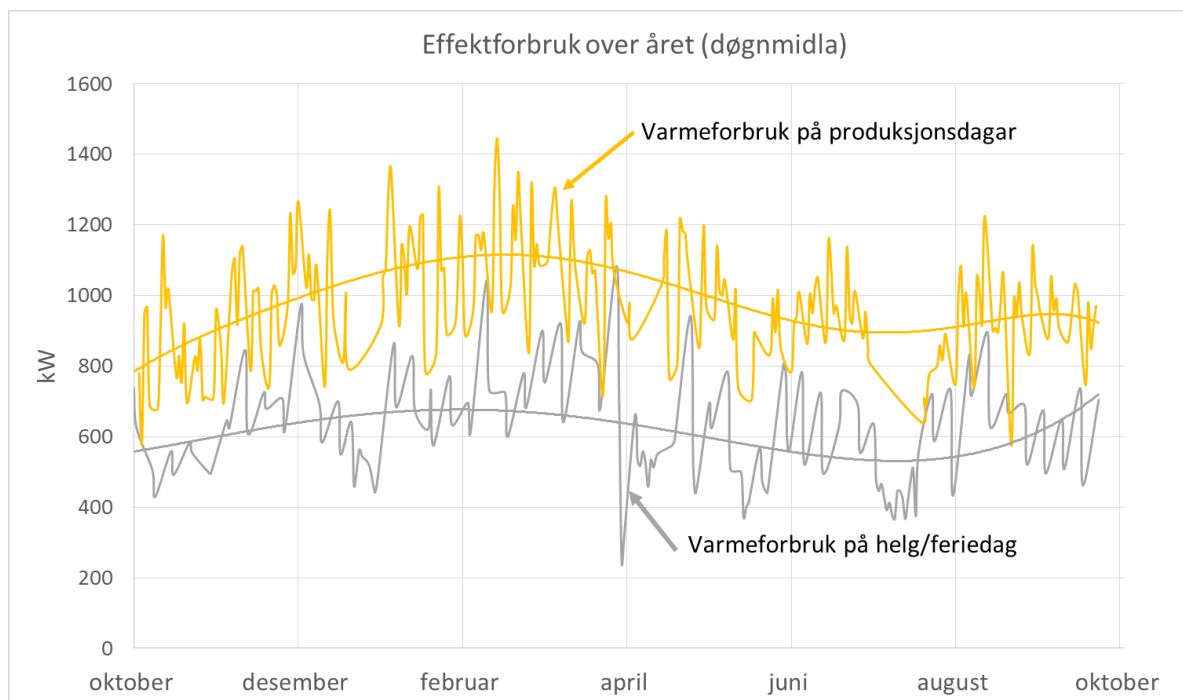
Det er sju ulike ventilasjonsanlegg tilknytt dampsystemet. Saman med ein golvvarmekurs utgjør desse posten "ventilasjon og oppvarming" med 0,9 GWh årleg varmekonsum.

Temperaturnivå i dei ulike forbrukarane vart også kartlagt og registrert. Temperaturnivå er viktig ved vurdering av varegjenvinning og bruk av varmpumpe. Samanhengen mellom varmekonsumets størrelse og prosess temperatur er vist i Figur 9. X-aksen viser akkumulert varmekonsum, frå høgre mot venstre. Forbruket er grovt delt i forskjellige prosessar. Kurven viser temperaturnivået på dei same prosessane, lest av på y-aksen. Det meste av varmekonsumet, om lag 75%, ligg mellom 50°C og 90°C. Det er stort sett prosessutstyr som rørkølarar, gryter og liknande som opererer med temperaturar over 100°C.



Figur 9 Varmeforbrukets temperaturnivå - basert på årleg varmeforbruk.

Måledata for totalt varmeforbruk var tilgjengeleg med oppløysing på døgnbasis. Variasjon over året (oktober 2016-september 2017) er vist i Figur 10, med genererte trendkurver av 6. grads polynom. Det er skilt mellom dagar med produksjon og dagar utan. Figuren viser eit betydeleg forbruk også på dagar utanom normal produksjon (helg/ferie). Den gjev også eit bilde av i kor stor grad forbruket er avhengig av utetemperatur og årstid. I februar ligg gjennomsnittleg effekt på rundt 1100kW i driftstid, og i juni på om lag 900 kW i driftstid.



Figur 10 Variasjon i varme-effektforbruk (døgnmidla). I og utanfor driftstid.

5.3.4 Usikkerheit

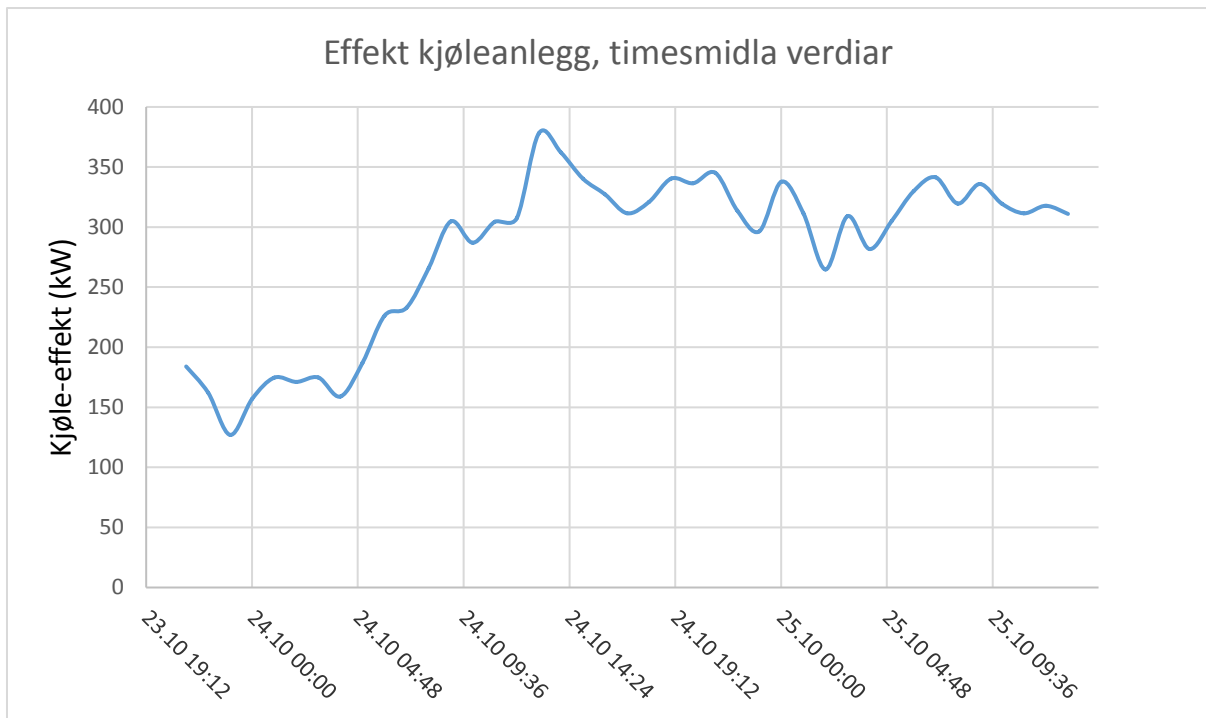
Berekningar og anslag gjort i kartlegginga baserer seg i stor grad på måledata frå faste målarar. Det er nytta data frå energimålarar montert på damprørledningar, basert på ultralyd. Desse har høg nøyaktigheit innanfor visse kapasitetsområder. Brynild har imidlertid hatt problem med drifta av desse. Som ein peikepinn på nøyaktigheita av berekningane vart det nytta samanlikning av totalt forbruk til elektrodekjel mot summen av estimerte forbruk på forbrukssida. Avviket her var på 17%, 7% og 0% for vekene 6,27 og 29, og 17% på årsbasis. Ein må rekna med at avviket på enkelte forbrukarar er større en dette.

5.4 Energi og effektforbruk kjøling

Kjøleforbruket er ikkje kartlagt på same detaljnivå som varme. Det er ikkje tilgjengelege energimålingar på dette, verken totalt eller på enkelte forbrukarar. Det er gjort eit estimat for energi og effektforbruk for Isvannsanlegg 1 basert på elektrisitetsforbruk. Tilgjengelege data finst på straummålar 401 som dekkar både kjøleanlegg og trykkluftanlegg (sjå Tabell 2). Denne målararen har eit totalt forbruk på 1,58 GWh i undersøkt periode (okt 2016-sept 2017). Ved å bruka opplysningar frå driftspersonell om driftsforhold for trykkluftkompressorar og effektbehovet til desse, er forbruket til estimert til 284.000 kWh i perioden. Resterande forbruk er til kompressorar, pumper og vifter i Isvannsanlegg 1. Kjøleforbruket og kondensatorvarmen er berekna ved å anta ein Carnot-virkningsgrad på mellom 0,4 og 0,5. Trykkløftet i anlegget er avhengig av trykket i kondensator, som til ein viss grad varierer med utetemperaturen. Det er difor føresett ein effektfaktor (kjøle-drift) på 2,5 i vinterhalvåret og 3,0 i sommarhalvåret. Dette er lågt for ein amoniakk-kjølekrets på desse trykknivå, men forbruket til pumper, vifter og andre ting spelar nok ein betydeleg rolle her. Alle pumper vert kjørt med konstant hastigheit året rundt. Det konservative anslaget for effektfaktor er understøtta av energimålingar gjort over på sekundærsida av fordampar (i isvannskretsen). Det vart målt energi ved hjelp av ultralydsmåling og tur/returtemperatur over to døgn. Resultatet er gitt i Figur 11. Sidan drifta var alternerande er det valt å timesmidla effekten for lettare å sjå variasjonen. Måleresultata vart samanlikna med elektrisitetsforbruket i same periode, og dette tyda på ein effektfaktor ($COP_{kjøl}$) på litt over 2. Når det gjeld forbruksmønster er det vanskeleg å trekkja konklusjonar frå ein så kort måleperiode, men det ser ut til at svingingane i forbruk over døgnet går relativt sakte. Kjøleforbruket i dei same periodar som undersøkt for varmeanlegget er vist i Tabell 3. Situasjonen liknar den for varmeanlegget, der forbruket i ferien (veke 29) berre er marginalt lågare enn ved produksjon (veke 27).

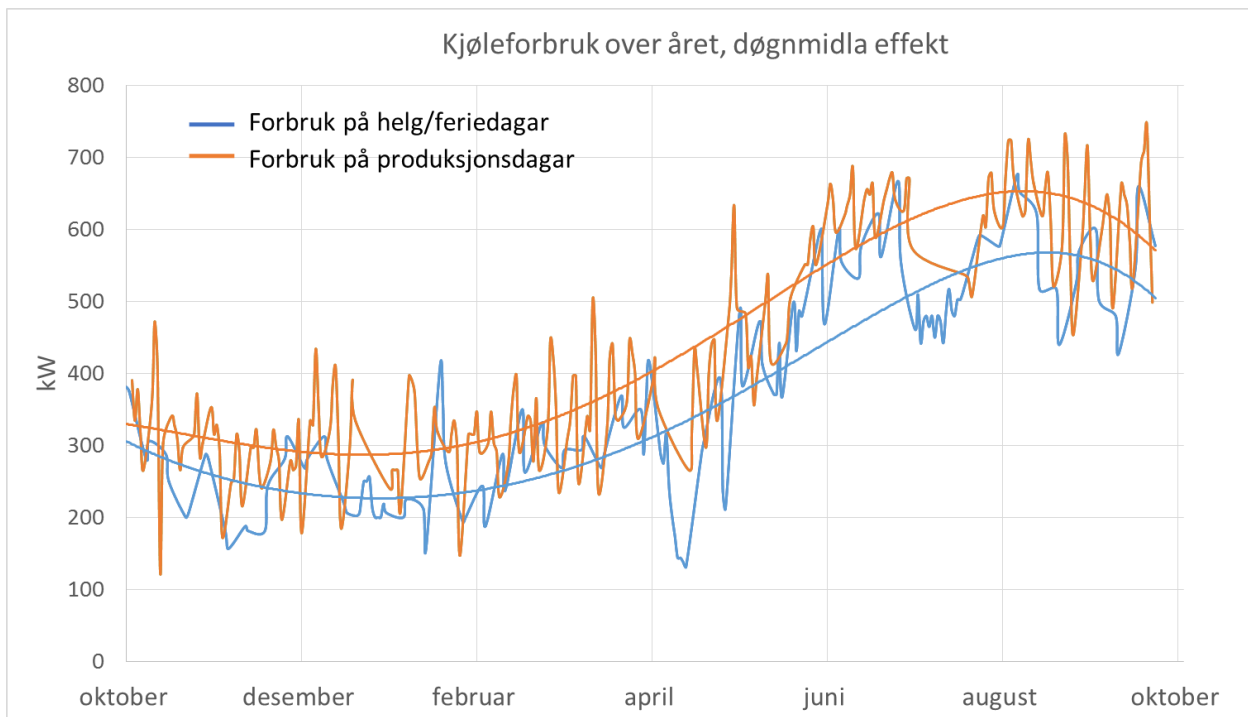
Tabell 3 Kjøleforbruk veke 6, 27, 29 og over året

	Veke 6 (kWh)	Veke 27 (kWh)	Veke 29 (kWh)	Årsbasis (GWh)
Kjøleforbruk	48 000	95 000	82 000	3,6



Figur 11 Kjøleeffekt Isvannsanlegg 1, timesmidla verdier. Energimåling over fordampere.

Resultatet fra estimatet på årsbasis er gitt som døgnmidla effekt, vist i Figur 12. Trendkurver er gitt som 5. ordens polynom. Det er skilt mellom dager med produksjon og dager utan. Skilnaden er relativt liten mellom desse. Forbruket ligg rundt 300 kW i vintermånadene, medan det stig jamt utover våren til om lag 600 kW i den varmaste tida.



Figur 12 Kjøle-effekt over året i Isvannsanlegg 1, døgnmidla effekt

5.5 Konklusjon

Ved sida av avdekka store tomgangsforbruk, er det eit par viktige punkt som har lagt grunnlaget for vidare arbeid.

Det viser seg at det reelle temperaturbehovet for varmemeforbrukarane stort sett er moderat. Figur 9 illustrerer dette godt. Varme vert levert og avgitt ved 180°C, men dei store energiforbrukarane har eit langt lågare temperaturnivå. Rundt 75% av forbruket har temperaturnivå under 90°C. Sjølv om det er eit større antal forbrukarar med høgare temperaturkrav (100-170°C), står desse for ein relativt liten del av energiforbruket.

Tørking av produkt er den del-prosessen som ser ut til å forbruka mest energi. Varmeforbruket til tørking utgjer nesten 30% av totalt forbruk, og kjøleforbruket er sannsynlegvis også høgt. Dette er grundig behandla i kapittel 6.

Når det gjeld muligheita for energieffektivisering med bruk av varmepumpe er det to hovudmoglegheiter som peikar seg ut av denne kartlegginga. Ettersom produksjonen, og også varmemeforbruket, er prega av eit høgt antal forbrukarar, og batchprega produksjon, er det få konsentrerte spillvarmekjelder i fabrikkene. Unntaket er kondensatorvarme frå Isvannsanlegg 1. Det vert dermed aktuelt å løfta denne spillvarmen til eit brukbart temperaturnivå, og levera den til eigna varmemeforbrukarar.

Vidare er det naturleg å vurdere muligheita for bruk av varmepumper i tørkeprosessen (varmepumpeassistert tørking). Det trengst meir detaljert kunnskap om desse prosessane for å vurdere om dette er eit godt alternativ, og for å avgjera korleis tørkene eventuelt kan integrerast i eit varmepumpesystem. Dette er gjennomgått i etterfylgjande kapittel.

6 Kartlegging av tørkeprosessar

Energikartlegginga estimerte at tørking av sukkerprodukt til saman stod for ca 2,15 GWh av varmeforbruket. Denne delen av varmeanlegget var imidlertid prega av få målepunkt, og mange føresetnader vart gjort i estimatet. Det vart målt varmeforbruk på to av tørkeskapa i ein periode. Kjøleforbruket til tørkeskapa er ikkje målt. Målingane gjort i kartlegging viste høgt forbruk, spesielt tomgangsforbruket var høgare enn venta. Med antatt høgt varmeforbruk og moderat driftstemperatur er det naturleg å undersøkje tørkene grundigare. Der dermed gjort målingar og berekningar for å kartleggja tørkeprosessen i sukkerproduksjon (støperi 1), med fokus på driftsforhold og energi/effektforbruk.

6.1 Drift av tørker

Driftsforløpet på tørkene varierer med produktet. Generelt sett er det to hovudgrupper av produkt som vert tørka. *Kaldstøypte produkt* held omkring romtemperatur når dei vert dosert i støypeformene, og gjennom tørkeprosessen. Opphaldstid i tørkeskap er 1-2 døgn. *Varmstøypte produkt* er varme i støypefasen. Desse vert tørka med varmluft, 25-70°C avhengig av produkt, i 36-72 timar. Etter dette vert produktet kjølt til romtemperatur ved lufttemperatur på 15-20°C i 10-24 timar.

Produkta vert støypte og tørka i trebrett fylt med maismjøl. Fyrst vert det stansa ut former i maismjølet, og produktmassen dosert i desse formene.

Mengda fuktigheit som vert fjerna varierer med produkt, men er generelt rundt 20-35% av opprinneleg produktvekt. Hypotesen er at transporten av fuktigheit skjer både ved diffusjon frå produkt til omkringliggjande maismjøl, og ved direkte fordamping av vatn frå produkt til luft. Etter ein tørkeprosess vert maismjølet kjørt via skruer til ei separat tørke, for å få korrekt fuktigheit og temperatur for gjenbruk. Altså vert vatnet transportert ut både via tørkeluft og via maismjøl.

6.2 Systembeskrivelse

Ved Støperi 1 er det totalt sju unike tørkeskap, av tre ulike design. Skap 1,2, og 3 er eldst. Dynaflow 1 og 2 og Catelli 1 og 2 er benevnt etter leverandør av tørkesystemet. System- og prinsippsskisser er vist i Vedlegg 3a-c. Skapa er bygde inne i fabrikklokalet, og ligg vegg i vegg. Høgda er 3 meter og lengda på tørkekammerert 25 meter.

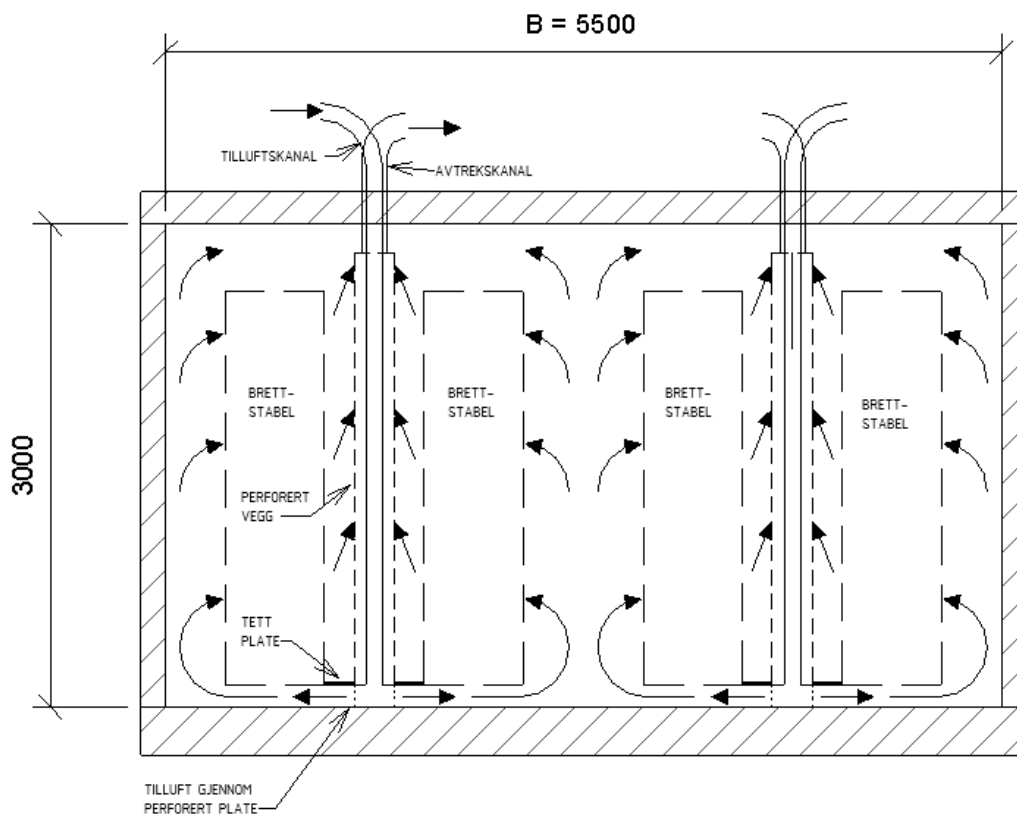
Skapa er organisert slik at det er eit banesystem for paller langs heile skapet. Produkt vert støypt i former som er prega i maismjøl som ligg i eit trebrett. Trebretta vert så stabla og transportert på bane inn i skapet, som vist på bildet i Figur 13. Systemoppbygginga for dei ulike tørkeskapa er gjennomgått under.

6.2.1 Tørkeskap 1, 2 og 3.

Desse skapa er tilnærma identiske. Kwart skap har 4 pallebaner, som til saman rommar 10.800 brett med produkt. Tørkeprinsippet er at varm/tørr luft vert tilført ved golv, under bretta, og avtrekk skjer i heile skapets høgde. Dette skjer i to aksar langs heile skapet, sjå Figur 14. Tilluft vert tilført via 20

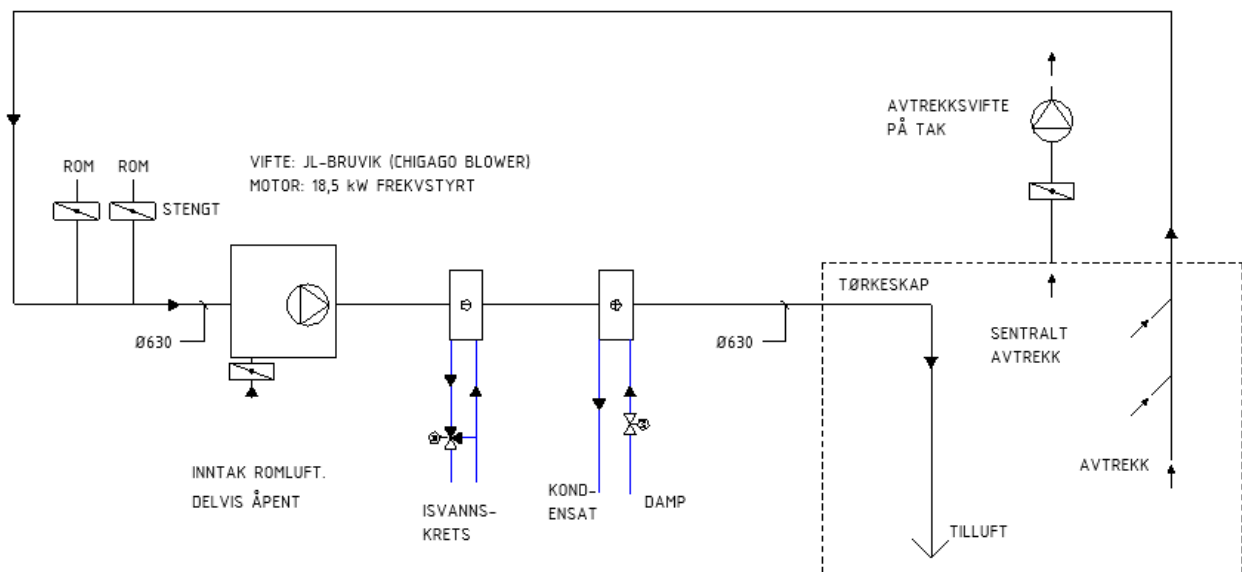


Figur 13 Tørkeskap 1 under oppfylling



Figur 14 Prinsippsnitt med antatt/tiltenkt strømningsbilde, tørkeskap 1-3

tilluftskanalar i kvar akse. Luftmessig er skapa delt i fire seksjonar, der luftmengda i kvar seksjon kan justerast vha av manuelle spjeld, sjå Vedlegg 3a for fullstendig skjema. Luftbehandlingsanlegget er lokalisert oppå kvar enkelt tørkeskap. Systemet er basert på omluft, sjå Figur 15. Utskifting av luft skjer ved at romluft vert teke ifrå rommet over tørkeskap, via inntak rett før vifte. I tillegg er det eit avtrekk på midten av skapet, som ved vifte plassert på yttertak. Avtrekkslufta vert kasta over tak. Etter sirkulasjonsvifte er det plassert eit kjølebatteri tilkobla Isvannsanlegg 1, og eit varmebatteri forsynt frå sentralt dampanlegg. Damp vert tilført ved 8,7 bar som tilsvarar kondenseringstemperatur på ca 178°C.

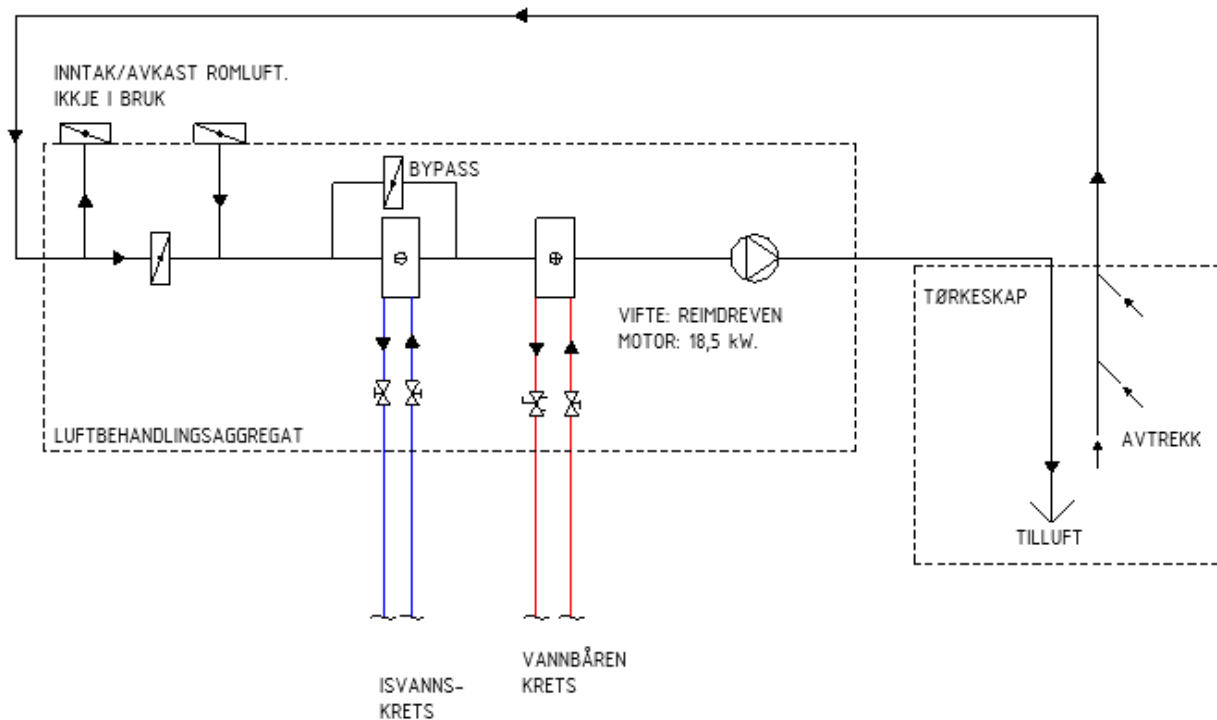


Figur 15 Systemskisse luftbehandling, skap 1-3

6.2.2 Dynaflow 1 og 2

Dynaflow-tørkeskap er av nyare dato, og navnet er gitt etter leverandøren av skapet. Dei er halvparten så breie som skap 1-3, om lag 2,3 meter. Oppbygginga inne i skapet med omsyn til tilluft og avtrekk er av same prinsipp som vist i Figur 14, men med berre to pallepanar, og tilluft/avtrekk langs ein akse i midten av skapet. På luftbehandlingssida er det derimot skilnader. Kvar skap har to separate luftbehandlingseiningar som forsyner kvar sin del av skapet. På vedlegg 3b er dette vist i prinsipp. Oppbygginga til luftbehandlingseininga er vist i Figur 16. Det er prinsipp ganske likt som for skap 1-3, med den skilnad at det her er eit spjeld for mulig bypass over kjølebatteriet. Varmebatteriet er forsynt med damp direkte, og kjølebatteriet frå Isvannsanlegg 1. Vidare er det mulighet for avfukting av lufta i ved samtidig drift varme og kjølebatteriet. Ifylgje skapoperatør vert ikkje denne funksjonen brukt. Det er også automatisk styring av spjeld på inntaksluft. Dette er alltid stengt. Eventuell utskifting av luft skjer her altså berre ved lekkasjar frå skap og kanalnett. Ein annan viktig skilnad er at dimensjonane på desse luftbehandlingseiningane er mykje større enn for skap 1-3.

Skapa er halvparten så store som skap 1-3. Likevel er det dobbel så stor kapasitet på viftemotorar. Luftutskiftinga i skapa må difor føresetjast å vera mykje større.

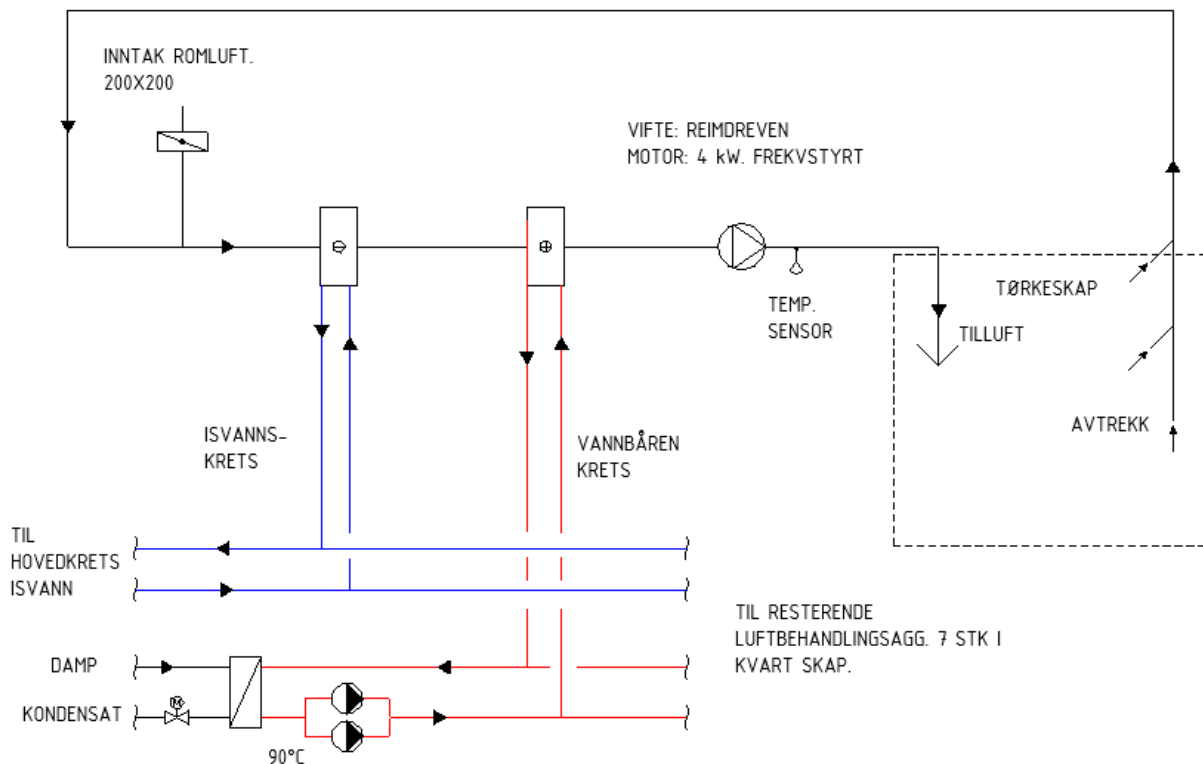


Figur 16 Systemskisse luftbehandlingseningar Dynaflowskap

6.2.3 Catelli 1 og 2

Dei to skapa er 25 meter lange og 3 meter høge, breidda er om lag 2,3 meter. Som Dynaflow-skapa er det to pallepaner i breidda,. Luftsirkulasjon er organisert slik at tilluft vert tilført ved den eine langveggen, og trekt av ved den andre langveggen. Luftutskifting og behandling er delt i inn i 7 seksjonar i lengderetning, med separate luftbehandlingseiningar plassert på taket over tørka. Vedlegg 3c viser luftbehandlingsarrangementet over tørkeskapa. Varmebatteri er forsynt frå vannbåren krets, med varmevekslar mot damppanlegg. Kjølebatteriet er forsynt med isvatn frå isvannsanlegg 1, som vist i Figur 17. Utskifting av luft skjer via eit friskluftinntak på ca 200x200mm før

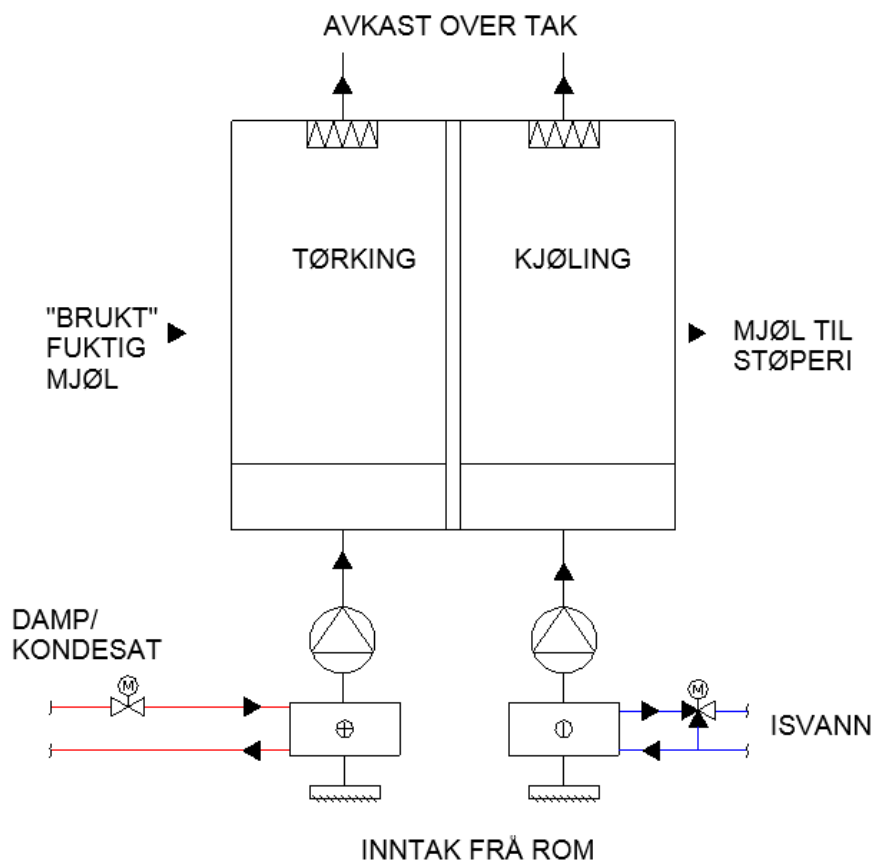
kjølebatteriet, og avtrekk via to avtrekksvifter plassert i kvar ende av skapet. Disse trekkjer luft av ved tak i skapet, og slepper det ut i rommet over skapa.



Figur 17 Systemskisse luftbehandling Catelliskap

6.2.4 Meltørke

Etter ein syklus i tørkeskapet vert det "brukte" maismjølet transportert til ei separat tørke. Denne er bygd opp av to kammer, der luft vert blåst vertikalt gjennom mjølet, som vist i Figur 18. I fyrste omgang vert luft henta frå rommet varma opp til om lag 70°C i eit dampbatteri. Lufta vert blåst gjennom mjølet, der fuktigheit vert teke opp. Avkastlufta vert blåst ut over tak. I andre del vert mjølet kjølt ned til rundt romtemperatur, ved at luft frå rommet vert kjølt i eit isvannsbatteri. Lufta vert blåst gjennom mjølet på same måte som ved tørking.



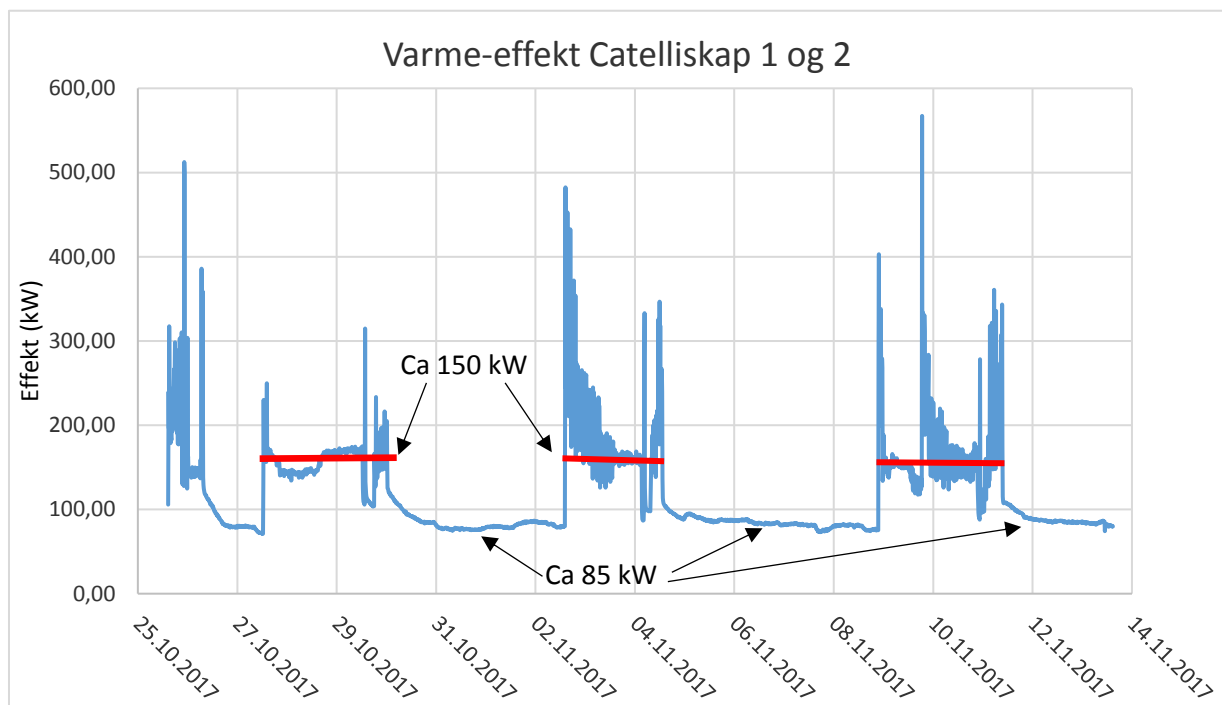
Figur 18 Prinsipp meltørke

6.3 Energiforbruk – resultat frå prosjektoppgåve.

I energikartlegginga i prosjektoppgåva vart varmemeforbruket til tørkane estimert. Estimater baserte seg på to kjelder; på Catelliskap 1 og 2 vart det målt massestrøm og tur/returtemperatur på hovudstrekket på vannbåren varmekrets i ein periode på tre veker. Denne viste ein relativt konstant effekt på ca 85 kW uavhengig av drift av tørke (tomgangsforbruk), og ein gjennomsnittleg effekt på ca 150 kW når tørka var i drift, sjå Figur 19. Ekstrapolering av målingane til eit år gav eit varmemeforbruk på nesten 1 GWh. Målingane var basert på ultralydsmåling av vannstrøm, og måling av tur og returtemperatur i varmekretsen. Liten temperaturdifferanse på tur og retur gjer måleresultata svært sensitive for små målefeil her.

Tørkeskap 1-3 og Dynaflow 1 og 2 har ikkje same moglegheit for måling på vannkrets, då desse har direkte oppvarming med damp. Desse vert forsynt av dampstreng 5. Dampmåler 5 måler forbruket her, men det ligg også fem andre forbrukarar på denne. Forbruket til desse vart estimert utifrå antagelsar om effektar og driftstider, og det som var igjen vart bokført på tørkeskapa. Estimater vart 0,2 GWh på kvart av dei fem skapa. Meltørka vart estimert på grunnlag av antagelsar om temperaturar og volumstrøm av luft. Estimater vart 0,32 GWh. Altså er det knyttet stor usikkerheit til

dette. Kjøleforbruket vart ikkje forsøkt berekna.



Figur 19 Varme-effekt Catelliskap 1 og 2.

6.4 Teori

Dei prinsipp og prosessar som er relevante for denne tørkeprosessen er her gjennomgått.

Tørkeprosessen er karakterisert ved at vatn blir ført bort på to måtar; ved direkte fordamping til luft i sjølve tørkeskapet, og ved diffusjon til maismjøl, som sidan vert tørka separat (meltørke). Me skal sjå på dei to forskjellige delprosessar.

6.4.1 Produkt og maismjøl - vanntransport

Produkt (sukkervarer) og støypeformer (maismjøl) har eit gitt fuktinnhald før tørking. For produkta sin del er det snakk om i størrelsesorden 20-40% av totalvekt, medan maismjølet har eit fuktinnhald på rundt 7% av totalvekt. Drivkrafta til transport av fuktigheit frå produkt til luft er gitt av forskjellen mellom *vannaktivitet* ved produktets overflate, og relativ fuktigheit i tørkelufta.

Vannaktivitet a_w er ein termodynamisk eigenskap definert som gasstrykket (vanddamp) som produktet utøver på omgivelsane, ved likevekt, dividert med gasstrykket til reint vatn ved dei same forhold (trykk og temperatur) (Mohos, 2010):

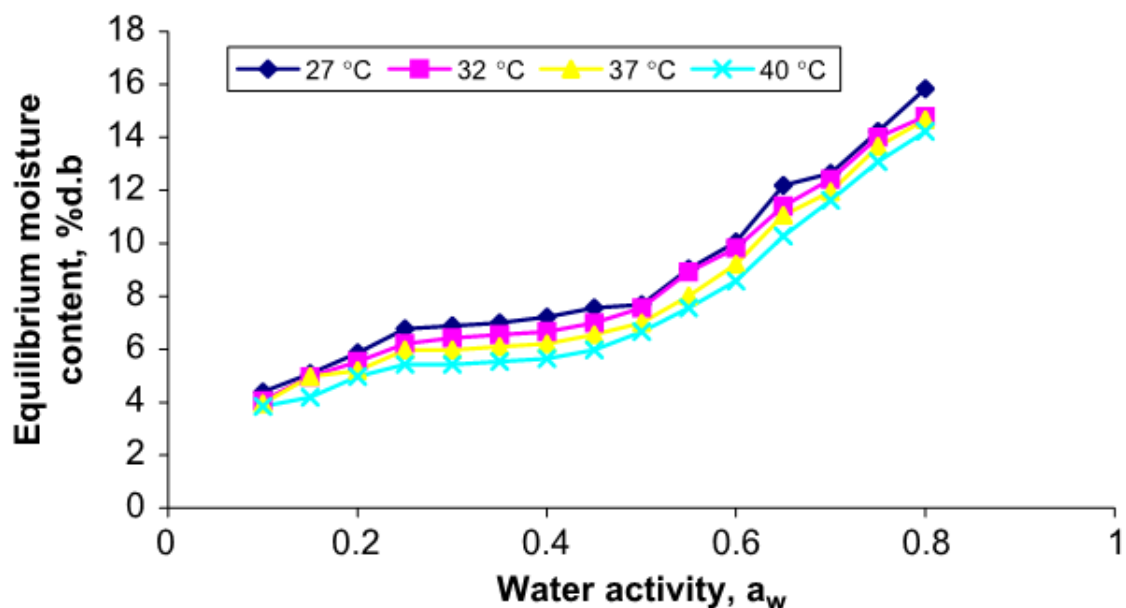
$$a_w = \frac{p_w}{p_0} \quad (6.1)$$

der p_w gasstrykket utøvd av produktet, p_0 er gasstrykket til reint vatn. Denne størrelsen seier noko om kor lett vatnet i produktet er tilgjengeleg for fordamping.

Sagt på ein annan måte, dersom produktet er i ein omgivelse med luft; vannaktiviteten tilsvarar den relative fuktigheita i luft, der vanninnhaldet i produktet er i likevekt med lufta, og produktet vil verken tørka eller ta opp fuktighet. Vannaktivitet er avhengig av temperatur, så same måte som relativ fuktighet. For ein gitt temperatur vil kvart produkt ha sin unike samanheng mellom vanninnhald og vannaktivitet.

Tilsvarande prinsipp gjeld for transport av vatn frå produkt til maismjøl. Drivkrafta for diffusjon av fuktighet mellom produkt og maismjøl vil vera differansen i vannaktivitet i dei to substansane.

Som eksempel er det i Figur 20 vist vannaktiviteten i ein type maismjøl, funne av Oyelade (2007).



Figur 20 Vannaktivitet i ein type maismjøl ved forskjellige temperaturar (Oyelade, 2007)

Med dette etablert vert det innlysande at luftdistribusjonen i tørkekammeret er av stor betydning for tørkehastigheita. Slik tørkeskapa opererer, er det snakk om større eller mindre grad av konveksjon. Er det stillestående luft nær produktet, vil denne etter eit tid nærma seg likevekt med produktet, RF nærmar seg a_w . Ved stillestående luft vil massetransporten skje ved konduksjon. Ved aukande

lufthastighet over produktet kan ein snakka om større og større grad av konveksjon. Her er strøymingsforholda over produkta avgjerande. Avhengig av hastighet og geometri vil det danna seg grensesjikt av varierende tykkelse. Ved så høg hastighet at turbulent strøyming opptreer vert dette grensesjiktet tynt, og potensialforskjellen mellom produktet og luft nær dette vert større. Dette er ein mekanisme analog til varmeoverføring ved konveksjon, men her er drivkrafta differanse i vannaktivitet/relativ fuktigheit istadenfor temperatur.

6.4.2 Lufttekniske prosessar

Ser ein på dei tørkelufta er det fylgjande teoretiske prosessar som er aktuelle:

- Adiabatisk (isentalpisk) befuktning av luft (tørking av produkt)
- Adiabatisk blanding av romluft og brukt tørkeluft
- Oppvarming av avfukta luft eller blanda luft.
- Nedkjøling og avfukting av fuktig brukt tørkeluft.

Det varierer litt mellom dei ulike tørkeskapa korleis fuktigheita vert fjerna frå systemet. Skap 1 -3 baserer seg utelukkande på innblanding av luft frå rommet over tørkeskap. Dynaflo- og Catelli-skapa har muligheit til å kondensera ut fuktigheit i kjølebatteri i tillegg.

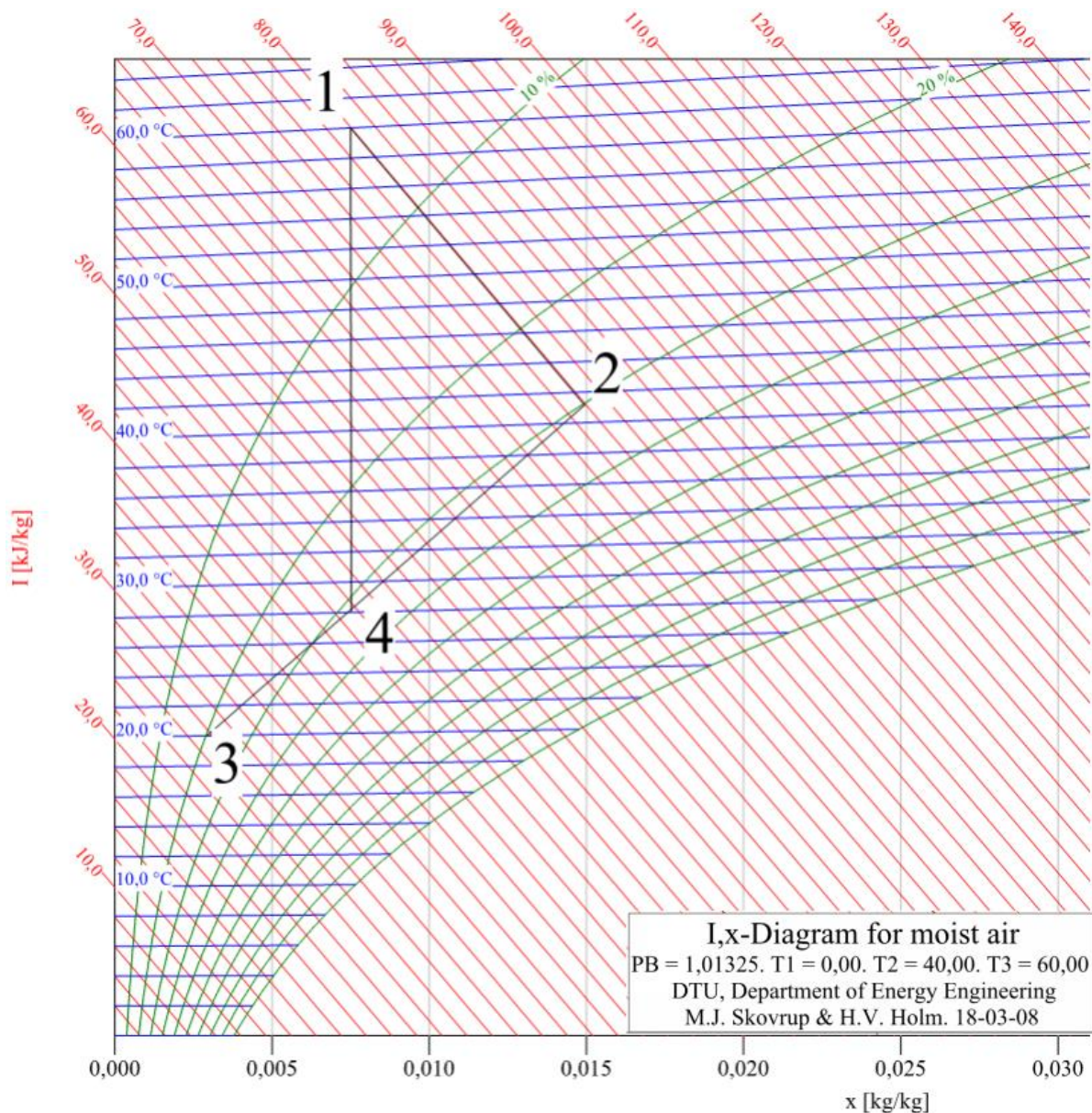
Ein ideell tørkeprosess uten varmetap er vist i et entalpi-fukt-diagram (I-x) for fuktig luft i Figur 21, generert i dataprogrammet Coolpack.

- Tilstand 1 representerer tørr varm luft som blir tilført i tørke (tilluft). Mellom punkt 1 og 2 vert fukt teke opp i lufta frå tørkevarerne i skapet. Her er det teoretisk sett ingen varmeutveksling, og dermed ligg linja parallelt med linja for konstant entalpi, medan fuktinnhaldet aukar og temperaturen fell.
- Punkt 2 representerer lufttilstanden ut av tørke (avtrekk).
- Punkt 3 representerer lufttilstanden på frisk luft blanda inn.
- Blandingstilstanden, punkt 4, vil liggja på linja mellom 2 og 3. Plassering er lineært avhengig av blandingsforholdet. Vert det blanda inn like mengder friskluft av avtrekksluft, vil punktet liggja midt på linja (I eksempelet i figuren er det mest friskluft). Linja mellom 4 og 1 representerer oppvarming av lufta før innblåsning.

Dette eksempelet inkluderer ikkje nedkjøling og utfelling av vatn. Dersom ein erstattar innblandinga av friskluft med nedkjøling og avfukting, ville punkt 3 vore plassert nede på metningslinja (100% fuktigheit) ved den temperatur varmeoverføringa skjer på (overflatetemperaturen på kjølebatteriet).

Av Figur 21 ser ein at det lufttilstanden inn i tørka er svært avhengig av tilstanden til frisklufta. I eksempelet er denne sett til 20°C/20%RF. Dersom det vert høg fuktigheit i denne tilstanden, vil det medføra at blanda luft og tilluft (punkt 1 og 4) vert fuktigare, og potensialet for å ta opp fuktigheit frå produkt vert mindre. Ein slik prosess er dermed stor grad prisgitt lufttilstanden i punkt 3.

Eit lukka system med utkondensering av vatn har ikkje denne utfordringa. Her vil ein kunna kontrollera prosessen uavhengig av uteklimaet.



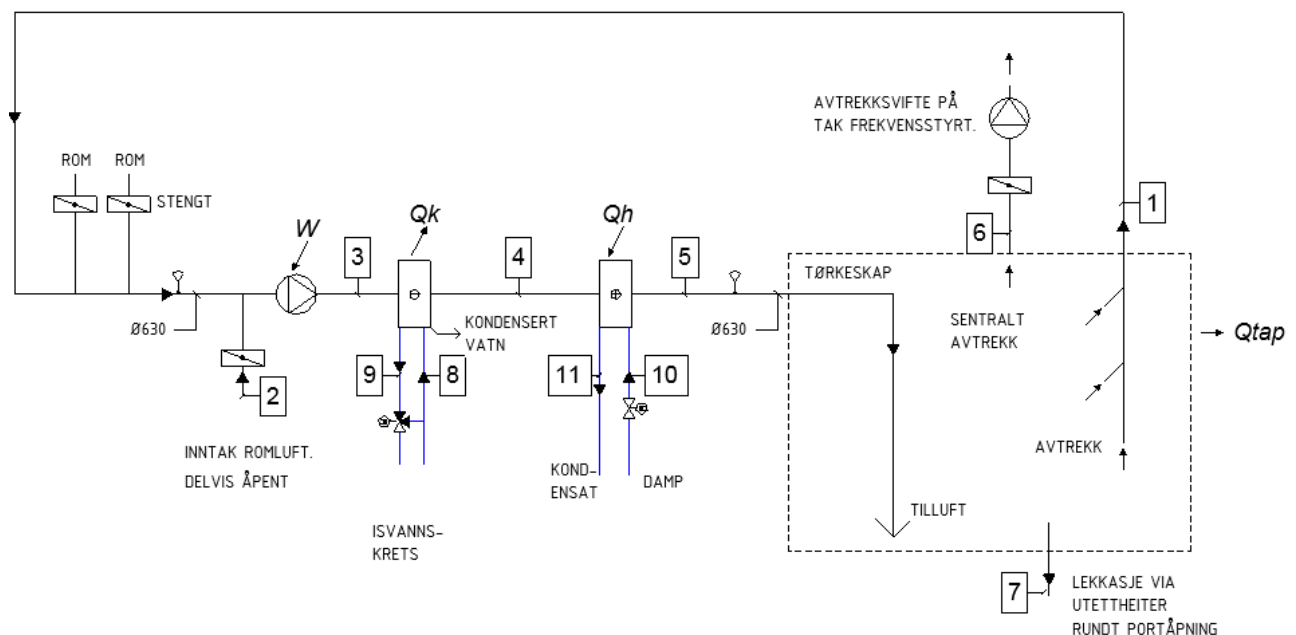
Figur 21 Ideell tørkeprosess vist i I-X diagram for fuktig luft (Coolpack).

6.5 Berekningsmodell

For å fastleggja ein tørkeprosess er det gjort målingar og bygd opp ein berekningsmodell. Det er valt å berekna to forskjellige skap. Dei omtalte måleresultata frå Catelliskapet viste eit stabilt høgt effektforbruk, også utanfor driftstid. Dette er interessant å få kontrollert dette gjennom nye målingar. Skap 1-3 er like, og det er antatt at kartlegging av eit av desse vil vera representativ for dei to andre. Det ligg også praktiske årsaker bak valet, då det er langt mindre komplisert å utføra målingar på skap 1-3 enn for eksempel Dynaflowskapa, som er delt i to seksjonar med separate aggregat. Formålet er å måla og berekna dei aktuelle lufttilstandar og sirkulerte luftmengder i tørkeskapet, og på dette grunnlag bestemma forbruket av varme og kjøling, og bortført fuktigheit i luft og maismjøl. Dette gjev grunnlag for ei teoretisk berekning av energiforbruket til tørking av maismjøl, og bestemma av forholdet bortført fuktigheit/tilført energi (SMER). Som vist i kapittel i 6.2 er oppbygninga av Skap 1-3 og Catelli 1 og 2 forskjellig. Dette betyr at det to litt forskjellige måleopplegg og berekningsmodellar må lagast for dei to skap. Vidare er det gjort tørkeforsøk berekningar på produkt og maismjøl.

6.5.1 Modell 1 - Tørkeskap 1/2/3

Ein skjematisk modell av tørkeskapet, med angitte tilstandspunkt nummerert 1-11 er vist i Figur 22. Ein tørkeperiode med varmastøypte produkt som det er sett på her, er todelt. Fyrst ein periode med høg temperatur (50-65°C) i skapet, og deretter ein periode med kjøling. Kjølebatteriet mellom tilstand 3 og 4 er dermed ikkje i bruk for avfukking av lufta. I fyrste perioden vert varme slått på, i den andre perioden vert kjøling slått på. Vifte går med konstant hastigheit gjennom heile prosessen.



Figur 22 Modell tørkeskap 1-3

Bortføring av fuktigheit skjer ved at ein del av tørkelufta vert skifta ut kontinuerleg. Ei sentral avtrekksvifte (pkt 6) kastar "brukt" luft over tak. Luft vert erstatta gjennom inntak frå rom (pkt 2).

Målte luftmengder i avtrekk (1), tilluft (5) og avkast (6), saman med lufttilstanden i desse punkta bestemmer massebalansen i systemet. Avvik mellom desse er rekna som lekkasje gjennom utettheiter i skapet (7). Tilstandane i punkt (3) og (5) er nytta for å berekna varme- og kjøle-energien. Dermed er ikkje temperatur og massestrøm på isvannskrets og dampkrets målt (punkt 8-11) Vidare er det gjort fylgjande føresetnader og antagelsar:

- Trykktap, luftlekkasjar og varmetap i kanalar er neglisjert.
- Med hensyn til berekningar av lufttilstandar er det føresett atmosfærisk trykk (101,325 kPa) gjennom heile prosessen.
- Sidan varme og kjølebatteri ikkje er i drift samtidig, er det føresett at tilstand 3 er lik tilstand 4 ved drift av varmebatteri og tilsvarande at tilstand 4 er lik tilstand 5 ved drift av kjølebatteri.
- Massestrømmen av fuktig luft er føresett lik i punkt 3 som i punkt 5, altså vert massen av eventuelt utkondensert vatn neglisjert. Denne er svært liten i forhold til total massestrøm.
- Tilstanden i avkastluft (punkt 6) er føresett lik avtrekkslufta (punkt 1)
- Tilstandsdata for luft er henta frå tilstandsbiblioteket RnLib.
- Prosessen mellom punkt 1 og 3 (luftinntak og vifte) er berekna som ein tapsfri blandingsprosess (1+2), etterfylgd av varmetilførsel gjennom vifte.

Målte parametrar brukt som inndata i modell er gjengitt i Tabell 4.

Tabell 4 Inputverdier modell

Parameter	Symbol	Eining
Avtrekksstemperatur	T_1	°C
Relativ fuktigheit avtrekk	φ_1	%
Volumstrøm fuktig luft (avtrekk)	\dot{V}_1	m^3/h
Omgivelsestemperatur	T_2	°C
Relativ fuktigheit i omgivelse	φ_2	%
Tilluftstemperatur	T_5	°C
Relativ fukt	φ_5	%
Volumstrøm fuktig luft (tilluft)	\dot{V}_5	m^3/h
Volumstrøm sentralt avtrekk	\dot{V}_6	m^3/h

Temperatur og relativ fuktigheit vert målt. Desse to parametrane bestemmer tilstanden, nærare bestemt verdien av dei andre eigenskapane til lufta i tilstanden. Dei andre størrelsane som er av

interesse er entalpi h_n (kJ/kg), spesifikt volum v_n (m³/kg) og absolutt fuktighet x_n (kg vatn/kg tørr luft).

Tilstandsinformasjon i 1, 2 og 5, og luftmengdene vert så brukt til å berekna resten av tilstandane i prosessen, og dei andre størrelsane av interesse, ved hjelp av likningar gitt i Tabell 5. Desse likningane vart så løyst for kvart tids-steg i måleseriane. Oppløysinga vart her sett til 1 minutt. Dette er ein prosess som endrar seg sakte og går over fleire timar så det er vurdert som tilstrekkeleg.

Tabell 5 Likningssett Modell 1

Parameter	Symbol/likning	Nr	Eining	Forklaring
Massestrøm fuktig luft avtrekk	$\dot{m}_1 = \dot{V}_1/v_1$	6.2	kg/s	
Massestrøm tilluft	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{V}_5/v_5$	6.3	kg/s	
Entalpi i punkt 3	$h_3 = (\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{W})/\dot{m}_3$	6.4	kJ/kg	Energibalanse over viftekammer/friskluftsinnntak
Absolutt fukt i pkt 3	$x_3 = \frac{\frac{x_1 \dot{m}_1}{1+x_1} + \frac{x_2 \dot{m}_2}{1+x_2}}{\frac{\dot{m}_1}{1+x_1} + \frac{\dot{m}_2}{1+x_2}}$	6.5	kg/kg	Massebalanse over viftekamme/friskluftsinnntak.
Massestrøm sentralt avtrekk	$\dot{m}_6 = \dot{V}_6/v_6$	6.6	kg/s	
Kjøle-effekt	$\dot{Q}_K = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{kv} \Delta h_{kv}$	6.7	kJ/s	Energibalanse over kjølebatteri
Massestrøm lekkasjeluft	$\dot{m}_7 = \dot{m}_5 - \dot{m}_1 - \dot{m}_6$	6.8	kg/s	Massebalanse fuktig luft over tørkeskap
Mengde vatn fjerna frå produkt med tørkeluft	$\dot{m}_{vp,l} = \frac{x_6 \dot{m}_6}{1+x_6} + \frac{x_1 \dot{m}_1}{1+x_1} + \frac{x_7 \dot{m}_7}{1+x_7} - \frac{x_5 \dot{m}_5}{1+x_5}$	6.9	kg/s	Massebalanse for vatn over tørkeskap
Varmeeffekt	$\dot{Q}_H = \dot{m}_5 (h_5 - h_4)$	6.10	kJ/s	Energibalanse over varmebatteri

Massestrøm sentralt avtrekk	$\dot{m}_6 = \dot{V}_6/v_6$	6.11	kg/s	Tilstand 6 lik tilstand 5.
Mengde vatn fjerna frå produkt med tørkeluft	$\dot{m}_{vp} = \frac{x_6 \dot{m}_6}{1 + x_6} + \frac{x_1 \dot{m}_1}{1 + x_1} + \frac{x_7 \dot{m}_7}{1 + x_7} - \frac{x_5 \dot{m}_5}{1 + x_5}$	6.12	kg/s	Massebalanse over tørkeskap

6.5.2 Måleopplegg Tørkeskap 3

Målingar vart utført i perioden 14-18.03.18. Det vart produsert og lasta inn varer i tørkeskapet for- og ettermiddag 14.03. Av fire pallebanar vart to fylt heilt opp, og den tredje nesten heilt full, totalt 7962 trebrett med maismjøl og produkt. Ifylgje Brynilds eigen berekning tilsvarte dette 4522 kg produkt. Vekta av brett og maismjøl vart bestemt ved å vega opp 10 tomme brett, og 4 av desse med maismjøl. Totale mengder er vist i Tabell 6.

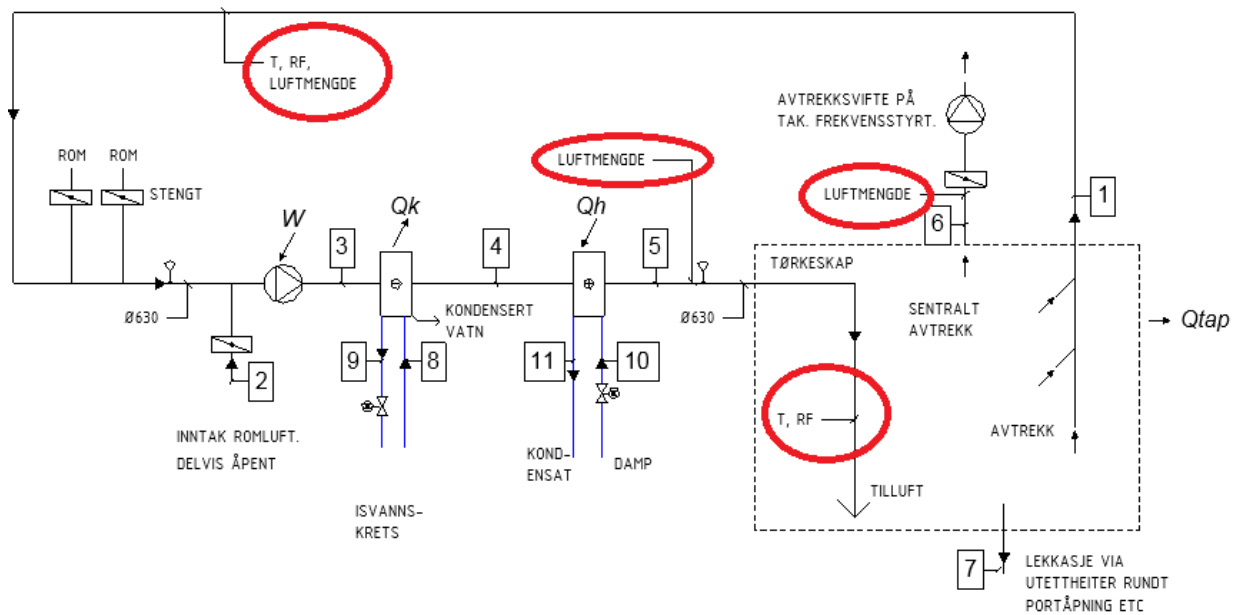
Tabell 6 Varemengder i skap 3

Vare	Trebrett	Maisjøl	Produkt
Vekt (kg)	14 156 kg	34 380 kg	4 522 kg

Drifta av tørkeskapet hadde tre fasar, som vart håndtert/styrt manuelt av operatør. Fyrste fase var oppvarming til temperatur 41°C, målt av tempertursensor i avtrekk. Dette var settpunkt i 22 timar, før temperaturen vart heva til 51°C i 43 timar. Til slutt fylde 24 timar med nedkjøling. I dei to fyrste fasane vart det kjørt pådrag på varmebatteriet. I den siste fasen vart sett på kjøling. Altså førekom det ikkje fase 1 og 2 at varme og kjøling stod på samtidig. Omluftsvifta gjekk med konstant hastigheit under heile prosessen, mens avkastvifta vart styrt manuelt. Den gjekk på på 10Hz i varmedrift, og 30Hz i kjølefasen.

Logging av temperatur og fuktigheit

Det vart logga temperatur og fuktigheit i tilluft, avtrekk, og ved inntak friskluft, tilsvarande punkt 1,2 og 5 i Figur 23. Målepunkt er markert med raudt i figuren. Loggeintervallet var 1 minutt. Måling av avtrekkslufta vart gjort i hovudkanal, etter at all avtrekksluft frå heile skapet var samla. Tillufta vart føreset med lik tilstand i alle kanalar, og denne målaren vart plassert i ein vilkårleg tilluftskanal inne i skapet. Til slutt vart det plassert ein loggar ved friskluftinntak. Brukt måleapparat og nøyaktigheit er vist i Tabell 7.



Figur 23 Målepunkt skap 3, markert med raudt

Tabell 7 Målepunkt og utstyr skap 3

Parameter	Plassering	Måleutstyr	Nøyaktighet
T, RF, Tilluft	Tilluftskanal i skap	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
T, RF, Avtrekk	Sentral avtrekkskanal	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
T, RF, Friskluftinntak	Ved inntak friskluft	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
Lufthastighet	I tilluft/avtrekk/avkast	VelociCalc/Q-Trak 7575	Lufthastighet: +/-3%
Veging av produkt/brett/mjøøl		Mettler Toledo Excellence Plus	+/- 10 gram

Lufthastighetsmåling

Lufthastigheter vart målt ved alle driftstilfeller, men ikkje logga kontinuerleg. Desse målingane vart gjort i kanalnett, med lufthastighetsmålar. For å få gode målingar bør desse utførast etter eit rett kanalstrekk på minst 5 x diameter frå bend, overgang eller gren. Kanalnettet var utforma slik at dette ikkje var mogleg. Målenstrumentet tillet å registrera målingar kvart sekund. Dermed kunne ein ta 20-30 målingar på heile kanalens tverrsnitt, ved å føra proben med jamn hastighet på tvers av kanalen, illustrert i Figur 24. Gjennomsnittet av målingane vart brukt.

Instrumentet målte også temperatur og relativ fuktighet. Dette tillet ein kontroll av målte verdiar frå loggarane på gitte tidspunkt. Målemetoden er unøyaktig. Det vart teke totalt fem målingar, som vist i Tabell 8. Variasjonen frå måling til måling er ikkje større enn ein kan venta ved denne metoden. I avkastkanalen, der forholda for måling var best, er det lite variasjon. Som nemnt var det to like driftsfasar for avkastvifte. Gjennomsnittet av målingane i den enkelte driftssituasjon er brukt i berekningane. Det er ikkje fullstendig balanse i skapet. Dette vart forsøkt verifisert ved kontroll av

over/undertrykk ved å åpna skapdøra litt, og sjå på luftstraumen. Dette vart observert klart undertrykk i kjølemodus, mens i varmemodus var det vanskeleg å observera noko bestemt. Ubalansen er i berekningane rekna som lekkasje.

Tabell 8 Resultat luftmengdemåling, m³/h

Luftmengde, m ³ /h	Avtrekk (pkt 1)	Tilluft (pkt 5)	Avkast (pkt 6)
Tid			
Rett etter oppstart (varme)	12 100	16 000	950
Etter 15 timar (varme)	14 000	16 400	930
Etter 27 timar (varme)	12 700	14 400	1 030
Etter 40 timar (kjøling)	15 000	17 800	4 300
Etter 64 timar (kjøling)	13 500	16 400	4 400
Gjennomsnitt varmemodus	12 933	15 600	970
Gjennomsnitt kjølemodus	14 250	17 100	4 350

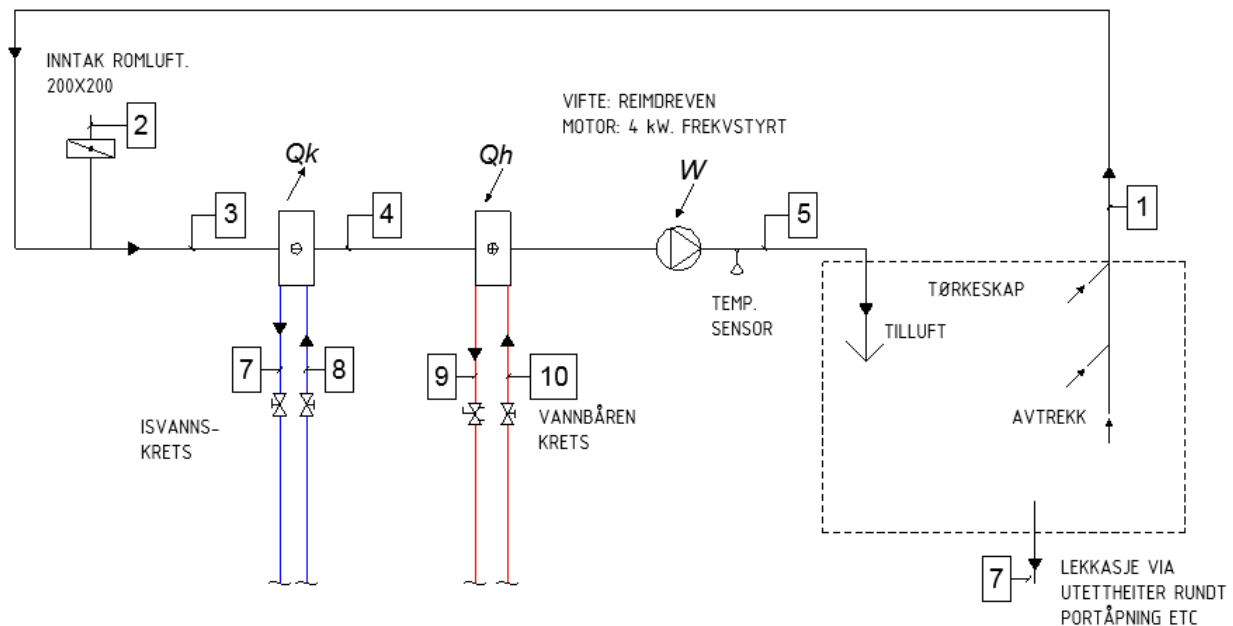


Figur 24 Måling av luftmengde i avkastkanal

6.5.3 Modell 2 - Catelliskap

På grunn av ulik design og drift samanlikna med skap 1-3 , er det nødvendig å gjera visse endringar på modellen. Formålet er det same som for modell 1. Geometri og design gjer at det her er svært vanskeleg å måla sirkulerte luftmengder. Derimot er det mogleg å måla sirkulerte mengder på vannbårne kretsar i tilførselen av varme og kjøling.

Ein skjematisk modell av skapet er vist i Figur 25. Opprinneleg var planen å logga volumstrøm, tur- og returtemperatur i isvannskrets og varmekrets (punkt 7-10), og dermed få kontroll på tilført energi. Saman med logging lufttilstandane i tilluft og avtrekk (punkt 5 og 1) vil det gje grunnlag for å



Figur 25 Berekningsmodell vifteseksjon catelliskap

berekna sirkulerte luftmengder, energibalansar og massebalansar. Feil og mangel på måleutstyr gjorde at det kun vart måling over deler av perioden på varmekretsen. Dermed må modellen forenklast litt.

Dette skapet har fleire reguleringsmoglegheiter enn skap 3. Det kan stillast inn til at varme og kjøling skal gå samtidig, for å kondensera ut vatn. Dette vart imidlertid ikkje gjort i den undersøkte tørkeprosessen. Dermed er det føresett at enten varme eller kjølebatteriet står på. Dette stemmer med observasjonar gjort på staden.

Tilstand 2 representerer friskluftsinnatak. Dette spjeldet åpna seg automatisk i kortare periodar (5-10 sekund) før det lukka. Åpent spjeld vist på Figur 26. Dette skjedde ikkje ofte, kvart 5-10. minutt. Det same gjaldt dei to sentrale avtrekksvifter plassert i kvar ende av skapet (Sjå vedlegg 3c). Driftstidene for desse let seg ikkje henta ut av styresystemet. Mengda av friskluft og avkastluft er neglisjert i

energiberekningane.



Figur 26 Vifteseksjon med inntaksspjeld

Perioden med måling av effektforbruk på varmekretsen, saman med lufttilstandar i avtrekk (3) og tilluft (5), gjev grunnlag for energibalanse over varmebatteri, og berekning av sirkulert luftmengde. Sidan sirkulasjonsvifta gjeikk med konstant hastigheit, er det føresettt konstant volumstraum i tilstand 5. Når denne er bestemt kan ein berekna varme- og kjøleeffekten for heile tørkeprosessen utifrå lufttilstandar. Vidare er det gjort fylgjande føresetnader og antagelsar:

- Trykktap, luftlekkasjar og varmetap i kanalar er neglisjert.
- Med omsyn til berekningar av lufttilstandar er det føresettt atmosfærisk trykk (101,325 kPa) gjennom heile prosessen.
- Sidan varme og kjølebatteri ikkje er i drift samtidig, er det føresettt at tilstand 3 er lik tilstand 4 ved drift av varmebatteri og tilsvarande at tilstand 4 er lik tilstand 5 ved drift av kjølebatteri.
- Massestraumen av fuktig luft er føresettt lik i punkt 1 som i punkt 5. (Neglisjerer massen av eventuelt utkondensert vatn, og eventuelt åpent friskluftspjeld)
- For varmekrets er det nytta spesifikk varmekapasitet ved returtemperatur T_7 .

- For glykolkrets er antatt 30 vektprosent glykol, og nytta konstant spesifikk varmekapasitet lik 3,8 kJ/kgK (Nan et al., 2002)
- Tilført effekt for sirkulasjonsvifte er føresett konstant lik 2,45 kW. Dette basert på motoreffekt op 3,5 kW og ein antatt total virkningsgrad på 0,7.
- Tilstandsdata for luft og vatn er henta frå tilstandsbiblioteket RnLib.

Målte parametrar er vist i Tabell 9.

Tabell 9 Målte parametrar Catelliskap

Parameter	Symbol	Eining
Avtrekkstemperatur	T_1	°C
Relativ fuktigheit avtrekk	φ_1	%
Omgivelsestemperatur	T_2	°C
Relativ fuktigheit i omgivelse	φ_2	%
Tilluftstemperatur	T_5	°C
Relativ fukt tiluft	φ_5	%
Volumstraum varmekrets	\dot{V}_5	l/s
Turtemperatur varmekrets	T_{10}	°C
Returtemperatur varmekrets	T_9	°C

Berekning av luftmengder, varme- og kjøle-effektar, og dei nødvendige mellomberekningar er vist i Tabell 10. Det er også her lagt opp til ei oppløysing på måldata og berekningar på 1 minutt.

Tabell 10 Likningssett modell Catelliskap

Parameter	Symbol/ligning	Nr	Eining	Kommentar
Varmeeffekt frå måling varmekrets	$\dot{Q}_H = \dot{m}_9 * C_{p,v}(T_9) * (T_{10} - T_9)$	6.13	kJ/kg	Energibalanse varmebatteri
Massestraum fuktig luft - varmeeffekt	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1 = \dot{Q}_H / (h_5 - h_1)$	6.14	kg/s	Energibalanse varmebatteri
Volumstraum fuktig luft	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1 = \dot{V}_5 / v_5 = \dot{V}_1 / v_1$	6.15	kg/s	Berekna
Varmeeffekt frå lufttilstand	$\dot{Q}_H = \dot{m}_5 (h_5 - h_1)$	6.16	kJ/s	Energibalanse varmebatteri
Kjøleeffekt	$\dot{Q}_K = \dot{m}_5 (h_5 - h_1)$	6.17	kg/kg	Energibalanse over kjølebatteri

6.5.4 Måleopplegg Catelliskap

Målingar vart utført i perioden 13-17.03.18, på ein av sju vifteseksjonar i Catelliskap 2. Varer vart lasta inn i skapet om ettermiddagen og tørkeprosessen starta klokka 19.30. Skapet vart fylt heilt opp, med totalt 5400 brett. Mengda av maismjøl vart bestemt ved å vega 4 brett med mjøl, ta ut mjølet, og vega desse på nytt. Produktmengda i eit brett vart også voge opp. Denne var på 1070 gram, som

tilsvarende total produktmengde på 5778 kg, medan Brynilds berekning av same mengde var 5806 kg. Innlasta varer i skapet er oppsummert i Tabell 11. Eit bilde av trebrett med mjøl og produkt er vist i Figur 27.

Tabell 11 Varemengde innlasta i Catelli 2

Vare	Trebrett	Maismjøl	Produkt
Mengde	9 601 kg	22 424 kg	5 778 kg

Drifta av tørkeskapet hadde to hovudfasar. Ein periode med varme på 38 timar, og ein periode med kjøling på ca 20 timar. I starten av desse fasane var det programmert ei oppvarmings- og nedkjølingstid på 2 timar. Det var programmert at varme og kjøling ikkje skulle gå samtidig.



Figur 27 Trebrett med mjøl og produkt

Temperatur og relativ fukt

Loggarar for relativ fuktigheit og temperatur, vart plassert i avtrekkskammer (punkt 1) og tilluftskammer (punkt 5), på vifteseksjon nr 1 i skapet "Catelli 2". Den målte seksjonen låg heilt på enden av skapet, sjå vedlegg 3c. Loggarane vart festa til stenger og ført opp i tilluft og avtrekksåpningane frå skapet. Desse åpningane ser ein på høvesvis venstre og høgre side på bildet i Figur 28. Luftstraumen fordeler seg på ei spalte med lengde 3700 mm og breidde ca 200 mm.

Målarplasseringa var eit stykke opp i fordelingskammeret.



Figur 28 Innsida av Catelliskap

Volumstraum og temperatur varmekrets

På varmekretsen vart det sett opp energimåler basert på ultralydsmåling av volumstraum og temperatursensorar montert utanpå rør. Volumstraumsmåling vart montert på retur-rør, og temperaturfølarar på tur og og retur, tilsvarande punkt 9 og 10 i Figur 25. Eit bilde av utstyr montert på returrør er vist i Figur 29.

Måling av volumstraum og tur/returtemperatur vart, av ukjende årsaker, berre logga for deler av perioden, dei siste 26 timar. Denne perioden vart grunnlaget for å berekna sirkulert luftmengde i systemet. Oversikt over brukt måleutstyr er gitt i Tabell 12.



Figur 29 Energimåler montert på varmekrets

Tabell 12 Måleutstyr Catelliskap

Parameter	Plassering	Måleutstyr	Nøyaktighet
T, RF, Tilluft	Tilliftskanal i skap	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
T, RF, Avtrekk	Sentral avtrekkskanal	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
T, RF, Omgivelse	Ved vifteseksjon	EL - USB -2	RF: +/- 2,25%, T: +/- 0,55°C
T, Volumstrøm, varmekrets	Tur- returrør varmekrets	Flexim-Fluxus F601	V:: +/- 1% eller 0,01 m/s T: +/- 0,33K
Veging av produkt/brett/mjøl		Mettler Toledo Excellence Plus	+/- 10 gram

6.6 Fukt- og energibalanse i produkt og maismjøl

For å bestemma mengda av vatn som vert bortført med tørkeluft og teke opp i maismjøl, vart det teke prøvar av mjøl og produkt før og etter. Berekningmodellane ovanfor gjev oss netto tilført energi til tørkeskapa. Det er interessant å også sjå på kva energien går med til. Når også massen av varer og massebalansen for vatn er kjent, så kan ein berekna andelen av energi som går med til fordamping av vatn. Ser ein på heile tørkeprosessen så er det klart at all tilført energi som ikkje går med til fordamping av vatn, går tapt til omgivelsen, enten i form av avkastluft, luftlekkasje, varmetransmisjon, eller via kjøleanlegget. Dette gjeld så lenge temperaturen på varer før og etter er den same, noko som ikkje er langt ifrå realiteten.

6.6.1 Metode og berekning

Ved å tørka produkt og mjøl ned til 0% fuktigheit, og måla vekt før og etter, kunne fuktinnhaldet bestemmast. Ved kjente fuktinnhald før og etter tørking kan mengda vatn bortført frå produkt $\Delta m_{v,p}$, og mengda vatn tatt opp i maismjøl $\Delta m_{v,m}$ bereknast etter likningar oppgitt i Tabell 13. Likningane er utleia ved ein enkel massebalanse. Forklaring av inngåande parametar er gitt i Tabell 14.

Tabell 13 Likningssett for berekning av massebalanse vatn

Parameter	Likning	Nr	Eining
Vannmengde bortført frå produkt	$\Delta m_{v,p} = m_{p1} \frac{y_1 - y_2}{1 - y_2}$	6.18	kg
Vannmengde tilført maismjøl	$\Delta m_{v,m} = m_{m1} \frac{z_2 - z_1}{1 - z_2}$	6.19	kg
Vannmengde bortført med tørkeluft	$\Delta m_{v,p,l} = \Delta m_{v,p} - \Delta m_{v,m}$	6.20	kg
Vannmengde bortført frå produkt	$\Delta m_{v,p} = m_{p1} - m_{p2}$	6.21	kg

Tabell 14 Forklaring av parametar i likningssett 3

Parameter	Forklaring
m_{p1}	Totalvekt av produkt før tørking
m_{p2}	Totalvekt av produkt etter tørking
y_1	Fuktinnhald i produkt før tørking, andel av totalvekt
y_2	Fuktinnhald i produkt etter tørking, andel av totalvekt
m_{m1}	Totalvekt av maismjøl før tørking
m_{m2}	Totalvekt av maismjøl etter tørking
z_1	Fuktinnhald i maismjøl før tørking, andel av totalvekt
z_2	Fuktinnhald i maismjøl etter tørking, andel av totalvekt

For bestemmelse av fuktinnhald og tørkegraden av produkt og mjøl, vart det teke prøver av både mjøl og produkt før og etter. Mjølprøven vart teke ved å ta ut eit trebrett fylt med mjøl, blanda dette godt, og ta prøver på reagensglas. Eit bilde av dette er vist i Figur 30. Etter ferdig tørkeprosess vart det teke ut to tilfeldige brett, og prosedyren vart gjenteke. Dette var likt for begge dei to undersøkte tørkeskapa.



Figur 30 Prøvetaking av maismjøl

Prøve av produktmasse før tørking vart teke ut av ein massetank plassert rett før støypemaskina i prosessen. Etter tørking var det litt forskjellig prosedyre, for produktet "jordbærfisk" som vart tørka i Catelliskap 2 vart det teke eit tilfeldig utval ferdige produkt frå samleband ved tømning av skap. For "Knatter" tørka i skap 3, vart det teke prøver frå to forskjellige brett.

Prøvene vart så tørka i vakum-tørkeskap av typen Aqualab instrument ved 0,3 millibar trykk og 70°C i 24 timar. Prøvene er då føresett heilt tørre. Vekta vart målt før og etter tørking. Bilde av

produktprøver før og etter uttørking i laboratorie er vist i Figur 31.



Figur 31 Produkt før og etter tørking i laboratorie,

Frå skap 3 ("Knatter") vart det tørka 4 prøver av maismjøl og produkt, frå Catelliskap 4 prøver av maismjøl og 2 prøver av produkt.

Usikkerheit og feilkjelder

Plasseringa til bretta i skapet og plassering av produkt i trebrett, medfører at produkt og mjøl kan oppleve ulike forhold. For produktet "Knatter" vart det teke prøvar nær toppen av ein brettstabel. Det er rimeleg å anta at fuktinnhaldet kan variera noko nedover i brettstabelen, dersom ein går utifrå at luftustkiftinga over bretta ikkje er lik.

I trebrettet vil fuktinnhaldet i maismjøl variera med avstanden frå produkt (Ziegler et al., 2002). Dermed vert det viktig at mjølprøven vert godt blanda for å få ut ein homogen prøve. Resultata viste variasjonar frå prøver teke av same brett. Mjølet er ganske "formbart" ettersom det skal halda støypeformene. Dette gjorde det vanskeleg å blanda mjølet i bretta skikkeleg.

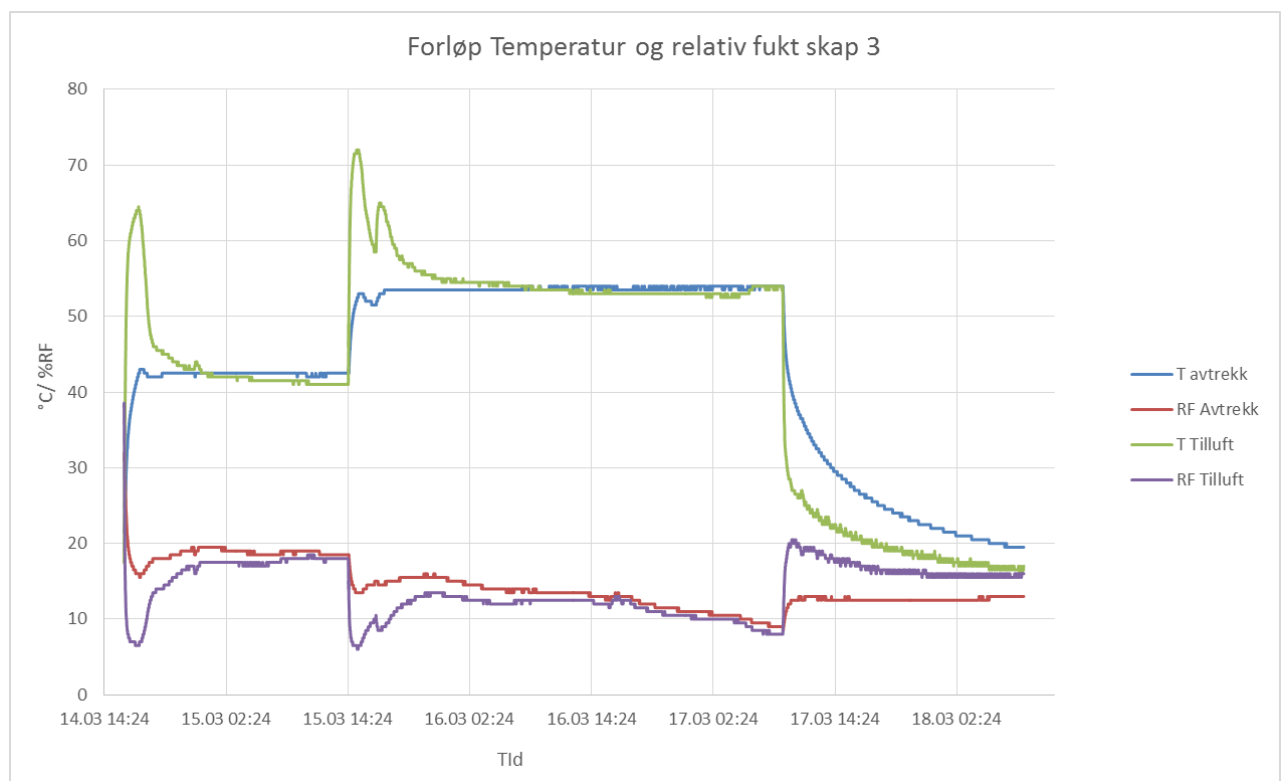
6.7 Resultat

Med hjelp av berekningsmodellar og måledata introdusert over, er driftsforhold og energiforbruk analysert. Resultata er diskutert her.

6.7.1 Resultat skap 3

Temperatur og fuktighet

Temperaturforholda i skapet gjennom tørkeprosessen er som omtrent som forventa med hensyn på dei aktuelle settpunkt. Temperaturforløp og relativ fukt i tilluft og avtrekk er vist i Figur 32. Dei tre fasane er tydeleg gjenkjennelege. I fyrste oppvarmingsfase vert tilluftstemperaturen heva til avtrekket har nådd sitt settpunkt. Tilsvarende skjer i andre oppvarmingsfase. I kjølefasen går dette seinare. Dette har si forklaring i at effekten på kjølebatteriet er lågare. Regulering av kjølebatteriet er av/på.



Figur 32 Temperatur og relativ fukt skap 3

Meir overraskande er det at tilluftstemperaturen fell ned til, og til og med under avtrekkstemperaturen etter ein periode med vedlikehaldsoppvarming. Dette kan tyda på at plasseringa av målaren i tilluftskanalen ikkje er ideell, og at lufta har blitt nedkjølt noko på vegen dit. Ved luftmengdemåling i tilluftskanal rett etter varmebatteri, vart også temperatur registrert. Desse

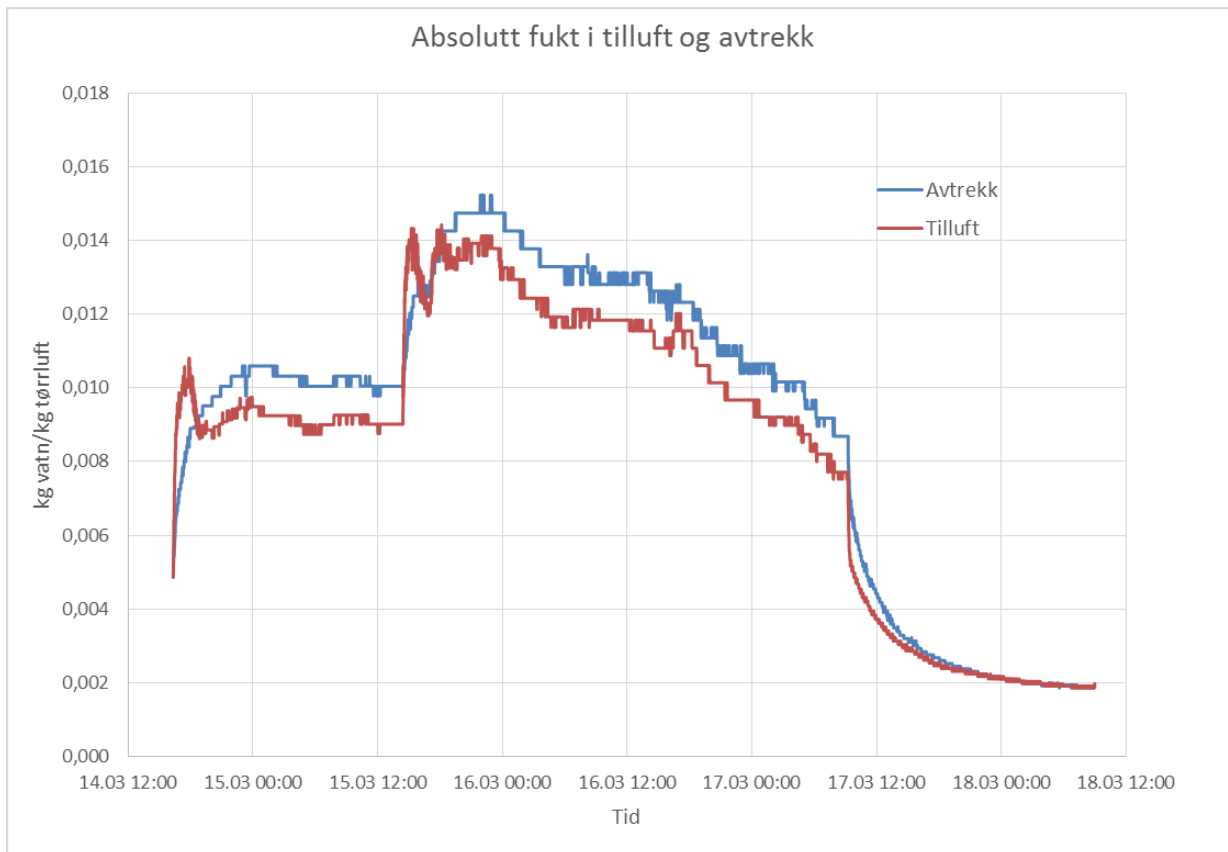
punktmålingane understøtter dette. Målt temperatur med loggar og luftmengdemåler er gitt i Tabell 15.

Tabell 15 Samanlikning temperatur måling logger og luftmengde.

Temperatur (°C)/Tid	Tilluft (pkt 5), logger	Tilluft, luftmengdemåler
14.03. 16:55	60,5	73,9
15.03. 08:18	41,5	49,5
15.03. 17:10	58,5	73,2
17.03. 09:06	54	28,4
18.03. 09:00	17	16,2

Luftmengdemålingane fann stad 1,5 meter etter varmebatteriet, og det vart observert store variasjonar i temperatur over kanalens tverrsnitt, sannsynlegvis på grunn av temperaturfordelinga på batteriet. Dermed bør ikkje desse målingane leggjast for stor vekt på, men dei indikerer at reell gjennomsnittleg tilluftstemperatur sannsynlegvis er noko høgare enn det logging tilseier. Dette får betydning for bereking av energiforbruket, som sannsynlegvis vert underestimert.

Når det gjeld relativ fuktigheit periodane med stabile forhold, (ikkje oppvarming/nedkjøling) er det marginalt høgare fuktigheit i avtrekk som i tilluft. Skilnaden er så liten at det ligg innanfor marginen av målefeil. Absolutt fukt i avtrekk og tilluft er berekna og vist i Figur 33. Som venta ligg fuktigheita i avtrekket noko høgare, med unntak av oppvarmingsperiodane, der det er omvendt. Dette kan tyda på at noko fuktigheit vert teke opp av mjøl i denne perioden, eller til og med kondenserte på brett. Sidan skilnaden i fuktinnhald er liten mellom tilluft og avtrekk, såpass at det ligg innafor måleuskkerheita på +/-2,25%, vert berekning av vannmengde transportert bort av luft (Likning 6.9) svært usikker. Berekna bortført vannmengde er 890 kg. Analysen av fuktinnhald i produkt før og etter gjev eit sikrere resultat på dette punkt. Dette er diskutert under.

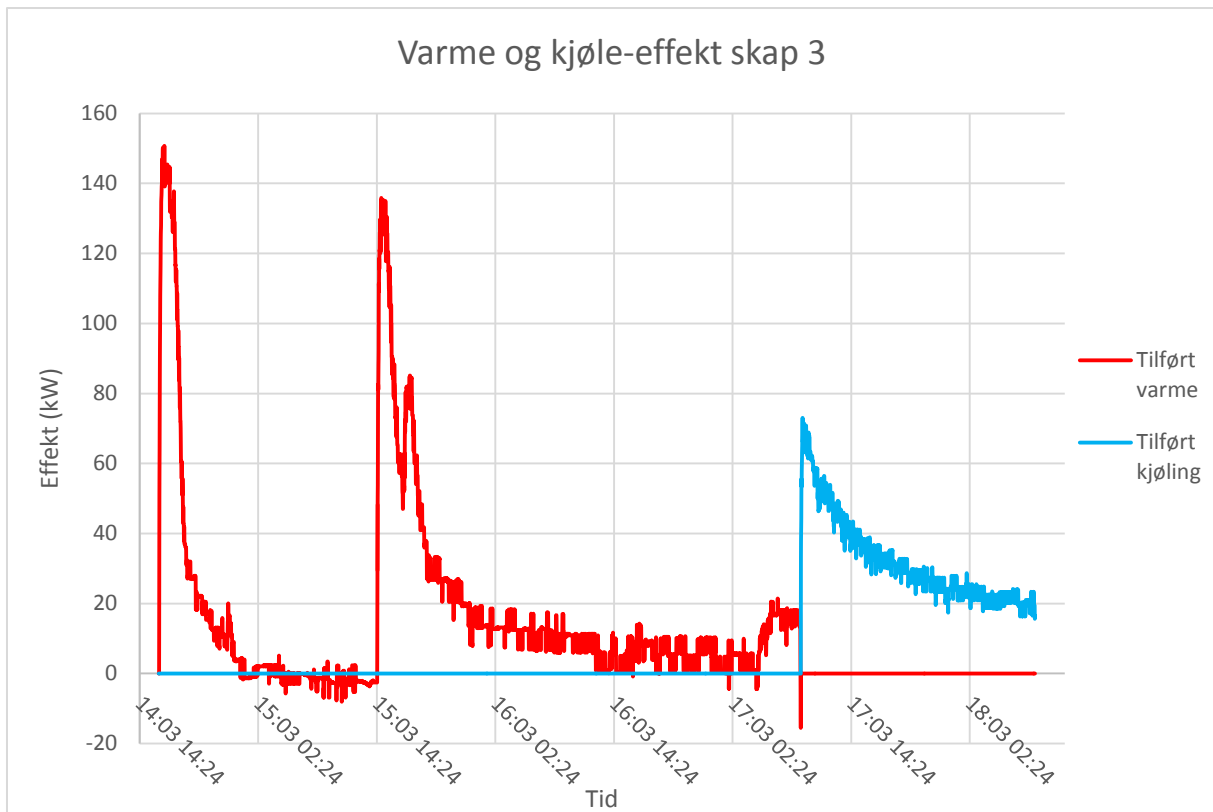


Figur 33 Absolutt fukt i tilluft og avtrekk skap 3

Energiforbruk.

Varmer og kjøleforbruket er berekna etter likningssettet i Tabell 5, og vist i Figur 34. Den har samanfallande forløp som temperaturkurvene. Ein kjenner igjen effekttoppane i oppvarmingsperiodane. Etter 8-10 timar stabiliserer effekten seg. Dette er som venta, og representerer varmekapasiteten av produkt, mjøl og trebrett ved oppvarming til den ønskte temperaturen. Det er interessant å leggja merke til at denne stabile effekten i fase 1 (med setpunkt 40°C i avtrekk) ligg rundt null, medan den i fase 2 (Med setpunkt 51°C) ligg rundt 8 kW. Dette representerer det ekstra varmetapet som auka temperaturdifferanse medfører.

Berekna varmeeffekt er tidvis negativ. Dette er sjølvstakt ikkje reelt. Forklaringa ligg truleg i dei ovanfor diskuterte forhold rundt måling av tilluftstemperaturen. Dette får betydning for berekning av energiforbruket.



Figur 34 Varme og kjøleeffekt skap 3

Maksimaleffekten på kjøleanlegget er mykje lågare enn for varme. Dette medfører ein flatare effektkurve og sakte nedkjøling. Etersom reguleringa er av/på, vil effekten avta ettersom temperaturen avtar i skapet, og temperaturdifferansen i kjølebatteriet minkar.

Mjøl og produkt

Fuktinnhaldet i produkt og mjølprøver er vist i Tabell 16. For produktet sin del er avviket mellom dei ulike prøvene små, med eit fuktinnhald på 31% av totalvekt før tørking og 6,3-8,3% etter tørking. For maismjølet er situasjonen ein annan. Her er det liten forskjell på fuktinnhald før og etter. Nokre prøver viser lågare fuktinnhald etter tørking enn før. Det er stor variasjon mellom prøvene, noko som tyder på at desse ikkje har vore homogene. Det er difor valt å ikkje bruka desse vidare i berekningar.

Tabell 16 Fuktinnhald i mjøl og produkt før og etter tørking i skap 3. %-andel av totalvekt.

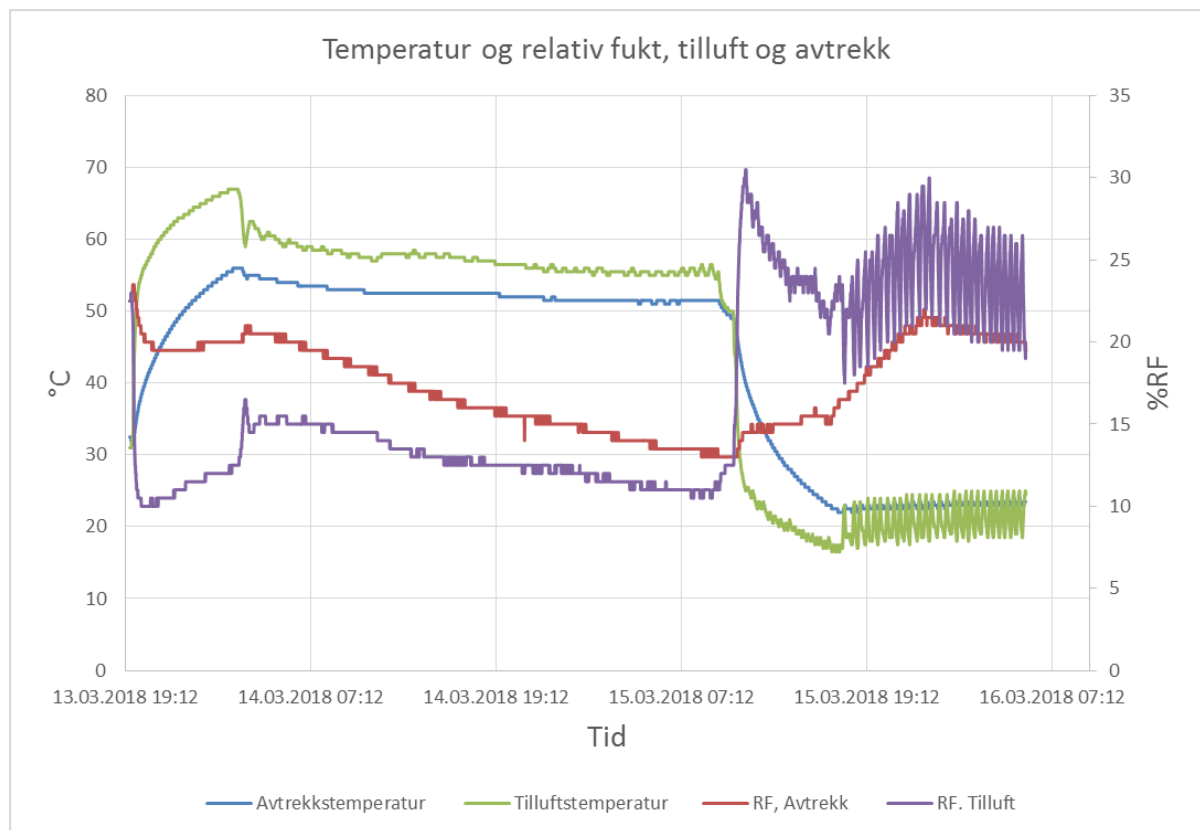
Prøve nr	1	2	3	4	Gjennomsnitt	Standardavvik
Maismjøl, før tørking	7,25	7,24	6,68	6,58	6,94	0,31
Maismjøl, etter tørking	5,94	-	8,11	5,76	6,60	1,07
Produkt, før tørking	31,03	31,06			31,03	0,01
Produkt, etter tørking	6,35	6,68	7,04	8,38	7,26	0,77

6.7.2 Resultat Catelliskap

Med hjelp av berekningsmodellar og måledata introdusert i avsnitt 6, og er driftsforhold og energiforbruk analysert. Resultata er diskutert her.

Temperatur og fuktigheit

Forløpet til temperatur og relativ fuktigheit er vist i Figur 35. Den fyrste delen er ein oppvarmingsperiode, der varer og skap vert varma opp til det ynskt temperatur. Etter ca 7 timar er det ynskte settpunkt for avtrekkstemperatur nådd, på litt over 50°C. Dei påfylgjande 31 timane er både tilluft og avtrekkstemperatur ganske stabile. Då startar nedkjølingsfasen, som varar i omtrent 7 timar til settpunktet for avtrekkstemperatur på om lag 22°C er nådd. I siste del varierer tilluftstemperaturen med ca 5-6°C, medan avtrekkstemperaturen varierer med ca 1°C rundt settpunktet.

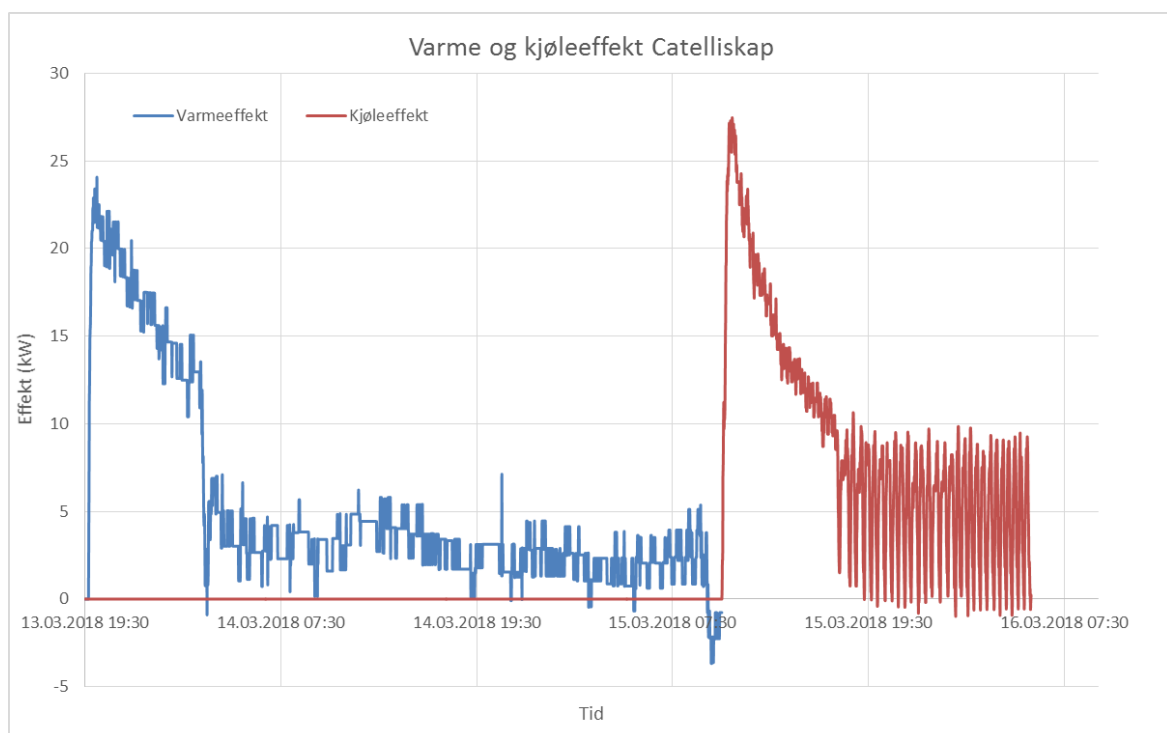


Figur 35 Temperatur og relativ fuktigheit i Catelliskap

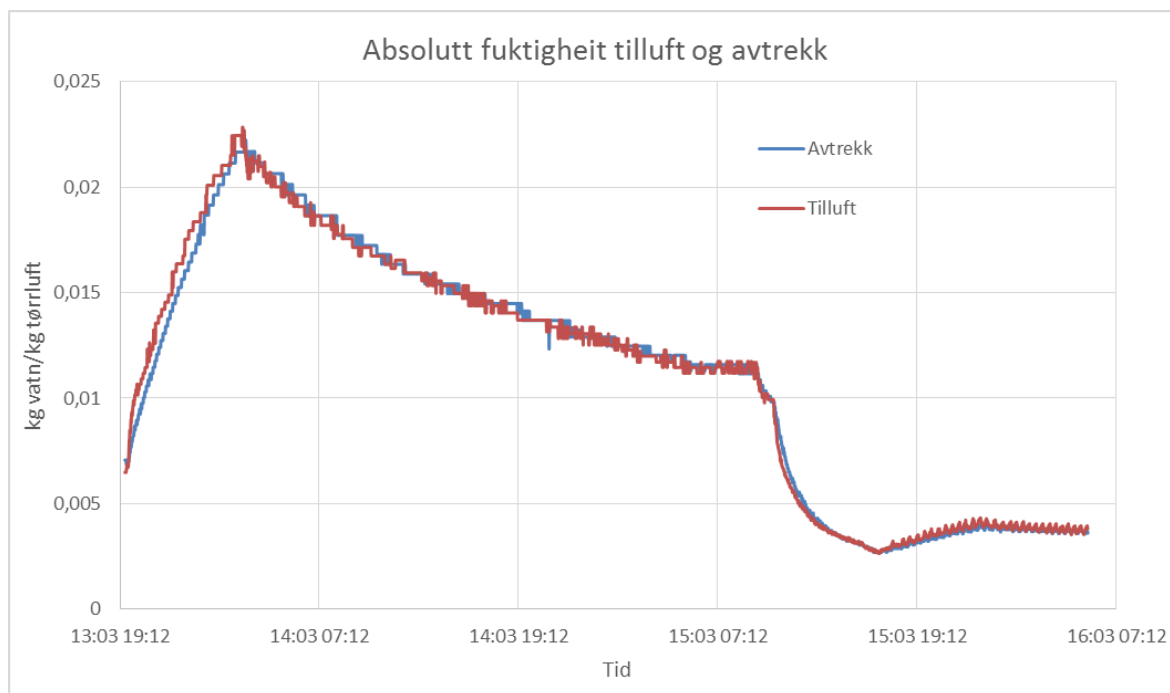
Effekt og energiforbruk

Sirkulert luftmengde for vifteseksjonen vart berekna til 4300 m³/h. Vidare vart kjøle- og varmeeffekt berekna. Tilført effekt er vist i Figur 36. Med dei føresetnader som vart gjort i berekningane, med neglisjering av frisklufttilførsel og avkastluft, vert effektane ein funksjon av lufttilstandar og luftmengde. Ein annan viktig føresetnad er vifteeffekten, som er sett konstant til 2,45 kW. Dersom denne reelt sett er mindre enn føresett, vil berekna varmeeffekt verta større, og kjøleeffekten mindre.

Om den føresette effekten er for liten vil det motsette vera tilfelle. Tilført varme-energi er berekna til 203 kWh og tilført kjøling til 171 kWh. Når det gjeld bortført fuktighet let dette seg ikkje berekna med denne modellen, sidan utskifting av luft og eventuell utkondensering av vatn er neglisjert. Absolutt fuktigheit er nesten identisk for tilluft og avtrekk, som vist i Figur 37. Differansen er så liten at det er innanfor intervallet av målefeil. Dette tyder på at andelen friskluft er liten sett i forhold til sirkulert luftmengde. Samtidig er tendensen klar, fuktinnhaldet stig i oppvarmingsperioden, for å så avta sakte gjennom perioden med stabil høg temperatur. Denne reduksjonen i fuktinnhald vert sannsynlegvis fjerna ved utskifting av luft, men dette gjev seg ikkje utslag i differanse mellom tilluft og avtrekk. I nedkjølingsperioden minskar fuktinnhaldet raskare, før det flatar ut i perioden med stabilt låg temperatur. Den hurtige reduksjonen i fuktigheit kan tyda på at det vert kondensert ut noko vatn i kjølebatteriet. Doggpunktstemperaturen i staren av nedkjølingsfasen ligg på rundt 13°C, medan turtemperatur i isvannskrets ligg rundt 4-5°C. Imidlertid fell doggpunktstemperaturen raskt under nedkjølingsfasen, etter 1,5 time er den under 5°C. Så det er truleg større utskifting av luft som er årsaka.



Figur 36 Varme og kjøleeffekt Catelli



Figur 37 Absolutt fuktighet i tilluft og avtrekk, Catelliskap

Mjøl og produkt

Fukttinnhaldet i produkt og mjølprøver er vist i Tabell 17. Fukttinnhaldet i produkt er redusert frå 23 % til 12-13% av totalvekt. Fukttinnhald i maismjølet har auka med om lag 1%. Det er liten variasjon mellom prøvene, og det tyder på at dei er representative.

Tabell 17 Vanninnhald i produkt og mjøl før og etter tørking, Catelliskap 2. %-andel av totalvekt.

Prøve nr	1	2	3	4	Gjennomsnitt	Standardavvik
Maismjøl, før tørking	5,17	5,09	4,97	5,02	5,06	0,08
Maismjøl, etter tørking	6,13	6,06	6,01	5,97	6,04	0,06
Produkt, før tørking	23,31	23,06			23,18	0,13
Produkt, etter tørking	13,12	12,31			12,71	0,41

6.7.3 Oppsummering og samanlikning av dei to prosessar

For å gjera dei to undersøkte prosessane samanliknbare vart resultatane frå den eine undersøkte seksjonen i Catelliskapet gjort gjeldande for heile skapet. Energiforbruk, massebalanse for vatn og SMER-faktoren for begge skap er sett opp i Tabell 18. For Catelliskapet viser massebalansen at om lag ein tredjedel av vatnet vert teke opp i mjølet, medan to tredjedeler vert bortført med tørkeluft. Etersom mjølprøvene ifrå skap 3 ikkje viste seg homogene, kan ein ikkje berekna desse parametrane. Det er likevel gjort eit estimat, basert på ein antagelse om same fuktopptak i mjølet for skap 3, som i Catelli, altså 1 vekt-% auke. I så tilfelle betyr det at 359 kg vatn er teke opp i mjøl, og 866 kg er bortført med tørkeluft. Sistnemnde parameter vart også berekna til 890 kg på grunnlag av

lufttilstandar i avsnitt 6.7.1. Det er svært like resultat, men gitt gjennomgåtte antagelsar og usikkerheitsmoment bør ikkje dette tilleggast for stor betydning. Resultat basert på dette estimatet er merka med stjerne i Tabell 18.

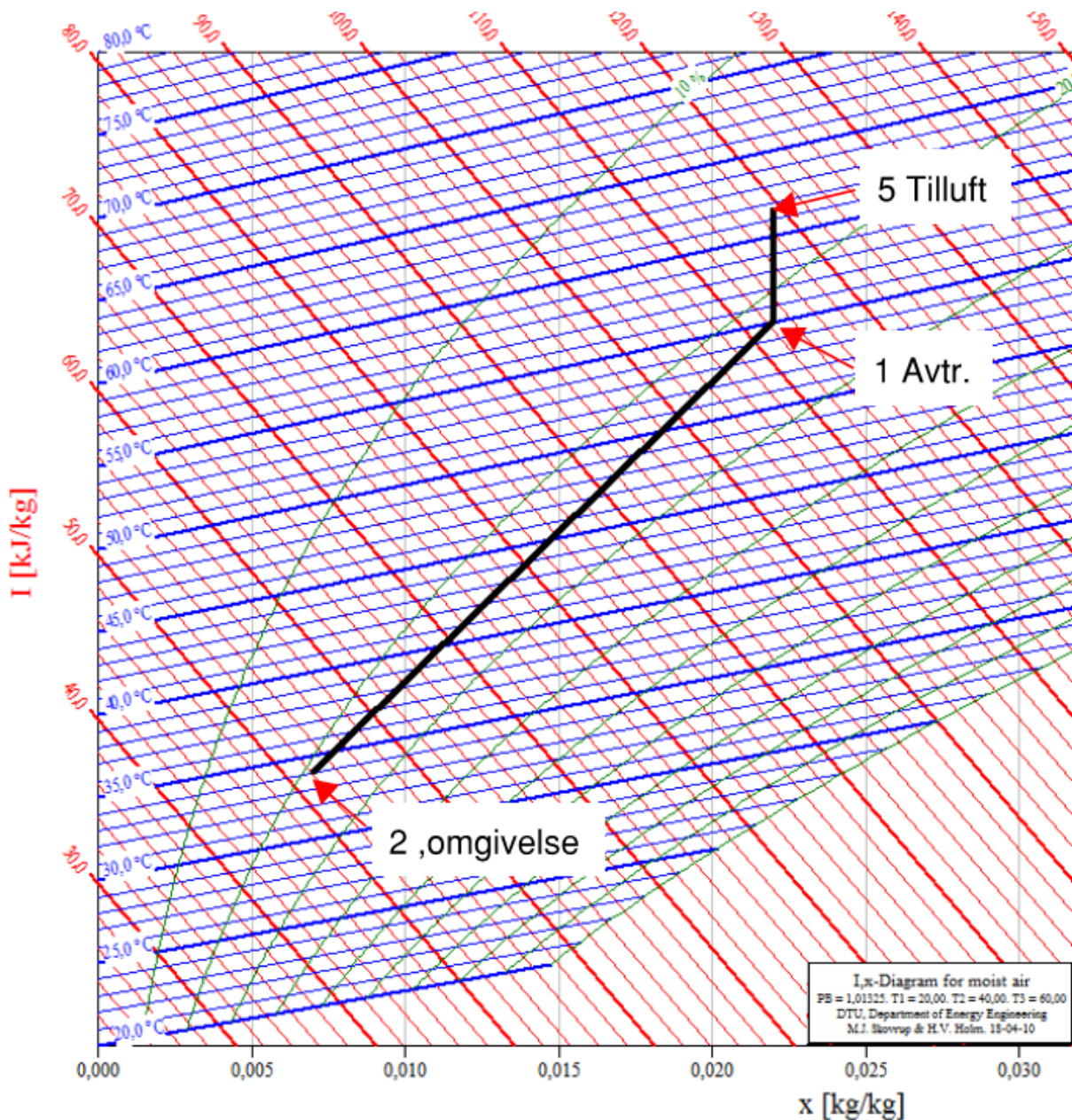
Tabell 18 Oppsummering av resultat tørkeprosessar

Massebalanse vatn (*=basert på estimat)	Skap 3 (Knatter)	Catelliskap 2 (Jordbærfisk)
Total varemengde (kg ferdig produkt)	3552	5085
Vannmengde bortført frå produkt (kg)	1225	693
Vannmengde tilført maismjøl (kg)	359*	234
Vannmengde bortført med tørkeluft (kg)	866*	459
Energirekneskap		
- Inn		
Tilført kjøling (kWh)	752	1197
Tilført varme (kWh)	1160	1421
Tilført arbeid i sirkulasjonsvifte (kWh)	712	995
Totalt tilført energi (kWh)	2624	3613
- Ut		
Varmekapasitetar, oppvarming og nedkjøling (kWh)	1200	1315
Fordampingsvarme, vatn (kWh)	568*	301
Tap, resten (kWh)	857*	1997
SMER (kg/kWh)	0,45*	0,18

Ser ein på Catelliskapet er det tilført ca 3600 kWh i prosessen. Av dette har om lag 300 kWh gått med til tørking av produktet, altså under 10 %. For skap 3 er tilsvarende andel 33%. Estimering av varmekapasitetane er gjort ved å sjå på energiforbruket i oppvarming- og nedkjølingsperiodane. Det viser at om lag ein tredjedel av energien går med til dette. Resten av energiforbruket er bokført som tap, enten via transmisjon eller luftutkifting, og utgjer den største posten for begge skap. Slik sett kan ein sei at det i større grad er snakk om ein oppvarming- og kjøleprosess, heller en tørking. SMER-faktoren kan gje inntrykk av at skap 3 er meir enn dobbelt så energieffektivt som Catelliskapet, men det er viktig å hugsa på at forutsetningane for dei to prosessane er ulike, med forskjellige produkt. Likevel, energitapet frå Catelliskapet ser ut til å vera større enn for skap 3. Elles kan ein merkja seg at SMER ligg godt under det typiske nivået for tunelltørker som er 0,6-0,7 (Mujumdar, 2015).

Det er skilnad i tørkegrad mellom dei to produkta. Jordbærfisk har ein vektreduksjon på om lag 10%, medan "knatter" ligg om lag på 20%. Det er fleire titals ulike produkt som vert produsert i denne avdelinga, og dermed vert det vanskeleg å framskriva resultatata frå desse målingane til den samla produksjon. Når det gjeld energiforbruk kan ei slik framskriving vera brukbar, sidan tørkinga utgjer ein så liten del av energiforbruket.

Det er små mengder vatn som vert fjerna, og det vert gjort over lang tid. Som sett tidlegare er det for Catelliskapa ikkje målbar forskjell i fuktinnhald på tilluft og avtrekk. I-X-diagrammet vert det dermed tørkeprosessen sjåande ut som ein vertikal strek som vist mellom punkt 1 og 5 i Figur 38. Absolutt fuktigheit i punkt 1 er målt marginalt større enn i punkt 5, men dette synest knapt i diagrammet. Omgivelses-tilstanden er teke med, sjølv om det er usikkert om det vart blanda inn friskluft på dette tidspunkt.



Figur 38 Driftsforhold Catelliskap 14.03 kl 03:50

6.7.4 Diskusjon

Prosessane er tydeleg fasedelte. Det har ikkje vore varme og kjøling i bruk samtidig, og det har ikkje føregått utkondensering i kjølebatteriet, i så tilfelle berre i små mengder starten av kjølefasen. Slik prosessen vert drifta i dag er den i større grad karakterisert av oppvarming og kjøling i ulike fasar, enn av tørking.

Sirkulert luftmengde er svært høg sett i forhold til tørkeraten, så høg at det knapt er målbar differanse i fuktigheit på tilluft og avtrekk. Dette tyder på at det er potensiale for å redusera sirkulert luftmengde, og å redusera utskiftinga av tørkeluft.

Samtidig opplever Brynild at tørking i Catelli- og Dynaflow-skapa gjev betre resultat og kan operera med kortare tørketider enn skap 1-3. Hovudskilnaden på desse er at mengda sirkulert luft er større i dei to fyrstnemnde. Catelliskapa har dessutan ei ulik løysing på luftdistribusjonen, som omtalt i avsnitt 6.2. Det er sannsynleg at det er dette som er årsaka til dette.

Ein interessant observasjon er også at Dynaflow-skapa ikkje opererer med utskifting av luft. Ifylgje operatør vert det heller ikkje drifta med samtidig varme og kjøling, altså må all transport av vatn skje via luftlekkasjar, eller utkondensering i kjølefasen.

Eit anna moment er at Brynild opplever at tørkegrad og produktkvalitet varierer med årstider og uteklima. Dette har si årsak i at med dagens design og drift er tørkepotensialet avhengig av utetilstand, nærare bestemt fuktigheita i luft som vert teke inn i systemet.

Ved vurdering av endringar i systemet er det dermed to forhold som peikar seg som dei viktigaste å ivareta:

- Luftdistribusjon og strømningsforhold i skap, vurdering av sirkulert luftmengde.
- Få full kontroll med lufttilstanden, uavhengig av utetilstand.

Muligheit for energieffektivisering

Resultata tyder på at mykje av av energiforbruket i tørkeskap går tapt til omgivelsen i form av tilsikta og utilsikta luftutskifting, og transmisjon. Tapet er berekna til om lag 30% i skap 3 og 50% i Catelliskapet. I tillegg til dette tapet, er der også eit tap i varme- og kjølebærar-ledningar og utstyr på taket over tørkeskapa som ikkje er medrekna her. Det er nærliggjande å forsøkja å redusera dette tapet. Her er det aktuelt med byggt tekniske tiltak som isolering av flater/varmeavgivande utstyr, og tetting av lekkasjar. I tillegg kunne avtrekksvifter vore drifta på ein betre måte, spesielt på vinterstid. Som ein kan sjå av temperatur- og fuktforløpet i Figur 32 og Figur 35, er fuktinnhaldet i lufta generelt lågt, og for skap 3 er differansen liten mellom tilluft og avtrekk. Energitalap kan reduserast ved redusera luftutskiftinga. Styring av avtrekksvifte etter luftfuktigheit er eit aktuelt tiltak. Når det gjeld

luftdistribusjon og strøymingsforhold så er dette eit viktig punkt uavhengig av eventuelle systemendringar.

Implementering av varmpumpe direkte i tørkeprosessen vil vera mest effektiv dersom det er omtrentleg like behov for oppvarming og kjøling (behov for avfukting av luft), og denne kan stå i ein lukka prosess som nemnt i avsnitt 3. Fuktinnhaldet i avtrekkslufta bør også vera relativt høgt. Eit system som involverer varmpumpe bør dermed ha mindre sirkulerte luftmengder enn i dag. Som me har sett er energimengda som gå med til sjølve tørkinga relativt liten. Potensialet for bruk av varmpumpe er tilstades, men det vil sannsynlegvis krevja endring av tørkeprosessen med omsyn til tørketilstandar, sirkulerte luftmengder, og ein bør samtidig vurderer luftdistribusjonen i skapet. Vidare gransking av dette er ikkje prioritert i denne oppgåva, men bør undersøkjast av andre.

6.7.5 Konklusjonar

Resultat tyder på potensiale for energieffektiviserande tiltak ved reduksjon i luftmengder og betre viftedrift. Varmepumpeassistert tørking er aktuelt, menn vil krevja endring av driftsforhold og ei vurdering av luftdistribusjon. Det er ikkje rom ei utredning av dette i denne oppgåva. Det er det for det vidare arbeidet føresett å behalda dagens løysing med forsyning av varme og kjøling frå sentrale anlegg, og heller sjå på integrering av tørker i eit overordna varmpumpesystem.

Oppsummert er det trekt fylgjande konklusjonar som dannar grunnlaget for vidare arbeid:

- Dagens prosess er i mindre grad eigna for varmpumpeassistert tørking ettersom varme og kjølebehovet i stor grad er i motfase. Dette kjem av store sirkulerte luftmengder, låg tørkerate, og betydelege energibehov til oppvarming og nedkjøling av varer i skap.
- Ved integrering i eit overordna varme/kjølesystem vil effektkurvane jamna seg ut, og det samla varme/kjølebehovet vil verta meir samanfallande enn for det enkelte skap. Dette er teke med vidare i arbeidet.
- Det er avdekka potensiale for utbedring av design/system for tørkeskapa. Dette bør det arbeidast vidare med, med kartlegging over tid, og evaluering/simulering av systemendringar.

7 Varmekjelde og -sluk for varmepumpeanlegg

Det er klart at store deler av varmebehovet har eit krav til temperatur som gjer bruk av varmepumpe aktuelt. Dei viktigaste føresetnadene for ei varmepumpe er at ei varmekjelde og eit varmesluk er tilstades, og at temperaturane på desse slik at bruk av varmepumpe er aktuelt. Som varmekjelde er kondensatorvarme frå Isvannsanlegg 1 vurdert som mest aktuell. I dette kapittelet er tilgangen på spillvarme gjennomgått. Vidare er aktuelle mottakarar av varme evaluert. Dette er gjort ved å kvalitativt laga 9 alternative grupper av varmemottakarar, og konstruera effektvarigheitskurver for desse. Energibesparelsen ved bruk av eit teoretisk varmepumpeanlegg er så berekna for kvart alternativ. Vidare er investeringskostnaden for kvart alternativ berekna. Alternativa er så vurdert mot kvarandre med tilbakebetalingstid som evalueringskriterie.

7.1 Muligheiter for implementering av varmepumpe

Eit karaktertrekk ved varmeforbruket ved fabrikk, er at det er fordelt ut på mange forbrukarar. Tilsvarande gjeld for kjøleanlegget. Det finst ikkje store prosess-straumar som kan nyttast som varmekjelde. I praksis betyr dette at kondensatorvarme frå kjøleanlegg er den einaste konsentrerte varmekjelda av ein viss størrelse. Denne er berekna til å utgjera om lag 4,9 GWh frå Isvannsanlegg 1. Implementering av varmepumpe i tørkeprosessane er vurdert i avsnitt 6, og konklusjonen vart at det var meir tenleg å forsyna desse frå sentrale varme- og kjøleanlegg og gjenvinna varmen sentralt. Når det gjeld varmemottakarar så viser resultatane i kapittel 5 at det er store muligheiter for nytta varmforsyning av mykje lågare temperaturar enn dagens dampsystem opererer med.

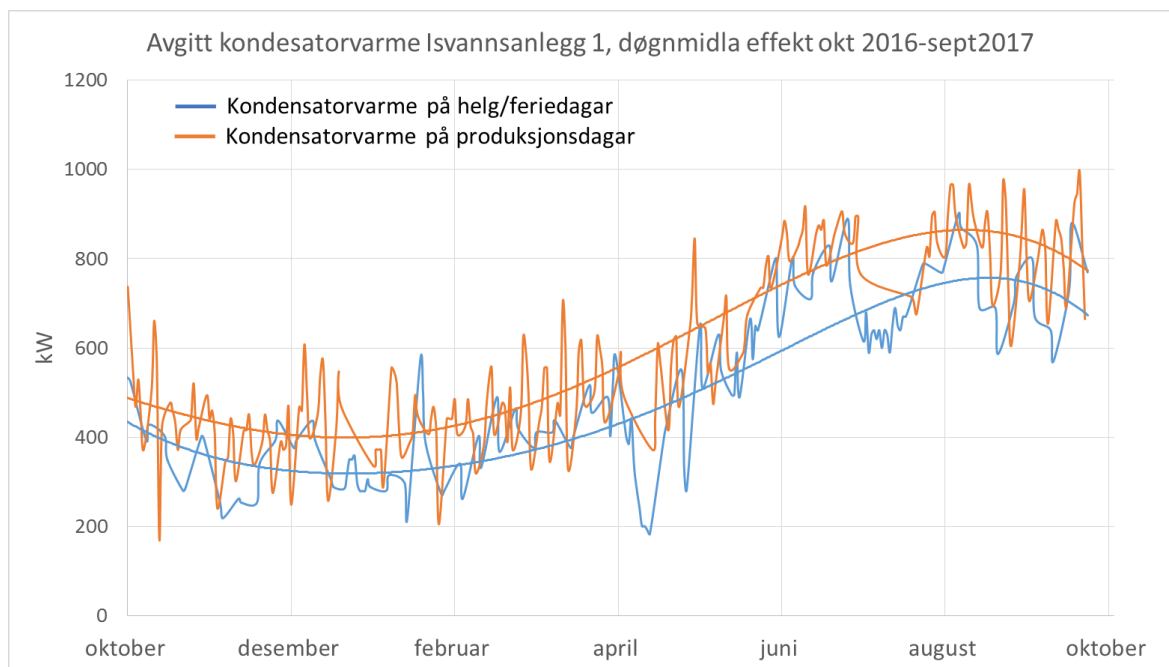
Det er utvilsomt fleire tilfelle i fabrikkens mange delprosessar der mindre varmepumpe/kjøleanlegg kunne vore nytta. Fabrikkens utforming, fysisk og prosessteknisk, gjer at det fort vil verta snakk om små anlegg, og gjerne uforoldsmessig lange avstandar mellom varmekjelde og mottakar.

Det er difor valt å fokusera på ei varmepumpeløysing med som nyttar kondensatorvarme, og leverer til forbrukarar gjennom sekundært vannbårent anlegg.

7.2 Tilgang på spillvarme

Tilgangen på spillvarme frå Isvannsanlegg 1 er ein direkte funksjon av kjølebehovet, som vart gjennomgått i avsnitt 5.4. Der vart kjøleforbruket estimert ved hjelp el-forbruket til kompressorar, og føresetnader om effektfaktorar basert på trykknivå. Av dette fyl også at kondensatorvarme er

summen av kjøleforbruk og tilført energi. Døgnmidla kondensatoreffekt for eit år er vist i Figur 39.



Figur 39 Avgitt kondensatorvarme i "Isvannsanlegg 1". Sesongvariasjon

Temperaturen ved varmeavgiving er i dag til ein viss grad avhengig av utetemperaturen.

Registreringar av manuell avlesing av trykket i kondensator viser på at dette ligg på 9-13 bar(a), avhengig av utetemperatur og effektpådrag, men høgast i sommarhalvåret. Dette tilsvarar kondenseringstemperaturar på 18-34°C.

Drifta av kjølekompressorane er i dag slik at skrue-kompressoren vert brukt i vinterhalvåret, når effektbehovet er lågt, og denne åleine klarar behovet. Om vinteren vert berre stempelkompressoren nytta. Denne har mulgheit for 4-trinns regulering, men vert drifta som AV/PÅ. Dette medfører mange start og stopp. For å greia å utnytta kondensatorvarmen i ei varmepumpe er det nødvendig å regulera kjøleanlegget på ein annan måte, slik at drifta vert jamnare.

7.3 Aktuelle mottakarar av varme

Dagens varmekonsum vart gjennomgått i kapittel 5. Figur 9 gjev ein god oversikt over dei forskjellige typar varmekonsumarar og temperaturnivå. Temperaturnivået er ein viktig faktor når dei ulike forbrukarane skal vurderast som aktuelle mottakarar av eit vannbårent anlegg. Sjølv om temperaturnivået ser fornuftig ut er likevel ikkje gitt at det er aktuelt å byggja om til vannbåren forsyning. Varmeveksling i prosessutstyret er ofte integrert, med direkte varmeoverføring i spiralar eller som kappe. I desse tilfella lar det seg ikkje gjera skifta varmebærar frå damp til vatn, utan å kjøpa nytt utstyr dimensjonert med varmeveksling tilpassa vatn. Dei forbrukarar dette gjeld, og dei som har prosess temperatur på over 110°C, er vurdert som ueigna for dette formål. Resterande forbrukarar er føresett mogleg å konvertera til varmtvannsforsyning med relativt enkle ombyggingar,

som utskifting av varmevekslarar eller tilknytning til eksisterande vannbårne kretsar. Det vil vera ulikt kor store tiltak som må gjerast for å gjennomføra ein slik overgang, og ein del praktiske utfordringar må påreknast. For eksempel er varmevekslarane i tørkeskapa "Dynaflow" bygd inn i eit aggregat, og det kan verta vanskeleg å få plass til eit vannbårent batteri i skapet. Det er føresett at slike problem kan overvinnast, og slike forbrukarar er ikkje ekskludert. Forbrukarar vurdert som aktuelle er oppsummert i Tabell 19. Forbrukarane som er betegna "VAxx" er ventilasjonsanlegg. Alle forbrukarane er prosessar der varme skal overførast til luft eller vatn. Nødvendige tur og returtemperaturar ved forsyning frå vannbårent varmeanlegg er berekna under føresetnad om minste

Tabell 19 Aktuelle varmemottakarar frå vannbårent anlegg

Forbrukar	Årleg energi-forbruk (kWh)	Temperatur på prosesstrøm (°C)	Nødvendig turtemperatur varmeanlegg (°C)	Forventa returtemperatur varmeanlegg (°C)	Dimensjonerende effekt (kW)
Kappevann , sentralkrets	1 241 000	85	85	65	180
Varmtvannsproduksjon	503 000	80	85	30	280
Catelliskap 1	250 000	90	90	75	175
Catelliskap 2	250 000	90	90	75	175
Tørkeskap 1	277 000	70	85	75	150
Tørkeskap 2	277 000	70	85	75	150
Tørkeskap 3	277 000	70	85	75	150
Meltørke	323 000	75	95	70	150
Tørkeskap 5 i støperi 2	290 000	60	80	70	50
Dynaflow 1	277 000	70	85	75	200
Dynaflow 2	277 000	70	85	75	200
Kappvannskrets sjokolade	438 000	60	60	50	100
VA12	64 000	20	55	35	30
VA1	254 000	20	55	35	110
VA2	163 000	20	55	35	100
VA5	142 000	20	55	35	40
VA 4	104 000	20	55	35	80
VA6	37 000	20	55	35	40
VA3	8 000	20	55	35	30
Gulvvarme nøtteproduksjon	86 000	40	40	30	100

drivande temperaturdifferanse i varmeveksling på 5°C mot vatn/væske, og 15°C mot luft. For ventilasjonsanlegg generelt er det valt eit temperaturnivå på 55/35°C i på vannsida.

Energikartlegging frå prosjektoppgåva gav noko informasjon om effektforbruk til den enkelte forbrukar. Generelt har kappevannskretsane flate effektkurver, og stabilt forbruk. Kartlegging av tørker viste høgt effektforbruk på starten av kvar tørkeprosess, før det stabiliserte seg i resten av perioden med oppvarming. Ventilasjonsanlegg og byggoppvarming er føresette utetemperaturavhengige.

Nødvendig tur- og returtemperatur for forsyning av dei forskjellige forbrukarane syner at turtemperaturen må opp i 80-90°C for å forsyne tørkeskap og varmtvannsproduksjon. Kappevannskretsane ligg noko lågare. Ventilasjon og byggoppvarming har lågare temperaturkrav.

Val av varmemottakarar vil ha innvirkning på aktuell varmpumpe-teknologi, ettersom dette vil bestemme temperaturforhold og effektkurven. Frå tabellen over er det klart at dei fleste kombinasjonar av varmemottakarar vil medføre turtemperaturar på 80-90°C, og returtemperaturar på 50-70°C.

7.4 Val av varmeforbrukarar til varmpumpe-system – utleiing av alternativ.

Etter å ha identifisert aktuelle mottakarar av varme, bør desse evaluerast. Spørsmålet er kva slags kombinasjonar av varmemottakarar er gunstige med omsyn til besparelse og økonomi. Her er det valt å setja opp eit antal aktuelle alternative grupper av varmemottakarar. Desse gruppene er sett opp etter fylgjande kriterier:

- Effektkurvens form. Dess flatare effektkurve, dess større potensiale for høg dekningsgrad for varmpumpe. Dette er gjennomgått i neste delkapittel.
- Temperaturnivå. Som det framgår av Tabell 19 er det to hovudnivå på forbruket, turtemperaturkrav 80-95 og turtemperaturkrav 40-60.
- Varmeforbrukarens totale energiforbruk, altså potensiale for dekning frå varmpumpe. Det er antatt at store forbrukarar er meir lønnsomme enn små forbrukarar.
- Varmeforbrukarens plassering. Vedlegg 4 viser dei aktuelle varmeforbrukane si fysiske plassering i fabrikk. Dette er antatt at dette vil utgjera ein stor del av totalkostnaden.

På bakgrunn av dette vart det laga 9 alternativ. For desse vart samla akkumulert effektvarigheit berekna. Metode og resultat er gjennomgått i det etterfylgjande.

7.4.1 Konstruksjon av effektkurver - metode og resultat

I design av varmpumpeanlegg er bruk av effekt-varigheitskurver ein kjent metode. For å vurdere alternative varmemottakarar er det nødvendig å etablere effektkurver for alle aktuelle mottakarar gitt i Tabell 19. Detaljnivået på energikartlegging er ikkje på eit slikt nivå at effektkurver er direkte tilgjengleg for den enkelte forbrukar på timesbasis. For å konstruere desse var det nødvendig å gjera

ein del føresetnader og framskrivningar av måleresultat. Metoden for kvar enkelt forbrukar er gjennomgått under. Det er data frå måleperioden brukt i kartlegging som ligg til grunn, denne gjekk frå 01.10.2016- 30.09.2017.

Sentral kappevannskrets

Dette er ein vannbåren krets brukt til vedlikehaldsvarme av masserør, tankar, og pumper, med 35 tilkoblingar til utstyr i fabrikk. Energikartlegging frå prosjektoppgåve gav eit estimat på energibruken i 4 tidsperiodar, og gav ein gjennomsnittleg effekt på 141 kW over året. Denne var basert på data frå ein energimåler på dampside av varmevekslar. I vannkretsen er det ingen regulering av varmpådraget, verken manuell eller automatisk, det står og går konstant. Difor er det gjort ei føresetnad om relativt stabilt effektforbruk, som aukar litt i driftstida då utstyret som er tilkobla er i bruk, men bevegar seg rundt berekna gjennomsnitt på 140 kW. 100 kW er sett som minimumseffekt, og opptretr midt på natta, og 180 kW som maksimum opptretr midt på dagen. Det er laga ein kurve som fylgjande likning.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{min} + 2\dot{Q}_{var} \left(1 - \left|\frac{t - 12}{12}\right|\right) \quad (7.1)$$

der \dot{Q}_{min} er minimumseffekt, \dot{Q}_{var} er variasjonen rundt gjennomsnitseffekt (41kW), og t er klokkeslett på døgnet. Dette gjev ein lineært stigande/synkande kurve med topp kl 1200 og minimum kl 00:00, året gjennom.

Produksjon av varmt tappevann

Grunnlagsdata er målt forbruk av varmt tappevann i m³/døgn. For å konstruera ein effektkurve på timesbasis er det føresett at døgnforbruket er fordelt jamt utover tida med produksjon. Ettersom det er vanskeleg å sei noko om varmtvannsforbruket gjennom dagen, er det valt å midla effektbehovet over ein periode på 17 av døgnet 24 timar, som skal representera tida frå dei fyrste kjem på jobb til dei siste går heim. Reelt vil det vera variasjon gjennom dagen, men tappevannsanlegget er ustyrt med akkumulatortank på ca 1000 l som er antatt å jamna ut deler av denne. Meir om akkumulering i kapittel 8. Energibehovet per døgn til tappevatn er gitt av energibalanse over varmeveksler ved

$$Q = V\rho C_p \Delta T \quad (7.2)$$

der tettheit ρ , og spesifikk varmekapasitet C_p , er føresett konstante på høvesvis 998kg/m³ og 4,18 kJ/kgK. V er forbruket i m³. Temperaturdifferansen er gitt av antatt temperatur inn på 7°C, og settpunkt ut som er 80°C.

Kappevann sjokolade

Utførte målinger på denne kretsen gjort i energikartlegginga viste svært stabil effekt over lengre tid. Den låg rundt 50 kW med avvik på +/- 5 kW. Effektkurven for denne er difor sett konstant til 50 kW.

Tørkeskap

Effektkurver for tørkeskap 1,2 og 3 er utarbeida ved å bruka resultatata frå avsnitt 6.7. Det er føresett at effektkurva som framkom for tørkeskap 3 der representative for alle produkt/tørkesekvensar, også for skap 1 og 2. Ein gjennomgang av produksjonsplanar for 5 veker viser at frekvensen på bruk av eit tørkeskap er 1, av og til 2 gonger i veka. Det er dermed føresett oppstart tørkeprosess kvar 5. dag, med gjentakande effektkurve. Produksjonen er slik at eitt til to skap vert fylt opp og sett i gang dagleg. Effektkurvane for dei forskjellige skap er difor faseforskyvde.

Same prinsipp er nytta for Catelli 1 og 2. I tillegg til utførte målinger er det her lagt til ein konstant effekt på som skal representera tapet i distribusjonsnettet på desse skapa, som fylgje av at det er oppdelt i mange seksjonar med varmebatteri.

Dynaflowskap 1 og 2 vart ikkje kartlagt på same nivå som dei to andre skap. Det er valt å bruka resultat frå Catelliskap direkte. Resultat frå Catelliskap er valt fordi dette liknar mest på Dynaflow-skapet med omsyn til luftstraumar og systemløyising.

Tørkeskap 5 i støperi 2 er lite omtalt tidelegare, men det er enkelt sagt eit omluftsaggregat med varmebatteri, og litt utskifting av luft frå rommet. Dette skapet er i praksis i bruk som lager, og det er sjeldan utskifting av gods eller opning av dører. Det ligg i heilheit inne i fabrikklokalet og er upåverka av utetemperatur. Effektkurven er difor sett som ein konstant til 32 kW over heile året, på grunnlag av resultat frå energikartlegging.

For meltørka er det mangelfull informasjon. Frå energikartlegging vart denne estimert utifrå antatte luftmengder, og eit oppgitt temperaturløft på denne. Måledata eller teknisk dokumentasjon er ikkje tilgjengeleg, det har heller ikkje vore mogleg å utføra eigne målinger. Effektkurven er difor sett under same føresetnader som i energikartlegging, som inneber 12 timars drift per dag, luftmengde på 5500 m³/h og eit temperaturløft på 50°C (20 til 70°C). Med antatt konstante varmekapasitetar tilsvarar dette om lag 100 kW. Meltørka er i drift når det føregår støyping i støperi 1, som er anslagsvis 12 timar for kvar driftsdag.

Ventilasjonsanlegg og gulvvarme nøtter.

Ventilasjonsanlegg (betegna V_{Axx}), og gulvvarme har utetemperaturavhengig effektbehov. I energikartlegging, der totalt energiforbruk vart berekna, vart tilluft-temperatur, sirkulert luftmengde, og grad av varmegjenvinning kartlagt. Saman med data for utetemperatur, (målt ved fabrikk) gjev

dette grunnlag for effektkurver. For ventilasjonsanlegg er effektkurven berekna ved energibalanse over aggregatet,

$$\dot{Q} = \dot{V}\rho C_p(T_{tilluft} - T_{ute})(1 - \beta) \quad (7.3)$$

der ρ og C_p er høvesvis tettheit (kg/m³) og spesifikk varmekapasitet (kJ/kg/K) er føresette konstante. \dot{V} er sirkulert luftmengde (kg/s), $T_{tilluft}$ er tillufttemperatur, T_{ute} er utetemperatur og β er andelen varmegjenvinning, som gjennomsnittleg temperaturvirkningsgrad. Sistnemnde er vurdert utifrå anleggstypen. Ved å berekna dette for kvar time i perioden framkjem aktuell effektkurve for det enkelte anlegg.

Golvvarmekursen er også temperturavhengig men på ein litt annan måte enn ventilasjonsanlegga. I energikartlegging vart forbruket estimert ved å bruka installert effekt og areal, og føresetja maksimal effekt ved dimensjonerande ute-temperatur. Effektkurven er konstruert ved å anta ein innslagstemperatur på 7,5°C, og la effekten vera ein funksjon av differansen mellom utetemperatur og innslagstemperatur (Dersom utetemperatur > innslagstemperatur er effekten sett til 0):

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{maks} \left(\frac{T_{innslag} - T_{ute}}{T_{innslag} - T_{DUT}} \right) \quad (7.4)$$

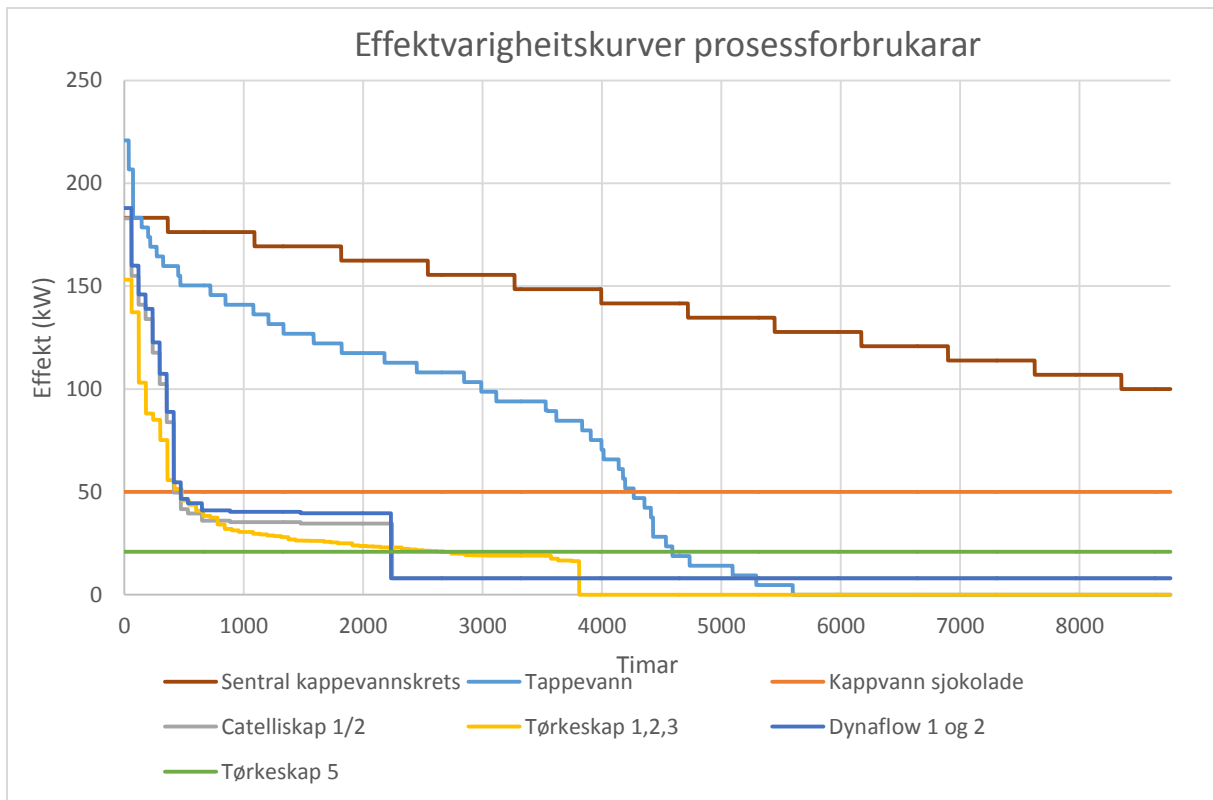
der \dot{Q}_{maks} er dimensjonerande effekt, $T_{innslag}$ er innslagstemperaturen, T_{ute} er utetemperaturen, og T_{DUT} er dimensjonerande utetemperatur for Fredrikstad, -20,8°C (SINTEF, 2012).

Kombinasjonar av fleire forbrukarar – effektvarigheitskurver

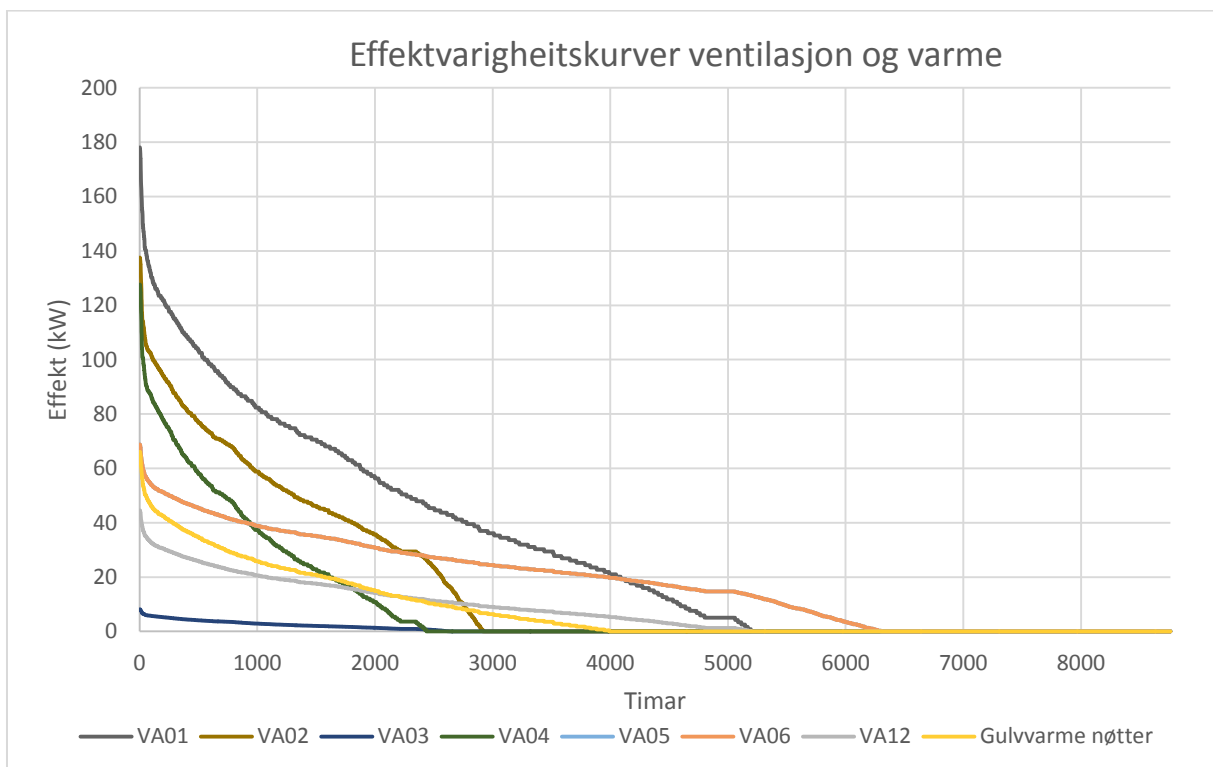
I det etterfylgjande er det ulike grupper av varmeforbrukarar vurdert. Samla effekt for ein kombinasjon av fleire finn ein enkelt ved summera effekten på eit gitt tidspunkt. Resultierende effektvarigheitskurve framkjem ved å sortera denne summen frå høgast til lågast effekt for alle punkt (timar) i tidsperioden, som er eit år.

Resultat

Effektvarigheitskurvene til den enkelte forbrukar er vist i Figur 40 og Figur 41. Spesielt på prosesssida er det enkelt og sjå samanhengen mellom føresetnadene gjennomgått over og forma på kurvene. På ventilasjonsanlegga ser ein klart at kurvene har ulik stigning. Dette speglar graden av varmegjenvinning internt i ventilasjonsaggregata. Antal timar med varmebehov varierer også mykje, dette speglar at anlegga har svært ulik tilluftstemperatur.



Figur 40 Effektvarigheitskurver enkeltforbrukarar - prosess



Figur 41 Effektvarigheitskurver enkeltforbrukarar - varme og ventilasjon

7.4.2 Alternative grupper av varmemottakarar

På grunnlag av kriteriar sett opp innleiingsvis i avsnitt 7.4 er det identifisert eit antal alternative grupper av varmemottakarar. Inkluderte forbrukarar i kvart alternativ er vist i Tabell 20. Kriteriane er vekta ulikt ved dei ulike alternativ. Generelt er det aukande omfang på alternativa. I Alternativ 1, det minst omfattande, er lagt vekt på flat effektkurve og stort effektforbruk, Alternativ 2-4 og 7 er ulike variantar av alternativ med forbrukarar som vil liggja meir eller mindre nært eit varmeanlegg, dersom sentral kappevannskrets og tappevann er inkludert. Alternativ 7 inkluderer alle forbrukarane i vestre ende av fabrikk. Samtlege har temperaturkrav i det øvre sjikt. Alternativ 6 inkluderer berre tappevatn, og er teke med på grunn av temperaturforholda som skil seg ut, med stor glidning. Vidare representerer alternativ 8 alle forbrukarar med lågare temperaturkrav, under 60°C. Tappevatn er med i parantes, med tanke på forvarming. Alternativ 9 inkluderer alle tørkeskap i støyper 1, og er med fordi desse ligg svært nær varmekjelde, og har til saman eit betydeleg forbruk.

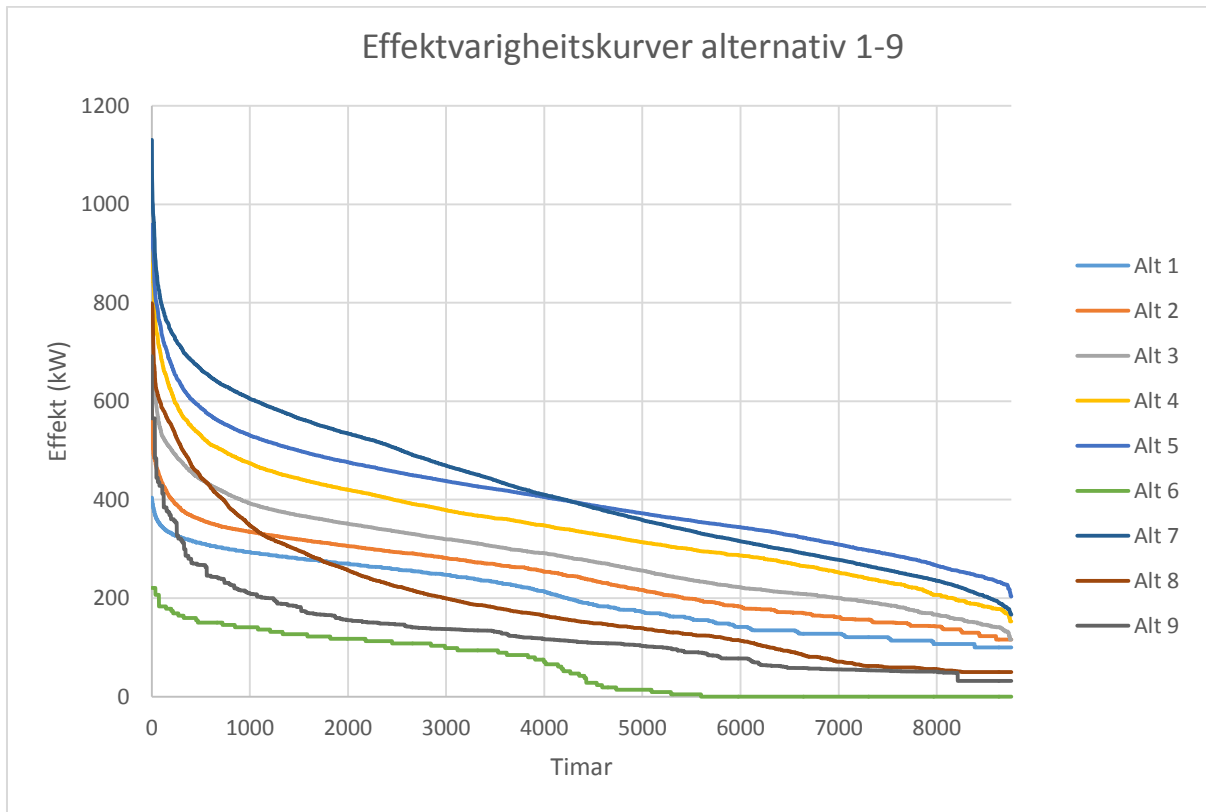
Tabell 20 Alternative grupper av varmemottakarar for varmepumpeanlegg

Forbrukar/Alternativ nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Sentral kappevannskrets	x	x	x	x	x		x		
Tappevann	x	x	x	x	x	x	x	(x)	
Kappvann sjokolade					x			x	
Catelliskap 1		x	x	x	x		x		x
Catelliskap 2		x	x	x	x		x		x
Tørkeskap 1			x	x	x		x		x
Tørkeskap 2			x	x	x		x		x
Tørkeskap 3			x	x	x		x		x
Dynaflow 1				x	x		x		x
Dynaflow 2				x	x		x		x
Tørkeskap 5 i støperi 2				x	x		x		
Meltørke							x		
VA01								x	
VA02								x	
VA03							x	x	
VA04							x	x	
VA05							x	x	
VA06								x	
VA12					x			x	
Gulvvarme nøtter							x	x	

Resulterande effektvarigheitskurve for kvart alternativ framkjem ved å summera effektkurvene til dei aktuelle forbrukarar, og sortera datasettet etter høgaste totaleffekt. Desse er plotta i Figur 42.

Generelt ser ein at alternativ 1-5 har relativt flate kurver, medan energimengdene er vert større og større for kvart alternativ. Energimengda kan tolkast som arealet under grafane. Alternativ 8 skil seg

ut ved mykje brattare kurve, dette har si forklaring i at mange av forbrukarane her er utetemperaturavhengige.



Figur 42 Effektvarigheitskurver alternativ 1-9

7.5 Evaluering av alternativ – metode

For evaluering av alternativ er valt å bruka tilbakebetalingstid som evalueringskriterie. Det er bygd opp ein enkel modell i Excel for dette som tek omsyn til fleire relevante parametar; temperaturkrav, effektkurvens form, og varmemottakarens plassering. Metode og føresetnader for modellen er kortfatta gjengitt under, ytterligere detaljar og likningar er lagt i vedlegg 5.

Tilbakebetalingstid, TB , er berekna som

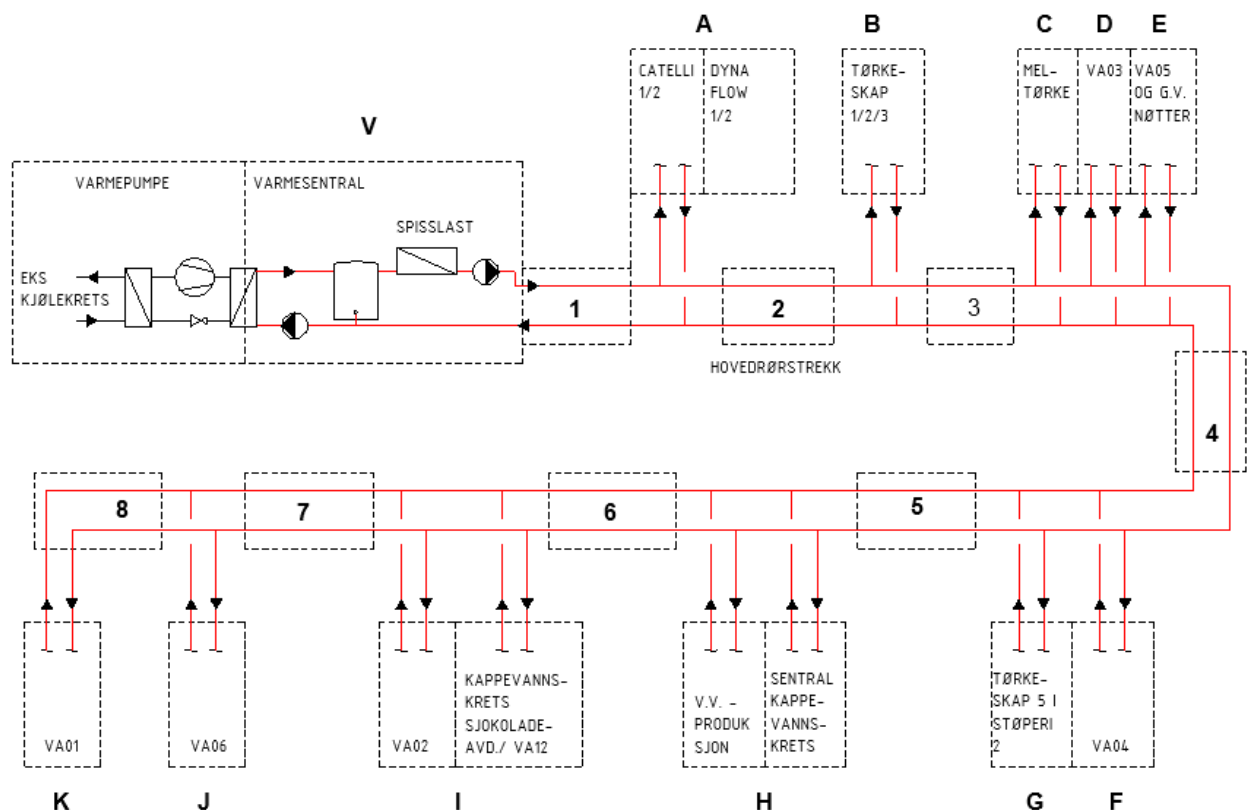
$$TB = \frac{I_0}{B} \quad (7.5)$$

der I_0 er investeringsbeløp, og B er årleg besparelse (NOK). Desse parametrane må dermed bereknast for det enkelte alternativ. I dette tilfellet er besparelsen ein energibesparelse multiplisert med elpris.

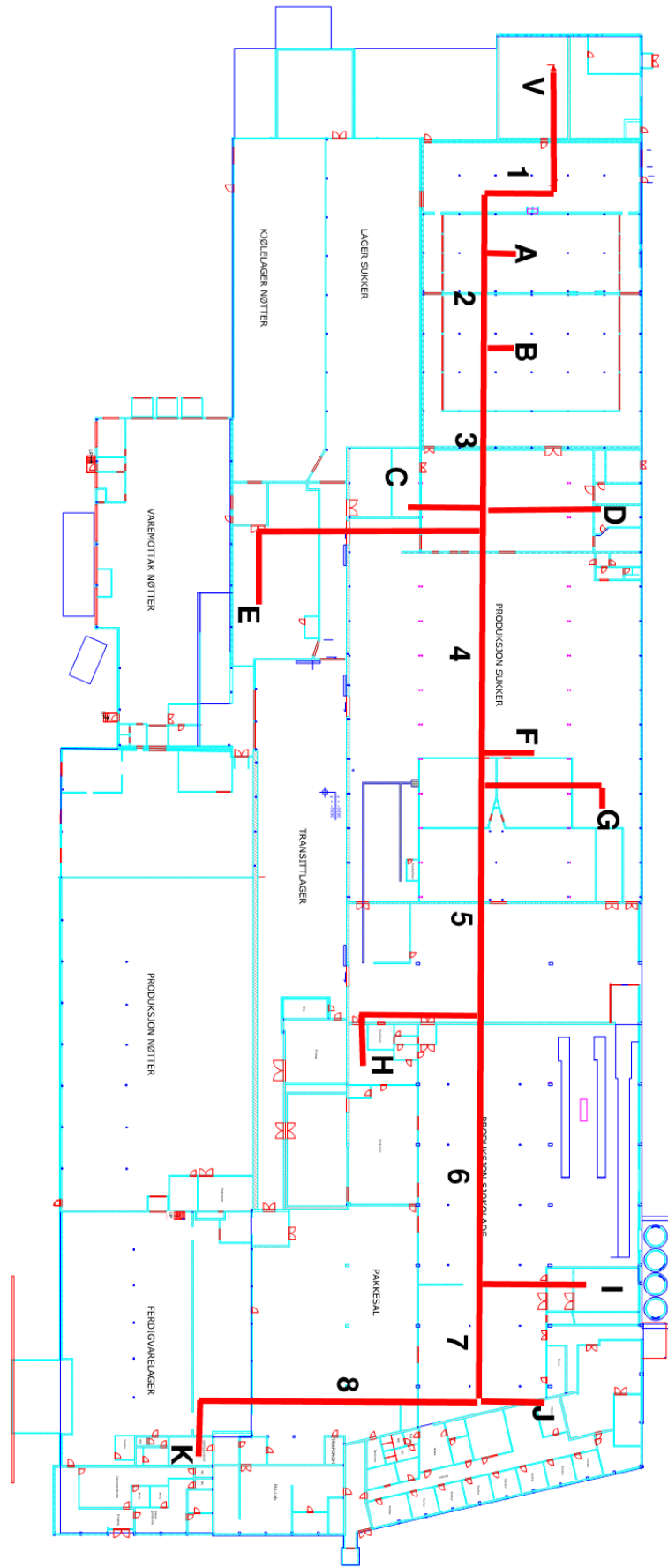
7.5.1 Berekningsmodell – forusetingar og systemløyising.

For å få berekna dei to parametrane investeringkostnad og besparelse er det laga ein forenkla modell. Det er rekna på eit system der spillvarme vert henta frå amoniakk-krets i eksisterande kjøleanlegg, i ein fordampar/kondensator. Varmepumpe er forenkla til ein Carnotprosess med effektivitet 0,5. Temperatur på varmekjelde er føresett lik 30°C. Det er lagt inn 5K temperaturdifferanse for varmeveksling i varmeopptak og varmeavgiving. Varmen vert overført til vannbårent distribusjonsanlegg. Temperaturforholda er bestemt av temperaturnivået på varmemottakarane i kvart alternativ.

Figur 44 viser varmemottakarane si plassering i fabrikk. Denne skissa finst i stort format i vedlegg 4. Der er også ein trase for vannbårent anlegg antyda. For dimensjonering og kostnadsberekning av dette er valt å dela det opp i modular. Hovudrørstrekket er delt i 8 modular utifrå mottakarane si plassering. Vidare er kvar varmemottakar tenkt som ein modul, med grenrør frå hovudrørstrekk, og tilkobling til utstyr. Ein illustrasjon av modellen er vist i Figur 43. Varmeforbrukarane er her identifiserte med store bokstavar A-K som ein kan finna att i Figur 44. Tenkt rørstrekk er skissert med raud linje og hovudrørstrekk er nummererte 1-8 på dei to figurane. Plassering av varmesentralen er i eksisterande kuldemaskinrom, merka med V.



Figur 43 Systemløyising berekningsmodell for evaluering av alternativ.

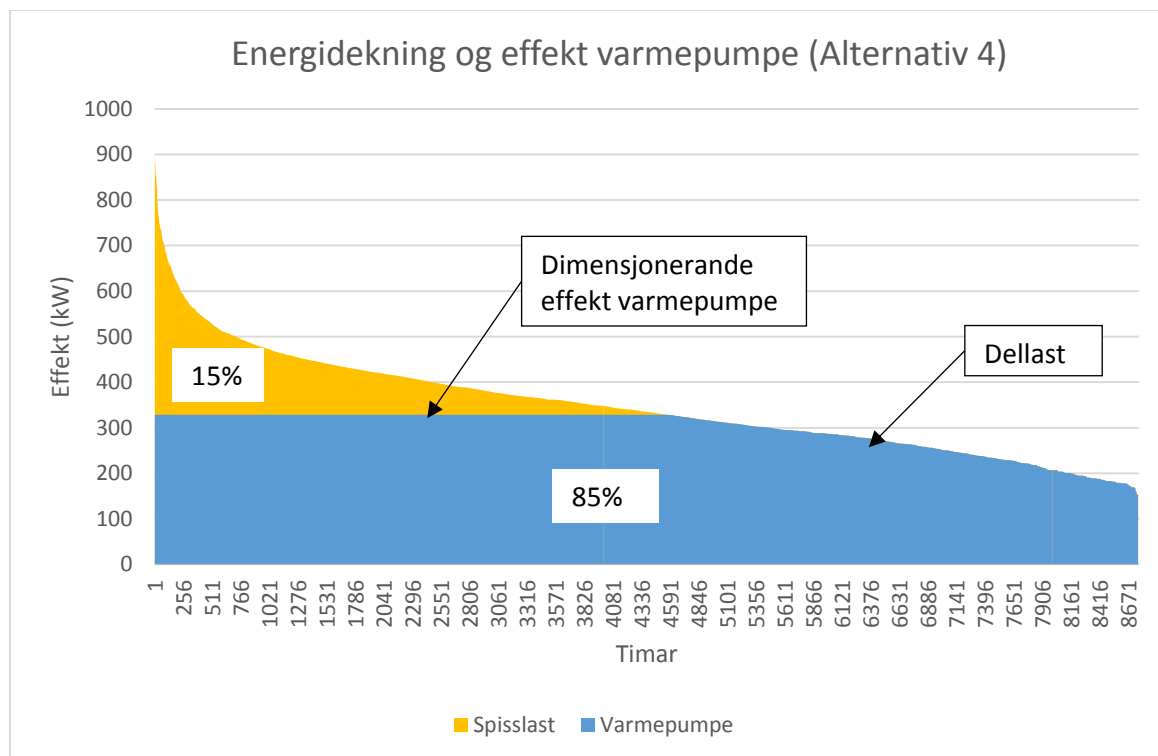


Figur 44 Plantegning av produksjonsareal ved plassering av varmeforbrukarar, varmesentral, og hovedrørstrekk.

Metoden er basert på 3 steg. Fyrst vert varmpumpeanlegg dimensjonert og energibesparelse berekna basert på effektkurver for det enkelte alternativ. Kostnaden for varmpumpeanlegget er berekna som ein funksjon av dimensjonerande varmeeffekt. Deretter vert hovudrørstrekk og varmesentral dimensjonert. Basert på dimensjonering vert kostnader for den enkelte anleggsdel berekna i kvart alternativ. Metodikken og føresetnader er gjennomgått i etterfylgjande to avsnitt.

7.5.2 Energibesparelse og investeringskostnad varmpumpeanlegg

Ei samla effekturve for kvart enkelt alternativ vart vist i Figur 42. Deretter vart total energimengde under kvart alternativ berekna. Vidare vart det føreset for alle alternativ at ei fornuftig størrelse på ei varmpumpe var slik at denne forsynte 85% av den totale energitilførselen. Resten må dekkast av spisslast. Ved å bruka dette som kriterie inn i optimaliseringsfunksjonen (solver) i Excel kunne dimensjonerande effekt for ei varmpumpe bestemmast. Metoden er vist grafisk i Figur 45, med alternativ 4 som eksempel.



Figur 45 Bestemmelse av energi/ effektdekning ved evaluering av alternativ.

Energidekning for varmpumpe er vist i blått. Dimensjonerande effekt vert i dette tilfelle 328 kW.

Deretter kunne energibesparelsen bereknast. Det er her føreset at det er tilstrekkeleg spillvarme tilgjengelig gjennom heile året. Effektfaktoren for varmpumpe (COP_{VP}) vart føreset lik Carnot-effektfaktoren multiplisert med ein Carnot-virkningsgrad (η_{Carnot}) på 0,5 (Stene, 2001):

$$COP_{VP} = COP_{Carnot, VP} * \eta_{Carnot} \quad (7.6)$$

der;

$$COP_{Carnot, VP} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (7.7)$$

der T_H er temperaturen ved bortføring av varme, sett lik utgåande vanntemperatur for det aktuelle alternativ, og T_L er temperaturen ved varmeopptak, sett lik 25°C for alle alternativ. Slik vert ulikt krav til turtemperatur blant alternativa inkludert i evalueringa.

Energibesparelsen er her sett i forhold til ein referanse der energien vert produsert i ein elkjel med virkningsgrad η_{elkjel} lik 0,97, altså slik energien vert produsert ved anlegget i dag, og dermed gitt av:

$$E_{spart} = \frac{Q_{VP}}{\eta_{elkjel}} - \frac{Q_{VP}}{COP_{VP}} \quad (7.8)$$

der Q_{VP} er årleg varmeleveranse frå varmepumpa. Økonomisk besparelse er dermed gitt av

$$B = E_{spart} * k \quad (7.9)$$

der k er kostnaden for elektrisitet. Det er her nytta aktuell gjennomsnittleg kostnad for Brynildgruppen, på 40 øre/kWh (Holm, 2018).

Vidare er parameteren *Fullasttimar (FT)* berekna. Dette er antalet timar varmepumpa må gå på fullast for å produsera den faktisk leverte energimengda, og fortel kor god utnytting det er av varmepumpa. Den er gitt av

$$FT = \frac{Q_{VP}}{\dot{Q}_{dim,VP}} \quad (7.10)$$

der $\dot{Q}_{dim,VP}$ er dimensjonerande effekt for varmepumpa, og Q_{VP} er årleg varmeleveranse frå varmepumpa.

For investeringskostnader er det brukt ein kostnadsfunksjon der kostnaden berre varierer med størrelsen på anlegget i kW (varmeeffekt). Det vart brukt kostnadsdata frå ein studie utført av NVE (2011). Her er oppgitt kostnader for varmepumpeanlegg av størrelse 100 og 1000 kW på høvesvis

5582 og 4120 NOK/kW varmeeffekt. Ein linær funksjon basert på desse to punkt vart nytta for spesifikk varmpumpekostnad, og investeringskostnaden, I_{VP} , vart dermed gitt av:

$$I_{VP}(\dot{Q}_{VP}) = \dot{Q}_{VP}(5745 - 1,62\dot{Q}_{VP}) \quad (7.11)$$

der \dot{Q}_{VP} er dimensjonerande varme-effekt.

7.5.3 Dimensjonering og investeringskostnader distribusjonsanlegg/varmesentral.

Vannbårent varmeanlegg vart berekningsmessig delt i 3 modular; Varmesentral, hovudrørledning ut i fabrikk, og tilknytning av varmeforbrukarar. Dimensjonerande sirkulert vannmengde i systemet vart brukt som parameter for dimensjonering. Vannmengde er gitt av dimensjonerande effekt for anlegget, og tur og returtemperatur, og er for den enkelte forbrukar;

$$\dot{m}_n = \frac{\dot{Q}_{Dim,n}}{C_p(T_{tur} - T_{retur})} \quad (7.12)$$

Der $\dot{Q}_{Dim,n}$ er dimensjonerande effekt (kW), og C_p spesifikk varmekapasitet for vatn (kJ/kg), her føresett konstant lik 4,18 kJ/kg. Dette vart berekna for kvar enkelt forbrukar n . Vannmengder for dei enkelte hovudrørstrekk og varmesentral vert summen av desse. Dimensjonerande vannmengde for eit hovudstrekk h kan dermed bereknast slik, uttrykt som ein *if/and* funksjon:

$$\dot{m}_h(a, n, \dot{m}_n) = S * \sum_{n=1}^{n=20} if(and(n \in h, n \in a); \dot{m}_n; 0) \quad (7.13)$$

der $n \in h$ betyr at varmeforbrukaren n hentar energi frå hovudstrekket h , og $n \in a$ betyr at varmeforbrukar n er inkludert i det aktuelle alternativet a . S er ein samtidighetsfaktor sett til 0,7 ved for hovudstrekk 1-5, 0,9 for hovudstrekk 6, og 1 for stekk 7-8.

Likninga gjev ei matrise med vannmengder for alle rørstrekk og alternativ.

Hovedrørstrekk, varmesentral og utstyr vart så dimensjonert etter eit kriterie om minimum trykkfall per meter rør på 100 Pa/m som er ein standard brukt i bransjen og blant anna føreslått av Zijdemans (2014). Dimensjoneringstabell er vist i Vedlegg 5.

Resultierende dimensjonar vart brukt inn i kostnadsberekning. Det er gjort kostnadsberekning for dei 3 modular (hovudrørstrekk, varmesentral, og tilknytning av forbrukarar). Det vart teke med ein del nødvendig utstyr som stengeventilar, innreguleringsventilar, pumper o.l i dei ulike delane av

anlegget. Dette er gjengitt i detalj i vedlegg 5. Resultatet vart eit sett med dimensjonerte rørlengder og utstyr for kvar enkelt varmekonverter, kvart hovudrørstrekk, og varmesentral, for kvart alternativ.

Det er vidare nytta historiske kostnadsdata for rør og utstyr frå COWI A/S. Dette er gjennomsnittlege enhetsprisar basert på faktiske anbud, og mottatt av Lund (2018) i COWI.

7.6 Evaluering av alternativ - resultat

Nokre relevante resultat frå av berekningane for alternativ 1-9 er gjengitt i Tabell 21.

Tilbakebetalingstida er mellom 5 og 10 år. Det er interessant å analysere alternativ 1-4 og 7 for seg.

Tabell 21 Hovudresultat evaluering av alternativ.

Alternativ	Energi				Økonomi	
	Dimensjon- erande effekt VP (kW varme)	Energi- besparelse (GWh)	Fullast- timar	Dimensjoner- ande turtemperat- ur (°C)	Total Investerings- kostnad (NOK)	Tilbake- betalingstid (år)
1	206	1,04	7279	85	1 955 000	4,7
2	236	1,21	7596	90	2 478 000	5,1
3	275	1,42	7700	90	3 102 000	5,4
4	328	1,74	7866	90	4 166 000	6,0
5	370	2,03	8137	90	4 612 000	5,7
6	106	0,31	4198	85	1 317 000	10,6
7	413	2,08	7468	90	5 009 000	6,0
8	259	1,14	5376	60	3 441 000	7,5
9	155	0,62	5972	90	2 628 000	10,5

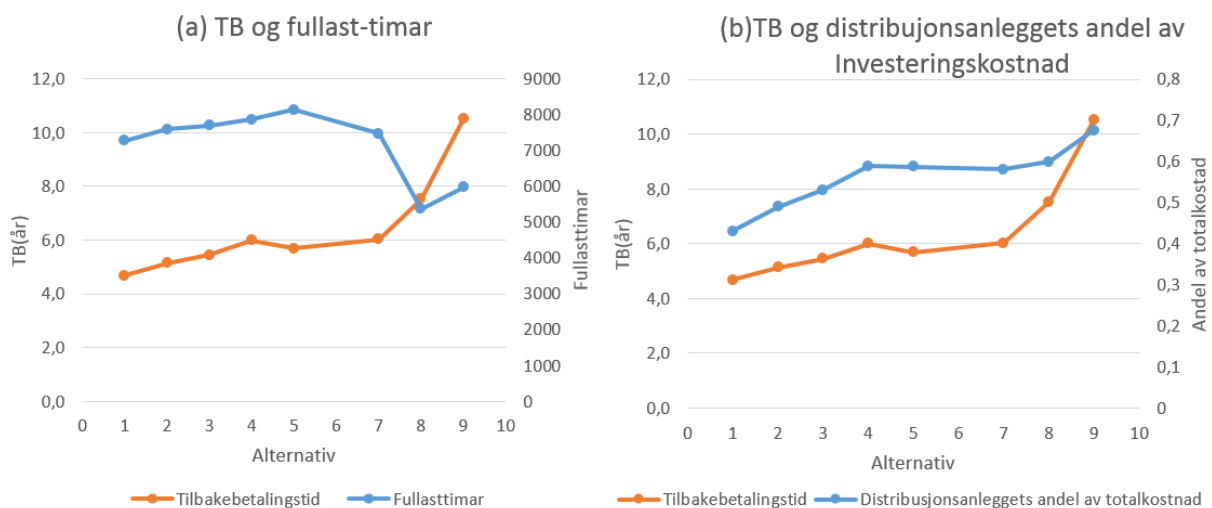
Alternativ 1 er ein slags referanse, som at føreset bygging av distribusjonsanlegg gjennom halve fabrikk. Alternativ 2, 3, 4 og 7 er utviding av dette, ved å leggja på forbrukarar i nærleiken av dette anlegget. Overraskande nok vert tilbakebetalingstida lenger dess meir forbruk ein legg på her. Unntaket er alternativ 7, som er som 4, men med meltørke og nærliggjande ventilasjonsanlegg i tillegg. Dette fører til ein liten reduksjon i tilbakebetalingstid.

Alternativ 5 er som 4, men lagt på Kappervannskrets sjokolade og VA12 i tillegg. Trass at desse ligg langt frå varmekjelde og krev mykje røyrlegging, vert tilbakebetalingstida redusert samanlikna med alternativ 4. Eit anna kjenneteikn ved desse to forbrukarane er at effektbehovet er jamt. Den positive effekten av dette (i form av betre utnytting av varmpumpe), ser ut til å vera større enn kostnaden ved omfattande røyrlegging.

Alternativ 6 har fått 10 års tilbakebetalingstid, men det kjem urettferdig dårleg ut, sidan føresetnadene for modellen passar dårleg for dette. I realiteten vil det ikkje vera nødvendig med eit distribusjonsanlegg, oppvarminga av tappevatn vil kunne gjerast med direkte varmeveksling i mot varmpumpe. Dermed vert kostnadsestimatet her lite verdt. Den store temperaturglidninga i oppvarming av tappevatn er heller ikkje teke omsyn til i modellen. Uansett vert det relativt låg utnyttingsgrad på varmpumpa, med 4200 fullasttimar/år. Alternativet bør evaluerast med meir realistiske føresetnader.

Alternativ 8 (lågtemperatur) får tilbakebetalingstid på 7,5 år. Utnyttinga av varmpumpe er relativt dårleg, og varmeanleggskostnaden relativt stor.

For å sjå nærare på kva faktorar som driv kostnadene i størst grad er tilbakebetalingstida plotta mot fullasttimar, og mot varmeanleggets andel av totale kostnader (Figur 46). Alternativ 6 er ikkje med i denne samanlikninga, av ovanfor nemnde årsaker.



Figur 46 Tilbakebetalingstid og (a) fullasttimar, (b) distribusjonsanleggets andel av investeringskostnad

Ser ein på alternativ 1-4 så ser ein at tilbakebetalingstida aukar svakt ettersom fleire forbrukarar vert tilknytte. Samtidig ser ein utnyttinga av varmpumpe (fullasttimar) vert betre. Imidlertid vert det relativt mykje større kostnader med tilknytning av desse forbrukarane, og effekten av dette er større enn gevinsten på betre anleggsutnytting, som resulterer i totalt sett dårlegare lønnsemd.

Frå alternativ 4 til 5 vert tilbakebetalingstida betre, til tross for den lange avstanden til dei tilknytte forbrukarane. Dette tyder på at kostnader til hovudrørstrekk ikkje er så viktig som antatt. Kostnaden for tilknytning, og effektkurvens form ser ut til å vera viktigare.

Dette synest også godt på alternativ 9, som inkluderer alle tørkeskapa i støperi 1. Her er det føresettt store kostnader ved ombygging til vannbårne varmebatteri i for enkelte av skapa. Dette mefører stor kostnad for varmeanlegget, til tross for kort avstand.

7.7 Evaluering av alternativ – konklusjon

Alternativ 1 kom best ut med omsyn til tilbakebetalingstid. Alternativ 2-4 og 7, som representerer løysingar av aukande omfang, viser noko aukande tilbakebetalingstider, dess større omfang. Forskjellen i tilbakebetalingstid på desse alternativa er likevel så liten at det er vanskeleg å prioritera blant desse.

Generelt ser det ut til at det dårleg økonomi i å tilknyta mindre forbrukarar, som for eksempel ventilasjonsanlegg. Også Dynaflowskap har ein høg kostnad for tilknytning, som gjer dette til ein tvilsom kandidat.

Alternativ 6 kom dårleg ut, men føresetnadene i berekninga passar dårleg på alternativet, og resultatata kan ikkje tilleggjast vekt. Dette bør bereknast meir i detalj.

Lågtemperatur-alternativet (8) kom dårleg ut samanlikna med dei andre, det same gjeld alternativ 9. Det er vanskeleg å sei noko konkret om alternativ 2-5 og 7. Samtidig har desse liknande temperaturkrav, og dermed liknande krav til ei varmpumpeløysing. Det er valt å ikkje ekskludera nokon av desse alternativa.

I det vidare arbeidet er det difor valt å ta med seg fylgjande løysingar:

- Alternativ 1
- Ein variant av alternativ 2-4, 5 og 7. Alternativa alle har liknande temperaturkrav, og vil dermed ha liknande krav til ei varmpumpeløysing.
- Alternativ 6.

Alternativ 8 og 9 vert vurdert som uaktuelle.

Nokre viktige eigenskapar ved alternativa er gjengitt i Tabell 22.

Tabell 22 Val av alternative varmemottakarar

	Utgående vanntemperatur (tur), °C	Inngående vanntemperatur (retur), gjennomsnittleg °C	Avgitt varme-effekt (85% energidekning) , kW
Alternativ 1	85	55	205
Alternativ 2,3,4,5,7	90	60 (Alt 2), 65 (Alt 3-5,7)	240-410
Alternativ 6	85	15	105

8 Varmepumpeteknologi og systemløyningar

Med utgangspunkt i funn i kapittel 7, og spesielt Tabell 22, er det i dette kapittel vurdert aktuell varmepumpeteknologi og skissert aktuelle systemløyningar. Det er utført berekningar på effektiviteten til systema ved dei ulike alternativ av varmekonserverar.

Kapittel 8.1 er ein gjennomgang av aktuelle kuldemedier. Vidare er det i avsnitt 8.2 -8.4 føreslått og berekna 3 ulike system som kan nyttast i alternativ 1-5 og 7. Avsnitt 8.5 presenterer ei løysing for alternativ 6, oppvarming av varmt tappevatn.

Varmepumpekretsane er berekna med omsyn til effektivitet (COP). Vidare er årsvirkninggrad (SCOP) og energibesparelse ved bruk i dei ulike alternativ berekna.

8.1 Evaluering av varmepumpeteknologi.

Ved val av systemløyning og kuldemedie er det mange hensyn å ta. Eit mangfald av kuldemedier og teknologi er tilgjengeleg. Under er ein kort gjennomgang av kuldemediesituasjonen, og grunngeving for val av aktuelle medier.

8.1.1 Aktuelle kuldemedier

Naturlige vs syntetiske medier

Det er i dag eit stort antall ulike medier å velja mellom. Det kan skiljast mellom naturlige medier, (stoff som finst i naturen) og kunstig framstilte medier (syntetiske). Desse mediene består av ulike forbindelsar av hydrogen, klor, flour, og karbon. Bruken av syntetiske medier akselererte etter 2. verdskrig, då KFK-gassane var vanlige. Etter kvart vart det kjent at desse hadde negativ påvirkning på ozonlaget, med høge ODP-verdiar (*Ozone Depletion Potential*), og denne type medier vart fasa ut gjennom Montrealprotokollen på starten av 1990-talet. Desse vart erstatta av forbindelsar utan flour, HFK-gassane (Hydrogen-Flour-Karbon). Ulempa med desse er at dei er sterke drivhusgassar, med høge GWP-verdiar (Global Warming Potential). I 2016 vart difor Montreal-protokollen utvida, med ein plan for utfasing av HFK-gassar. Som erstatning for desse er komme ei ny gruppe medier på marknaden, under betegnelsen HFO (Hydro-flour-olefinar). Desse kan i enkelte tilfelle erstatta HFK-gassane på eksisterande system, utan større ombygging, og med avgrensa reduksjon i effektivitet.

Med den historiske bakgrunnen til dei syntetiske medier, saman med avgrensa kunnskap om eventuell miljøpåvirkning til nye stoff, gjev det meining halda seg til dei naturlige medier ved design av nye anlegg. Difor er ikkje syntetiske medier vurdert som eit alternativ her.

Ytre eigenskapar

Sikkerheitsmessig vert kuldemedier klassifisert etter ASHRAE standard 34, som også er teke inn som ISO-standard (ISO 817:2014). Klassifiseringa skjer etter to kriterier, giftigheit i klasse A eller B, og brennbarheit, med klassifisering 1,2 eller 3 (IIR).

Klasse A betyr at mediet ikkje er giftig i konsentrasjonar under 400ppm, klasse B betyr at mediet bevisleg er giftig i konsentrasjonar under dette. Brennbarheitsklasse 1 betyr at stoffet ikkje er brennbart under romtemperatur og atmosfærisk trykk, 2 betyr lite brennbart, og 3 veldig brennbart.

Tabell 23 viser sikkerheitsklasse, GWP, og ODP for nokre aktuelle naturlege medier. Berre amoniakk er giftig i låge konsentrasjonar, medan hydrokarbonane er svært brennbare. Det må takast omsyn i design av anlegg, som å minimera kuldemediefylling.

Tabell 23 Klassifisering av aktuelle kuldemedie. (IIR)

Klassifisering kuldemedier		Sikkerhetsklasse	GWP	ODP
R717	Amoniakk	B2	0	0
R290	Propan	A3	3	0
R600	Butan	A3	3	0
R600a	IsoButan	A3	3	0
R744	Karbondioksid	A1	1	0

Termodynamiske eigenskapar

Nokre termodynamiske eigenskapar ved dei same kuldemedier er vist i Tabell 24. Kokepunktet ved atmosfærisk trykk (normalt kokepunkt), bør ikkje vera over aktuell fordampingstemperatur. Dette medfører fordampingstrykk under atmosfæretrykket, og betyr stor risiko for luftlekkasje inn i systemet. Kondenseringstemperaturen/trykk bør vera eit stykke under kritisk punkt.

Tabell 24 Termodynamiske eigenskapar for aktuelle kuldemedier

Medie	Nomalt kokepunkt (P=1bar), °C	Kritisk temperatur, °C	Kritisk trykk, bar
R717	-33,1	132,3	113,5
R290	-42,0	96,7	42,3
R600	-0,4	152	60
R600a	-12,0	135,9	36,8
R744	-26,1	31,1	40,7

R744 (CO₂) har kritisk temperatur på 31,1°C. Varmepumpekretsen må dermed operera over dette (transkritisk) for å oppnå høge temperaturar.

8.1.2 Val av medier

Som vist er aktuelle utgåande vanntemperaturar (turtemperatur) i området 85-90°C.

Kondenseringstemperaturen vil liggja rundt same område, eller litt over. Spillvarmekjelda er tilgjengeleg som ved 25-30°C, fordampingstemperaturen vil liggja litt under dette. R290 er uaktuell for dette temperaturnivået. Både R600a og R600 kan anvendast innanfor området, men R600 passar best. R744 er aktuell i transkritisk drift dersom temperaturglidninga på varm side er stor. Dette er tilfelle for oppvarming av tappevatn.

Egenskapane for hybrid varmpumpe med arbeidsmedie amoniakk/vatn er gjennomgått i avsnitt 3.8. Denne er særleg aktuell ved høg varmekjeldetemperatur og stor temperaturglidning.

Det er gjort fylgjande val av medier/varmpumpeløysingar for forsyning av alternativa som inneberer vannbårent varmelegg og fleire mottakarar (Alt 1-5 og 7):

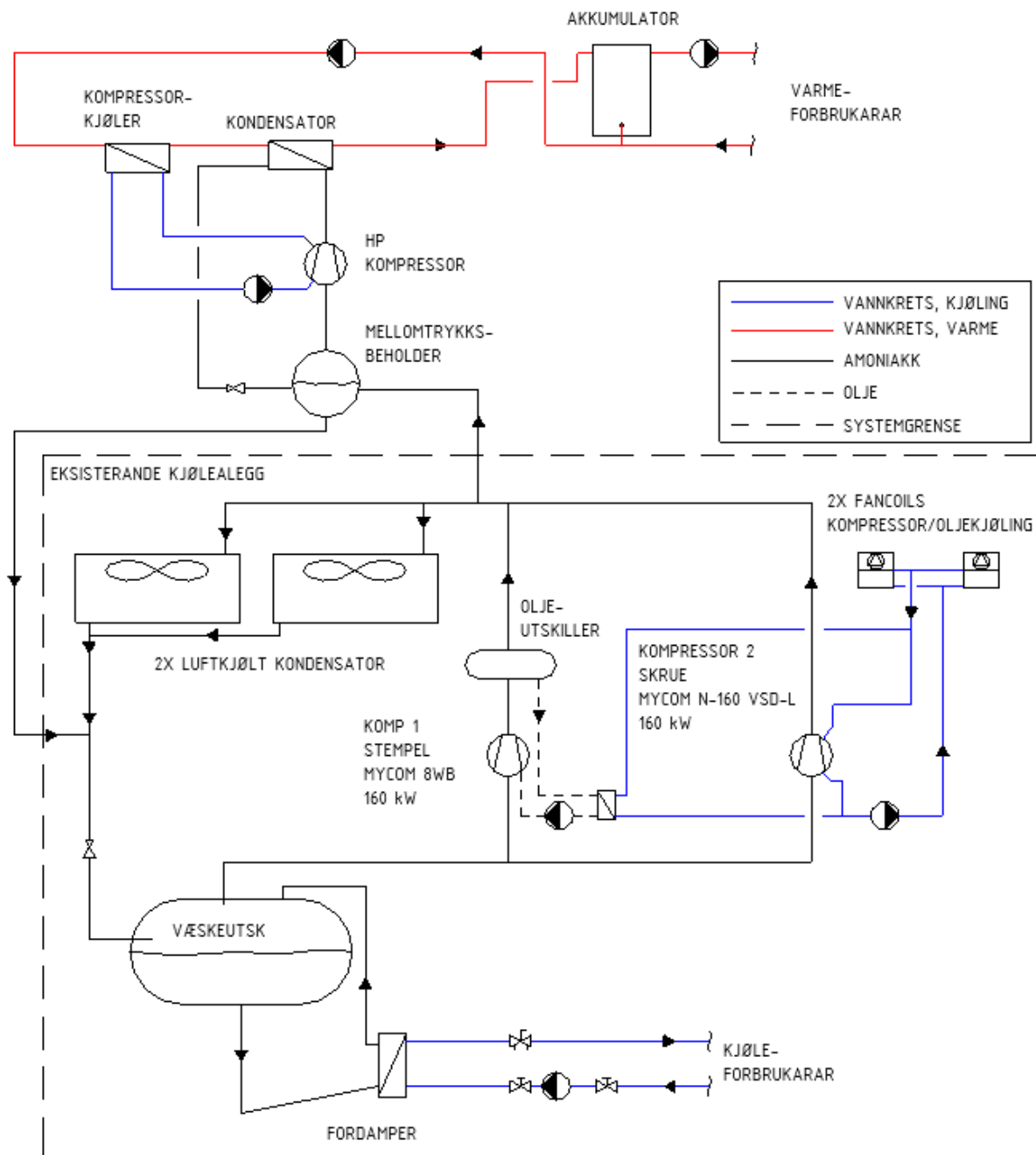
- Høgtrykks amoniakkvarmpumpe med direkte bruk av trykk-gass frå kjøleanlegg ("supercharger")
- Butanvarmpumpe i kaskade over kuldeanleggets kondensator.
- Hybridvarmpumpe i kaskade over kuldeanleggets kondensator

For produksjon av varmt tappevatn (Alternativ 6) er ei transkritisk CO₂-varmpumpe vurdert.

8.2 Høgtrykks Amoniakk-varmpumpe

Innleiingsvis vart det presentert fleire eksempelprosjekt der eksisterande amoniakk-kjøleanlegg vart utvida med ein varmpumpekrets, også kalla "supercharger" eller "scavenging heat pump". Ei tilsvarende løysing er aktuell også her. Varmepumpetrinnet kan då setjast inn i parallell over eksisterande kondensator. Figur 47 viser denne løysinga prinsipielt, med eksisterande systemløysing for kuldeanlegget innanfor stipla linje, og varmpumpetrinnet over. For at ein skal få nytta overhetingsvarmen i amoniakkgassen, er det er fordelaktig med ei oppdeling av kondensatoren i fleire varmevekslarar (overhetingsveksler/ kondensator/underkjøler), (Hoffman and Pearson, 2011). I etterfylgjande berekningar er det uansett føreset "perfekt" varmeveksling, og ei oppdeling ville ikkje ha påverka resultatet. Dermed er det for enkelheits skuld rekna med ein varmeveksler.

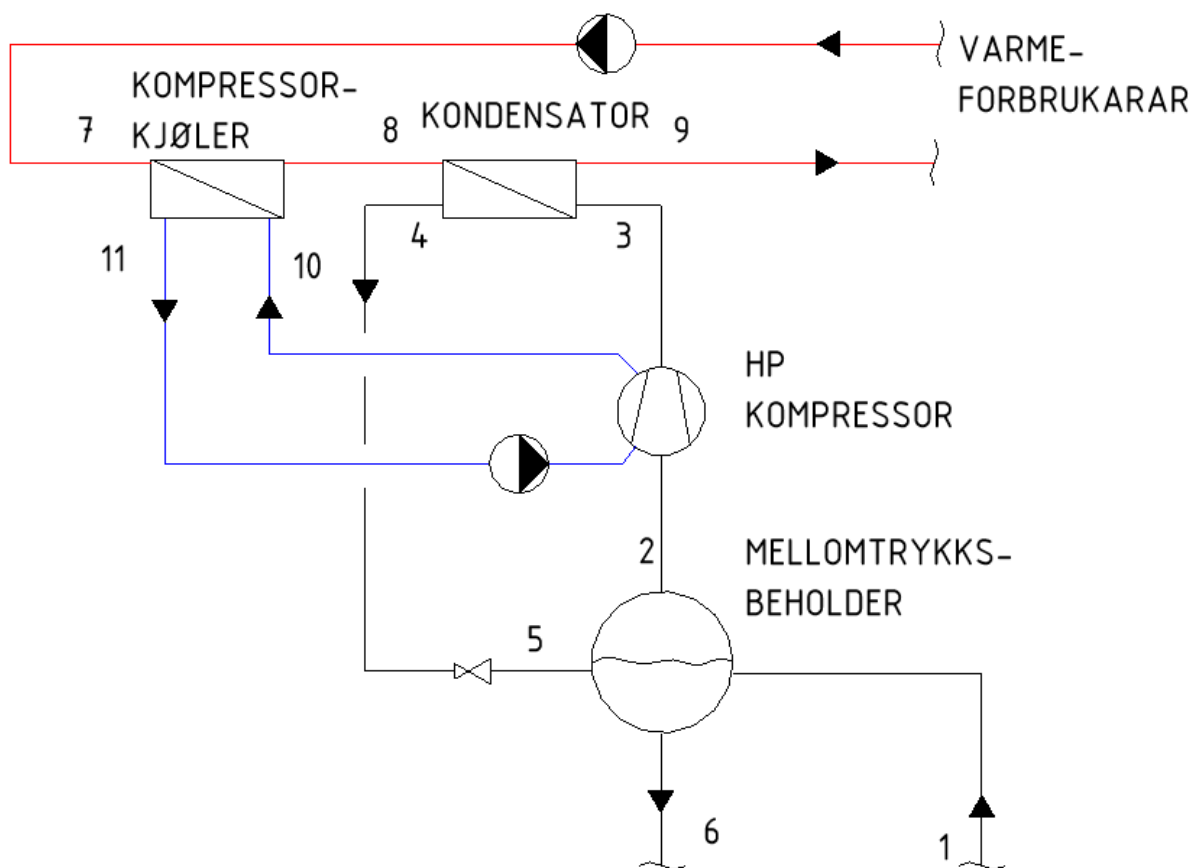
Effektiviteten og tilstandane for varmpumpekretsen vist i Figur 47 er berekna for dei aktuelle temperaturnivå framkomme for alternativ 1-5 og 7 i kapittel 7. Dette er brukt vidare i berekning av SCOP og energibesparelse for dei ulike alternativ.



Figur 47 Prinsippskisse varmpumpekrets HT amoniakk

8.2.1 Beregningsmodell varmpumpekrets

Den valte kretsen er berekna termodynamisk, ved hjelp av excel og tilstandsdata for amoniakk og vatn (sekundærmedie) frå tilstandsbiblioteket RnLib. Skjematisk framstilling av varmpumpekretsen med nummererte tilstandspunkt er vist i Figur 48. Føresetnader og metode er gjennomgått i det etterfylgjande. Kompletterande likningssett, kompressordata og føresetnader er gitt i vedlegg 6.



Figur 48 Systemskisse berekningsmodell amoniakkvarmepumpe

Kuldeanlegg og mellomtrykksbeholder.

Det er føresett i berekningane at kuldeanlegget vert kjørt med kondenseringstemperatur lik 30°C året rundt, noko som tilsvarer 11,5 bars trykk (tilstand 1/2/5/6). Trykkgastemperaturen frå kuldeanleggskompressoren er sett lik 91°C, (tilstand 1). Denne er basert på manuelt registrerte temperaturar på anlegget ved representative forhold. Dette er nært dagens situasjon i sommarhalvåret, medan kondenseringstrykket ligg noko lågare om vinteren. Dette betyr eit auka energiforbruk for kjølemaskiner. Ettersom det ikkje finst kontinuerlege loggedata for trykkforholda i kjøleanlegget er ikkje størrelsen på dette meirforbruket berekna.

Sugegassen til kompressor (tilstand 2) er føresett som metta gass, og væske som går i retur til kjølemaskinkretsen som metta væske (tilstand 6).

Kompressor

Det aktuelle trykkhøgda er relativt høgt, frå 11,5 bar til 44-48 bar. Dette er i grenseland for kva som er mogleg i eitt trinn for tilgjengleg teknologi. Størrelsen på anlegget med 210-410 kW varmeeffekt er også relativt liten i industriell samanheng. Det er få skruekompressorar tilgjengleg i marknaden for desse forhold. Det er her nytta data frå ein stempelkompressor frå Sabroe, betegna HPX704 (Sabroe,

2018) Dette er ein kompressor laga for varmepumpedrift, med 60 bars designtrykk. Maksimal trykkgasstemperatur er opplyst til 190°C for den aktuelle varianten. Dimensjonerande varmeytelse er rundt 280 kW for dei aktuelle temperaturnivå. Dette er representativt for denne case, og data for kompressoren er nytta for alle aktuelle alternativ i området 210-410 kW varmeytelse.

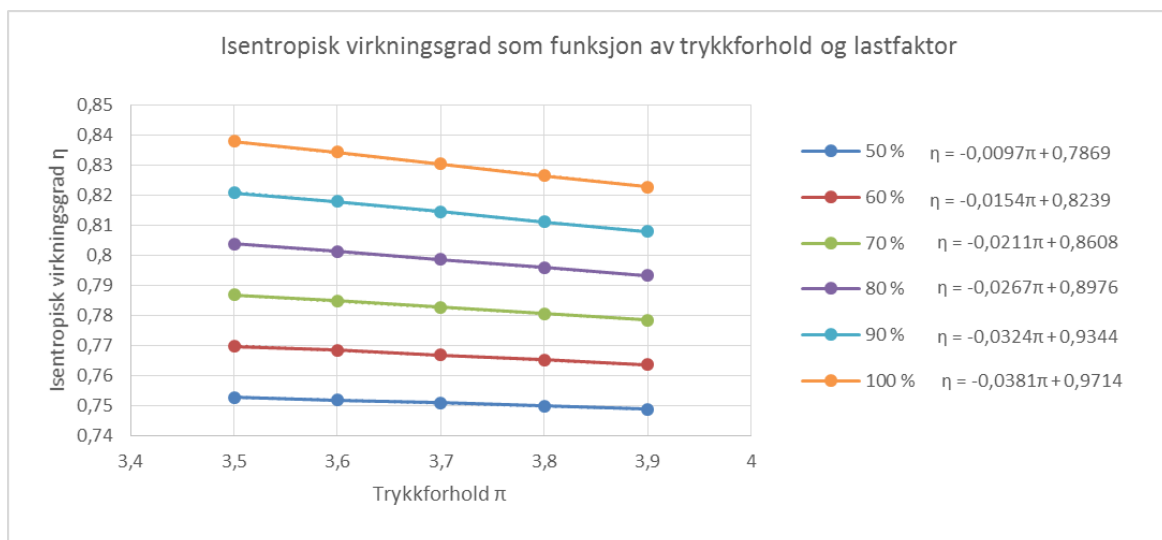
Kompressorytelse vart oppgitt frå leverandøren ved to ulike kondenseringstemperaturar, ved 100% og 50% kjøle-effekt (Fure, 2018), gjengitt i vedlegg 7. Ved fordampingstemperatur 34°C og kondenseringstemperaturar 85 og 90°C, vart varmeytelse, kuldeytelse, kompressorens akseffekt, og sylindervolum oppgitt. Trykktap og varmetap i systemet er neglisjert.

Ved å samanlikna med ein isentropisk kompresjon under same føresetnader vart isentropisk virkningsgrad bestemt;

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{is}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}(h_{2s} - h_1)} \quad (8.1)$$

Der \dot{m} er massestraumen av amoniakk (bestemt av energibalanse over kondensator) h_{2s} er entalpien i kompressorutløp ved isentropisk kompresjon, h_1 er entalpien ved innløpet til kompressoren, og \dot{W} er tilført akseffekt.

Dette gav isentropisk virkningsgrad i 4 driftspunkt. Det vart vidare føresett linearitet mellom desse punkta og interpolert mellom desse. Resultatet er linære funksjonar for isentropisk virkninggrad



Figur 49 Isentropisk virkningsgrad for amoniakkkompressor ved ulike trykkforhold og lastfaktor

avhenging av trykkforholdet π , og lastfaktoren f . Funksjonane er vist i Figur 49. Lastfaktoren f er definert som aktuell kondensatoreffekt over dimensjonerande kondensatoreffekt:

$$f = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_{K,dim}} \quad (8.2)$$

Vidare kunne mengda av bortført varme ved kompressorkjøling bestemast. Dette er gitt av ein energibalanse over systemet;

$$\Delta\dot{Q}_{komp} = \dot{Q}_k - \dot{Q}_f - \dot{W} \quad (8.3)$$

der \dot{Q}_k er oppgitt kondensatorytelse, \dot{Q}_f er fordamperytelse og \dot{W} er tilført arbeid i kompressor. Berekning av denne i dei 4 oppgitte driftspunkt viser at den ligg rundt 5% av tilført kompressoreffekt, og r føresett konstant til dette i berekninga. Kjølesystemet for kompressoren er vatn som sirkulerer i lukka krets. Leverandøren oppgjer grenser for temperaturnivå på tur/retur til kompressor på mellom 75 og 90°C, og maksimum 10K temperaturstigning (Sabroe, 2018). Denne varmen kan nyttast, og er tenkt overført til varmestraum i varmevekslaren "kompressorkjøler".

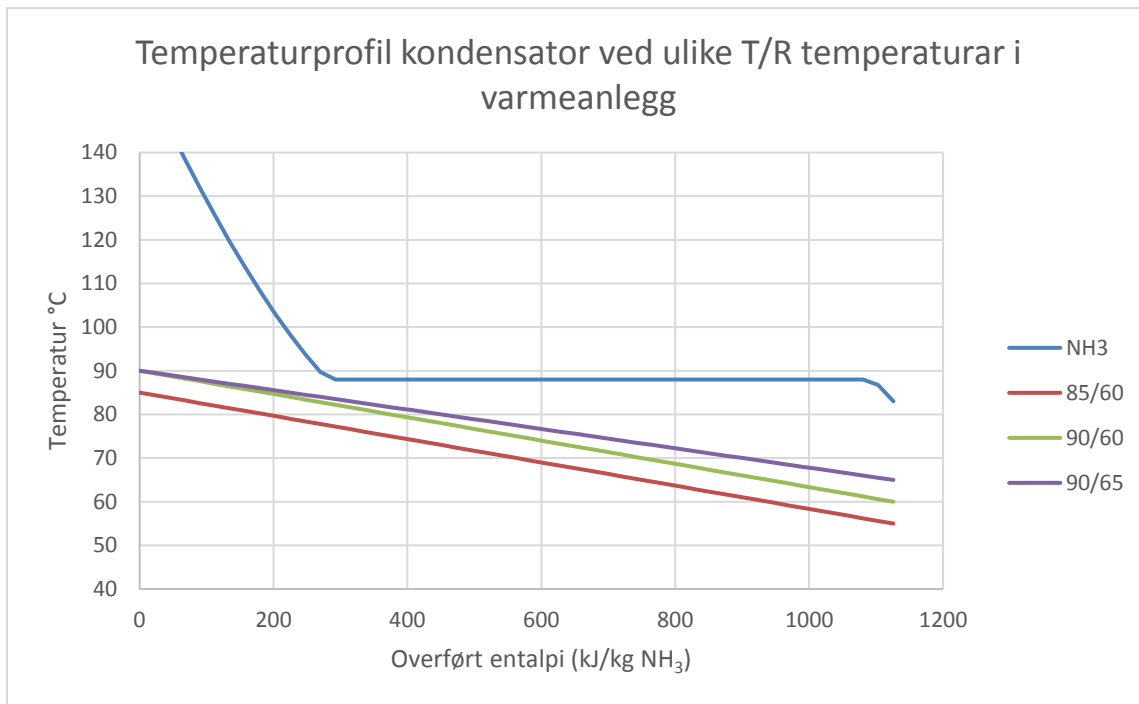
Varmeveksling

Varmevekslarane er forenkla til å vera slik at minste temperaturdifferanse aldri er under 5K. Dette gjeld også ved dellast. Fordelinga av varmeavgiving mellom oljekjøler og kondensator dekkjer til saman det totale varmebehovet. I kondensatoren føregår det nedkjøling av overheta gass (tilstand 3), kondensering av gassen, og underkjøling av væske. Det er føresett 5K underkjøling i tilstand 4.

Når det gjeld fastsetjing av kondenseringstemperaturen er dette sett slik at temperaturdifferansen i pinch-punktet som oppstår i kondensator aldri er mindre enn 5K. Sidan andelen overhetingsvarme er relativt stor for amoniakk, vert det mogleg å operera med kondenseringstrykk under utgåande vanntemperatur. Når det gjeld temperaturforhold i varmeanlegg vart det i kapittel 7 funne at det for dei aktuelle alternativ er snakk om 3 aktuelle forhold; Tur/returtemperaturar på 85/60°C, 90/60°C og 90/65°C. Det er gjort berekningar på desse tre forhold. Variasjon i returtemperatur er det ikkje teke omsyn til i berekninga.

Kondenseringstemperaturen vart fastsett ved iterering (solver-funksjonen i excel), slik at minste temperaturdifferanse i fordamper vart 5K for det aktuelle driftstilfelle. Figur 50 viser eit eksempel på dette i eit temperatur- entalpi-diagram, her med kondenseringstemperatur 88°C.

Kondenseringstemperaturen vart funne til 83°C, 87°C og 88°C for høvesvis 85/60, 90/60 og 90/65 °C tur/returtemperatur i varmeanlegg. Kompressorkjølinga tilfører så lite varme (om lag 1% av kondensatorvarme), at denne er neglisjert i denne samanheng.



Figur 50 Temperaturprofil kondensator ved ulike T/R temperaturar i varmelegg, og kondenseringstemperatur 88°C

Effektivitet

Ved hjelp av likningssett gjengitt i vedlegg 6 vart varmepumpekretsen berekna for dei berekna for dei ulike kondenseringstemperaturar og lastfaktorar. Effektfaktoren kunne då uttrykkest som funksjon av desse to parametrane:

$$COP = f(T_k, f) \quad (8.4)$$

8.2.2 Berekningsmodell SCOP og energibesparelse

For å finna den årlige energibesparelsen er det den gjennomsnittlege effektfaktoren, SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) over året som er interessant. Denne er basert på funksjonane for COP og effektkurven for dei alternative varmemottakarar. Alternativ 1-5 og 7 er berekna.

Systemets energibesparelse er sett i forhold til varmeproduksjon i elkjel med virkningsgrad, η_{elkjel} lik 0,97, som er ei grei tilnærming til dagens situasjon. Besparelsen er dermed gitt av:

$$E_{spart} = \frac{Q_{behov}}{\eta_{elkjel}} - \frac{Q_{behov}}{SCOP_{system}} \quad (8.5)$$

SCOP er her berekna som det totale varmebehovet delt på tilført energi til systemet:

$$SCOP_{system} = \frac{Q_{behov}}{W_{VP} + \frac{Q_{spisslast}}{\eta_{elkjel}} + W_{pumpe}} \quad (8.6)$$

der Q_{behov} er det totale varmebehovet, W_{VP} er tilført energi til varmepumpe, $\frac{Q_{spisslast}}{\eta_{elkjel}}$, er tilført energi til spisslastdekning, her føresett som elektrisitet med virkningsgrad 0,97, W_{pumpe} er pumpearbeid i varmeanlegg.

Dei inngåande parametrane er bestemt ved å integrera over aktuell effektkurve. Tidssteget τ på effektkurvene er 1 time, og går over 1 år. SCOP kan dermed bereknast som summasjonar over denne kurven:

$$SCOP = \sum_{\tau=0}^{8760} \frac{\dot{Q}_{behov} * \tau}{(\dot{W}_{VP} + \frac{\dot{Q}_{spisslast}}{\eta_{elkjel}} + \dot{W}_{pumpe}) * \tau} \quad (8.7)$$

der dei inngåande parametrane er uttrykt som effektar. Desse er berekna på fylgjande måte:

Varmebehovet \dot{Q}_{behov} , er gitt direkte av effekturven (som beskrive i avsnitt 7.4). Tilført effekt til varmepumpe er gitt av levert varme, \dot{Q}_H , delt på effektfaktor:

$$\dot{W}_{VP} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{vp}(f, T_k)} \quad (8.8)$$

Levert varme \dot{Q}_H frå varmepumpa er gitt av fylgjande avgrensingar, uttrykt som if- funksjonar:

$$\dot{Q}_H = \begin{cases} \text{if}(\dot{Q}_{behov} > \dot{Q}_{H,dim}) ; \dot{Q}_{H,dim} \\ \text{if}(\dot{Q}_{behov} < \dot{Q}_{H,dim}) ; \dot{Q}_{behov} \\ \text{if}(\dot{Q}_{behov} < 0,5 * \dot{Q}_{H,dim}) ; 0 \end{cases} \quad (8.9)$$

som betyr at levert varmepumpa går for fullt så lenge behovet er større en kapasiteten, og ved behov mindre enn kapasiteten leverer varmepumpa det aktuelle behovet heilt ned til 50% dellast. Ved behov mindre enn dette er det føresett at varmepumpa slår seg av. Dette er ein konservativ føresetnad, ettersom kompressoren har både sylindravlastning og turtalsregulering.

I tillegg er det ytterligare ein faktor som avgrensar varmeleveransen frå varmepumpa, det er tilgangen på spillvarme, eller meir presist massestraumen av amoniakk frå kjøleanlegg. Dette er hensynteke ved fylgjande avgrensing på varmepumpedrifta:

$$\dot{Q}_{0,vp} \leq \dot{Q}_{k,kjøl} \quad (8.10)$$

som betyr at oppteken varme i varmepumpetrinn $\dot{Q}_{0,vp}$ aldri kan vera høgare enn tilgjengleg varme $\dot{Q}_{k,kjøl}$ frå kjøleanlegget. Oppteken varme heng saman med avgitt varme på fylgjande måte:

$$\dot{Q}_{0,vp} = \dot{Q}_h \left(1 + \frac{1}{COP_{vp}} \right) \quad (8.11)$$

Tilgjengeleg kondensatorvarme $\dot{Q}_{k,kjøl}$ er gitt av effektkurven til kjøleanlegget, som vist i Figur 39.

Pumpearbeidet i varmeanlegg er teke med og berekna som fylgjer

$$\dot{W}_{pumpe} = \dot{V} \Delta P \quad (8.12)$$

der \dot{V} er volumstraum, berekna etter aktuell effekt, dei føresette tur og returtemperaturar etter fylgjande formel

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{behov}}{\rho C_p (T_{tur} - T_{retur})} \quad (8.13)$$

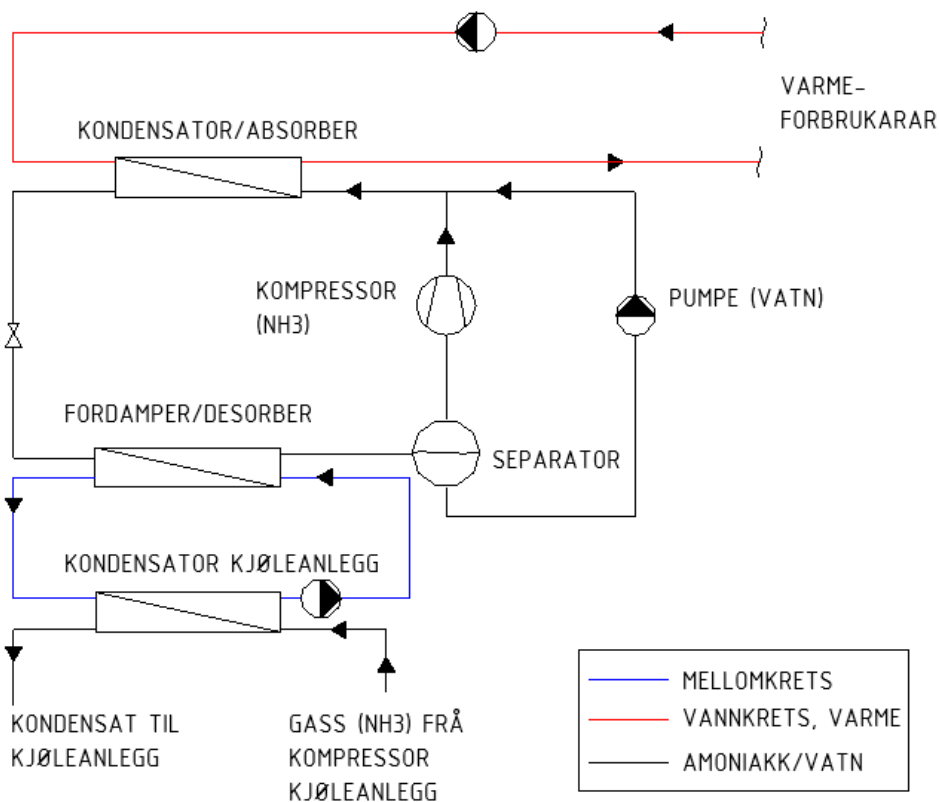
der C_p og ρ er antatt konstante med verdier på høvesvis 4,18 kJ/kgK og 998 kg/m³. ΔP er trykkauke over pumpe og er føresett konstant til ein typisk verdi for slike anlegg, på 230 kPa.

8.3 Hybrid varmepumpe – R717/R718

8.3.1 Varmepumpekrets

Ein del eigenskapar ved ein slik prosess er beskrive i kapittel 3. Berekning av ytelsen til eit slikt system er meir kompleks enn for eit system basert på kompresjon. Det er difor valt å henta inn ytelsesdata for eit varmepumpeaggregat frå ein leverandør, Hybrid Energy (Nordtvedt, 2018). Det er utført berekning av SCOP og energibesparelse basert på ytelsesdata frå leverandør.

Ytelsesdataene frå Hybrid Energy er basert på at varmeopptak frå kjøleanlegg skjer via ein vannbåren mellomkrets. Systemløysinga er vist i prinsipp i Figur 51. Virkemåten for ei slik varmepumpe vart gjennomgått i avsnitt 3. Her er det lagt inn ein vannbåren mellomkrets mellom kjøleanleggets kondensator og varmeanleggets fordampar/desorber. Dette medfører ein ekstra temperaturdifferanse for varmeveksling, noko som betyr litt høgare temperaturloft for varmepumpe og kjøleanlegg. Effektfaktoren vil kunna betrast litt ved å ha direkte varmeveksling mellom kuldeanlegg og varmepumpeanlegg (kaskade).



Figur 51 Systemløsning hybrid varmepumpe

8.3.2 Beregning av SCOP og energibesparelse

Ytelesesdata mottatt frå leverandør er kun oppgitt ved fullast. Det er difor i dette tilfelle føresett konstant effektfaktor over driftsområdet, som er føresett å vera 50-100% av dimensjonerande kondensator/absorber-ytelse. Effektfaktor for ulike vanntemperaturar på varm side er vist i

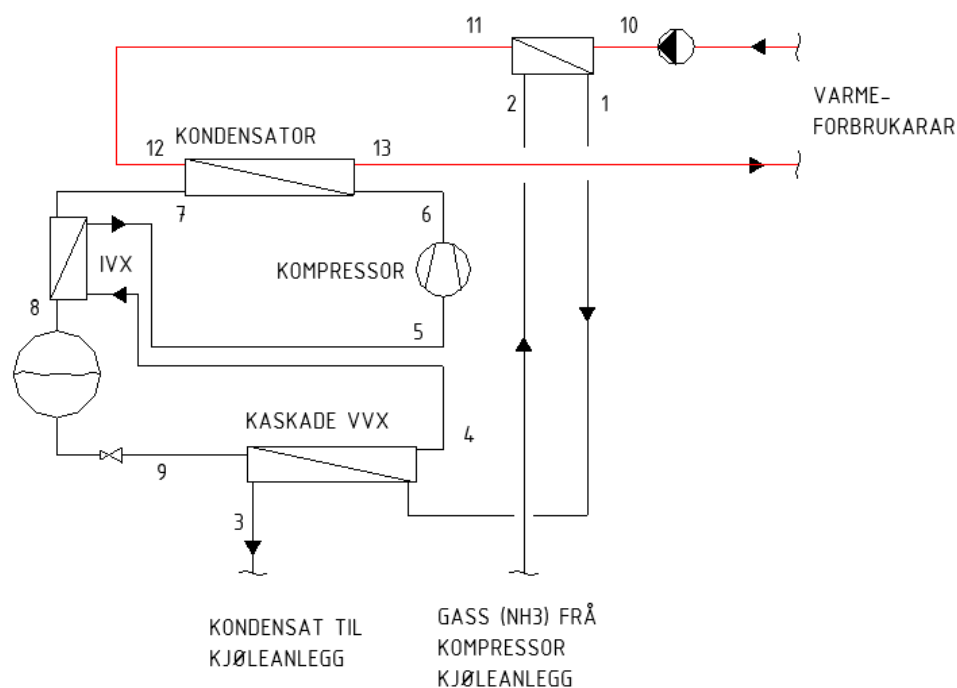
Tabell 25 Effektfaktor ved ulike driftsorhold Hybrid varmepumpe (Nordtvedt, 2018)

Kald side	Case 1	Case 2	Case 3
Inngående vanntemperatur - Kald side	30°C	30°C	30°C
Utgående vanntemperatur - Kald side	25°C	25°C	25°C
Inngående vanntemperatur - Varm side	60°C	63°C	62°C
Utgående vanntemperatur - Varm side	85°C	90°C	90°C
COP _h (Akseleffekt)	4,1	3,75	3,75

Tabell 25. Beregning av SCOP er gjort etter same metode som for amoniakk-varmepumpa, som gjennomgått i avsnitt 8.2.2, med den einaste forskjellen at effektfaktoren er forenkla til konstant også i dellast. Dette må ein vera klar over ved samanlikning av dei to.

8.4 Butanvarmepumpe – kaskade

Som nemnt er Butan (R600) ansett som eit eigna kuldemedie for industriell anvendelse. Til dette formål kan ein tenkja seg ei liknande løysing som den presentert i avsnitt 3.6, å nytta ein varmepumpekrets i kaskade over kuldemaskinkretsen. Temperaturløftet er i dette tilfelle frå fordampingstemperatur på 25°C, opp til kondensering på 85-90°C. For butan tilsvarer dette eit trykkforhold på rundt 5. Dette lar seg gjera i eit kompresjonstrinn, som valt her. Valt systemløysing er vist i Figur 54. Som for dei føregåande alternativa er amoniakkgass frå kompressorsida henta ut frå kjøleanlegg, i parallell over kjøleanleggets kondensator. Her er det teke med ein overhetingvekslar for amoniakkgassen frå kjøleanlegget. Denne kjøler amoniakkgass mot returvatn i varmeanlegg, temperaturen på amoniakkgassen (føreset 91°C) tilseier at dette er fornuftig plassering for å nytta denne varmen. Vidare vert den vert kondensert i ein kaskade-varmeveksler, som fungerer som fordampar for butankretsen. Butankretsen består av 1-trinns kompressor, intern varmeveksler for å oppnå overheting av sugegassen og unngå væskedannelse i kompresjon, kondensator mot varmekrets, ein væsketank, og ekspansjonsventil før kaskadeveksler.



Figur 52 Valt systemløysing butan-varmepumpe

8.4.1 Berekning av varmepumpekrets

I det etterfylgjande er berekningsmetodik og dei viktigaste føresetnader gjennomgått. Forutsetningar og termodynamisk liknings-sett er vist i vedlegg 6. Excel er nytta som verktøy og tilstandsdata for amoniakk og vatn (sekundærmedie) er henta frå tilstandsbiblioteket RnLib.

Kuldeanlegg og overhetingsveksler Amoniakk

Som for ammoniakk-varmepumpa er det også her føresett eit kondenseringstrykk på 11,5 bar (P1, P2 P3), og ein trykkgasstemperatur frå kuldeanleggets kompressor (T1) på 91°C. Begge desse er sett som konstante. Overhetingsvarmevekslaren er berekna som ein med 70% termisk virkningsgrad, $\eta_{th,ohv}$, etter fylgjande formel:

$$\eta_{th,ohv} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{10}} \quad (8.14)$$

der temperaturane referer til tilstandspunkta i Figur 52. Entalpiendinga og temperaturstigning på vannsida er gitt av ein energibalanse over overhetingsvekslaren,

$$\dot{Q}_{ohv} = \dot{m}_{NH_3}(h_1 - h_2) = \dot{m}_v(h_{11} - h_{10}) \quad (8.15)$$

der massestraumen av amoniakk, \dot{m}_{NH_3} , er bestemt av ein energibalanse over kaskadevarmeveksler, og massestraumen av vatn er bestemt av totalt effektbehov og entalpiending på vannkretsen gjennom ein balanse på inn og utgåande vatn:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_H}{(h_{12} - h_{10})} \quad (8.16)$$

der den totale avgitte varmemengda \dot{Q}_H er summen av varme frå overhetingsveksler og kondensator,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{ohv} + \dot{Q}_k \quad (8.17)$$

Kondensering av amoniakk i kaskadevarmeveksler er føresett fullstendig, men utan underkjøling, slik at tilstand 3 er metta væske.

Varmevekslarar (kaskade- intern-, og kondensator)

Varmevekslarane er ikkje simulerte, og føresetnadene gitt her er brukt alle driftsforhold. Minste temperaturdifferanse i varmeveksling er sett lik 5K. For kaskadevarmevekslaren sin del betyr det at fordampingstemperaturen for butan (T_4 og T_9) vert 5K lågare enn kondenseringstemperaturen for amoniakk, altså om lag 25°C. Det er føresett metta damp i tilstand 4.

Den interne varmevekslaren er berekna som ein med termisk virkningsgrad $\eta_{th,IHX}$ lik 0,5 etter fylgjande samanheng:

$$\eta_{th,IHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_7} \quad (8.18)$$

Av dei to straumane i varmevekslaren er det sugegassen som har den minste spesifikke varmekapasiteten, dermed vert den minste temperaturdifferansen ved utløpet av varmevekslar, mellom tilstand 5 og 7.

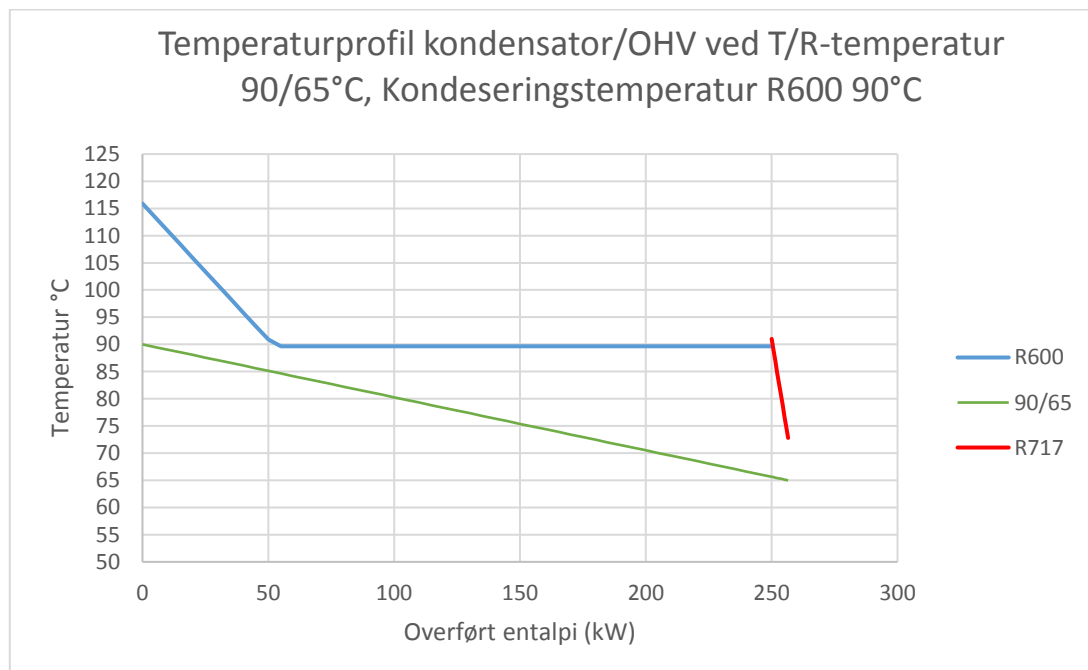
Kondensatoren er berekna med minste temperaturdifferanse 5K, og det er føresett 0K underkjøling av butan i utløp av vekslaren (metta væske i tilstand 7).

Kompressor

Kompressorar for Butan er ikkje kommersielt tilgjengeleg i same grad som amoniakk- og CO₂-kompressorar. NTNU har eit testanlegg i varmeteknisk laboratorie med ein kompressor frå Dorin, som er ein modifisert propankompressor. Basert på samtale med Opeyemi Bamigbetan, som utfører eksperiment på testriggen, er isentropisk virkningsgrad for kompressor sett konstant til 0,7 over heile driftsområdet. Foreløpige testar på riggen tyder på at isentropisk virkningsgrad for denne kompressoren varierer lite med turtall. Trykkgasstemperaturen ut av kompressor bør ikkje overstiga 140°C. Varmetap i kompressor er føresett lik 10% av tilført effekt i denne.

Kondenseringstemperatur

Kondenseringstemperaturen. vart bestemt ved iterasjon (solver-funksjonen i Excel) med kriterie



Figur 53 Temperaturprofil kondensator/overhetingsveksler

minimum 5K temperaturdifferanse i kondensator. Dette vart gjort for dei tre undersøkte tur/returtemperaturar i varmekretsen. Dette er vist for t/r-temperatur 90/65°C i Figur 53. Temperaturprofilen for Butan i kondensator er vist i blått, og amoniakkgass gjennom overhetingssveksler er vist med raudt. Grøn linje er kurven for vatn. Resulterte kondenseringstemperatur for dette og dei to andre driftsforhold er vist i Tabell 26

Tabell 26 Kondenseringstemperaturar butan ved ulike temperaturforhold varmeanlegg

Temperaturforhold varmeanlegg (°C)	85/60	90/60	90/65
Kondenseringstemperatur Butan (°C)	85	89	90

I praksis kan det vera vanskeleg å få kondenseringstemperaturen lik eller under utgåande vanntemperatur, slik den vert her. Dersom det startar å kondensera butan på overflata i det overheta området, mister ein denne effekten, ettersom overflatetemperaturen då vert lik den ved kondensering. Det er truleg at ein i praksis må dela kondensatoren opp i to varmevekslarar for å oppnå den tilsikta effekten, ein overhetingssveksler, og ein kondensator. Dette er ikkje teke med i den berekna kretsen, ettersom det ikkje ville ha påverka resultatet.

Effektivitet

Ettersom isentropisk virkningsgrad for kompressor er sett konstant, og varmevekslinga er forenkla til "perfekt" med 5K temperaturdifferanse, vert resultatet av berekningane (tilstandar, effektfaktor) uavhengig av dimensjonerande effekt og dellastdrift. Effektfaktoren er vert dermed berre avhengig av temperaturforhold i varmekretsen, og det resulterande kondenseringstrykket.

8.4.2 Berekning av SCOP og energibesparelse

Metoden og berekning er heilt likt som for amoniakkvarmepumpa, som introdusert i avsnitt 8.2.2. Unntaket er her at COP er føresettt konstant over driftsområdet som gjennomgått i førre avsnitt.

8.5 Transkritisk CO₂ varmepumpe

I analysen av alternativ vart det konkludert med at alternativ 6 (oppvarming av varmt tappevatn) burde undersøkjast grundigare. Dette var med tanke på bruk av ein transkritisk CO₂-krets. Føresetnadene bak berekningane i avsnitt 7 passar dårleg på ei slik løysing.

Dei termodynamiske eigenskapane til CO₂ med kritisk temperatur på 31°C, gjer at denne i utgangspunktet er uaktuell for varmeopptak frå kjøleanleggets kondensator, som er nær denne temperaturen. Derimot er ei løysing med varmeopptak direkte frå isvannskretsen aktuell. Dette gjer også at varmepumpa kan plasserast nær eksisterande varmtvannssentral, og ikkje nødvendigvis i kuldemaskinrommet. Dette vil redusera rørkostnader.

Det er her foreslått ei konkret løysing og gjort berekningar på effektivitet og besparelse.

8.5.1 Valt systemløysing

Tappevannsvarmepumpa er tenkt plassert i eksisterande varmtvannssentral. Vedlegg 4 viser plasseringa i fabrikk. Varmepumpekretsen er tenkt kopla på returrør på isvannsanlegg 1 som ligg i umiddebar nærheit. Dette reiser spørsmålet om sirkulert vannmengde i denne delen av kretsen, som er relativt langt ute i anlegget. Denne er ikkje kjent, men det er rimeleg å anta at denne er tilstrekkeleg stor. Ettersom isvannskretsen sirkulerer med konstante vannmengder, kan ein føresetja at kretsen på dette punkt er dimensjonert etter maksimalt behov på forbrukarar etter dette.

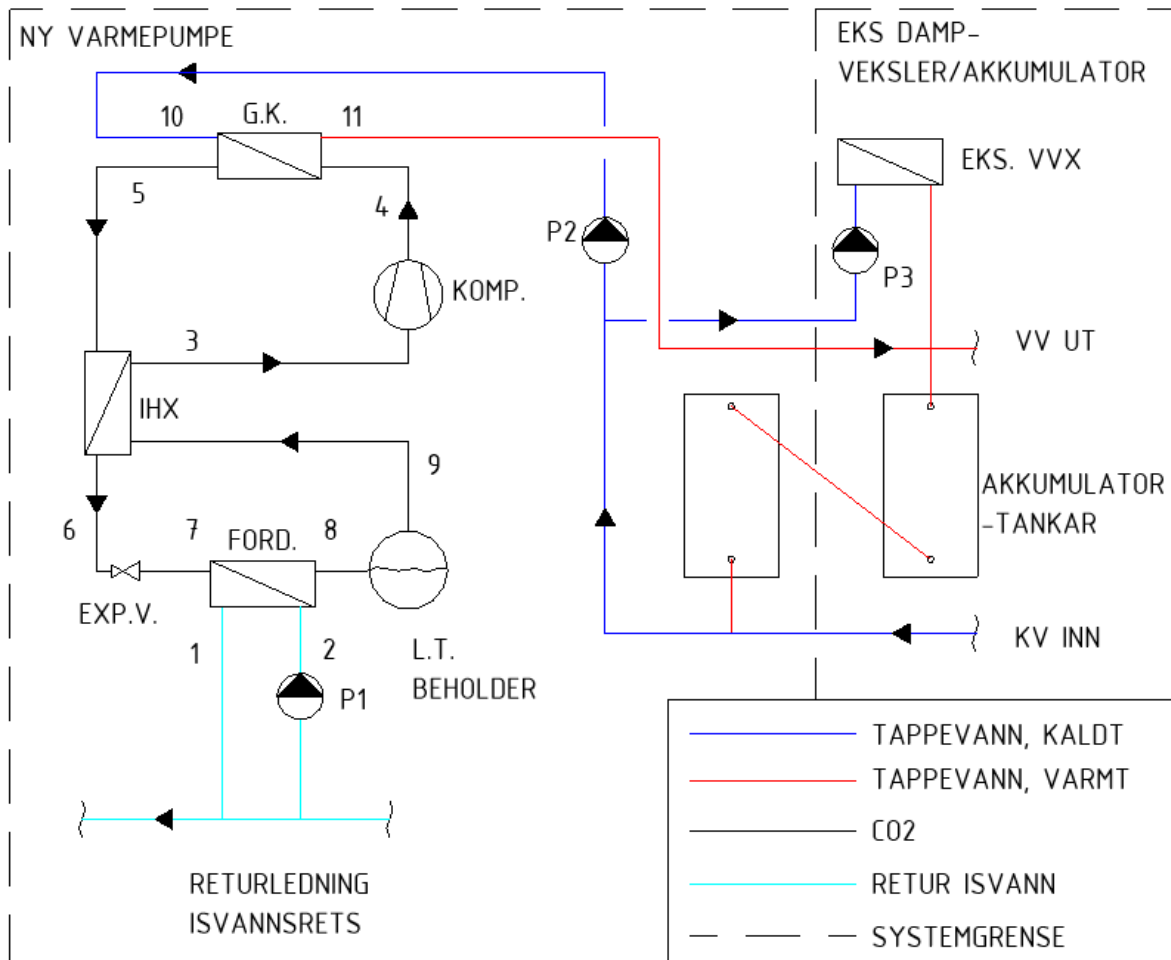
Varmebehovet til varmpumpa er relativt lite samanlikna med den totale kapasitet på isvannskretsen. Dersom det er for liten vannmengde, kan eventuelt temperaturredifferansen over fordampar aukast.

Denne løysinga har dermed den effekt at den produserer både nyttig kjøling og varme samtidig, noko som gjer potensialet for lønnsemd større.

Det er valt ein enkel kuldemediumskrets med kompresjon i eitt trinn, vist i Figur 54. Det er valt å inkludera intern varmeveksling mellom sugegass og den kjølte gassen frå gasskjøler. Den betrar prosesseffektiviteten, som vist av blant andre Torella et al. (2010). Det er sett inn ein ny akkumulatortank, i tillegg til den eksisterande. Pumpe P1 sirkulerer fast mengde isvann over fordampar, når varmpumpe går. Pumpe P2 sirkulerer tappevann over gasskjøler. Pumpe P3 og dampvarmeveksler er eksisterande utstyr, og utgjer dagens løysing for tappevannsoppvarming. Dette er sett opp i parallell med varmpumpa. Dette må til for å dekkja spisslast. Regulering av varmpumpe og spisslast kan skje ved hjelp av temperaturmåling i akkumuleringstankane.

8.5.2 Berekningsmodell kuldemediumskrets

Effektiviteten til valt systemløysing er berekna. Modellen baserer seg på berekning av kuldemediumskretsen gitt i Figur 54 ved full last og ved eit dellastpunkt. Føresetnader og termodynamisk likningssett er gjengitt i Vedlegg 6. Generelt er det føresett at kaldt forbruksvatn vert



Figur 54 Valt systemløsning CO₂-varmepumpe tappevann

tilført ved 10°C (tilstand 10), og utgående vanntemperatur er 80°C (tilstand 11). På varmeopptaksida er det føresett 6/2°C på inn/utgående (tilstand 2/1)

Varmeveksling i fordampere er føresett slik at minste temperaturredifferanse i varmeveksling er lik 5°C, i alle lastforhold.

Den interne varmevekslaren er føresett med minimum 5K temperaturredifferanse i utløp (tilstand 3/5).

Kompressor

Det er nytta kompressordata frå Berntsen (2012), som analyserte ei tilsvarande varmepumpeløsning, av om lag same størrelse. Isentropisk virkningsgrad, η_{is} , var for den aktuelle kompressoren gitt av

$$\eta_{is} = -0,0095\pi^2 + 0,0584\pi + 0,5712$$

der π er trykkforhold over kompressor. Ved turtal på kompressoren ved 30Hz, noko som tilsvarer om lag 60% av dimensjonerande gasskjølerytelse, vart virkningsgraden redusert med 5% (Berntsen, 2012). Varmetapet i kompressor vart sett til 10% av tilført effekt.

Gasskjøler

Dimensjonering av gasskjøleren er svært viktig for oppnå god systemeffektivitet og det tilsikta temperaturløft på tappevatn. Gasskjøleren vert dimensjonert utifrå ein gitt overført effekt og temperaturforhold på vannside og CO₂-side. Varmeavgivinga kan likevel regulerast ved å regulera trykket i gasskjøleren. Dette påverkar også effekt faktoren til systemet. For å illustrera dette er det her nytta metode og script frå Berntsen (2012). Ho analyserte ein eksisterande gasskjølar (plateveksler) med 13,5 m² areal. Metoden gjekk i korthet gjekk ut på å dela gasskjøleran inn i 15 like store areal og berekna varmeovergang i kvar av desse.

Analyse av varmeovergangen er gjort ved dela arealet inn i 15 like store deler, ΔA . Varmeovergangen i ein del, ΔQ , er då gitt av

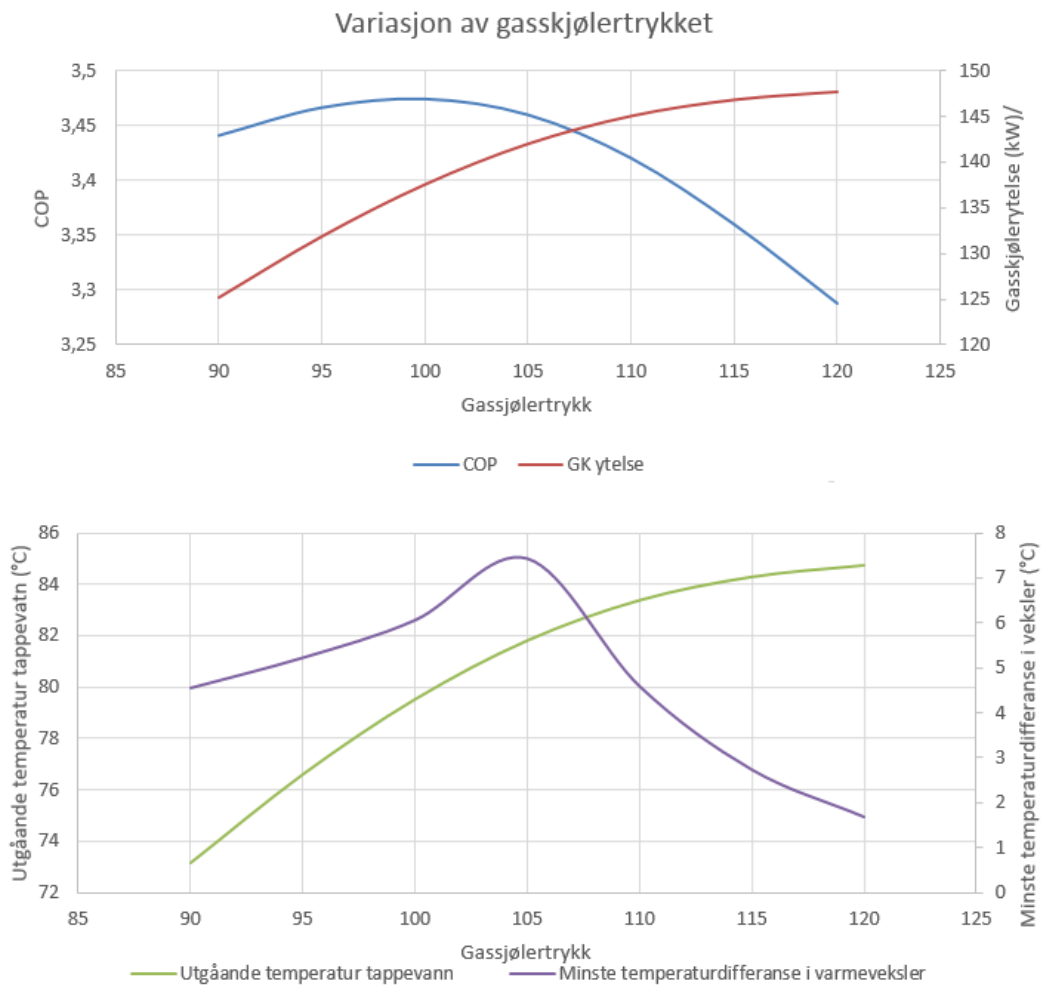
$$\Delta Q = U \Delta A \Delta T \quad (8.19)$$

der U er det samla varmeovergangstalet, og er samansett av varmeovergangstalet på begge sider av plata. (Varmemotstanden i sjølve plata er ofte ubetydeleg til samanlikning, og kan neglisjerast). Desse parametrane er avhengige av strøymingsforhold og eigenskapane til fluidet. Altså varierer varmeovergangstalet gjennom varmevekslaren. Val av samanhengar for varmeovergang og berekning av desse, er skildra av Berntsen (2012). Temperaturdifferansen ΔT er føreset som gjennomsnittstemperaturen over arealet ΔA :

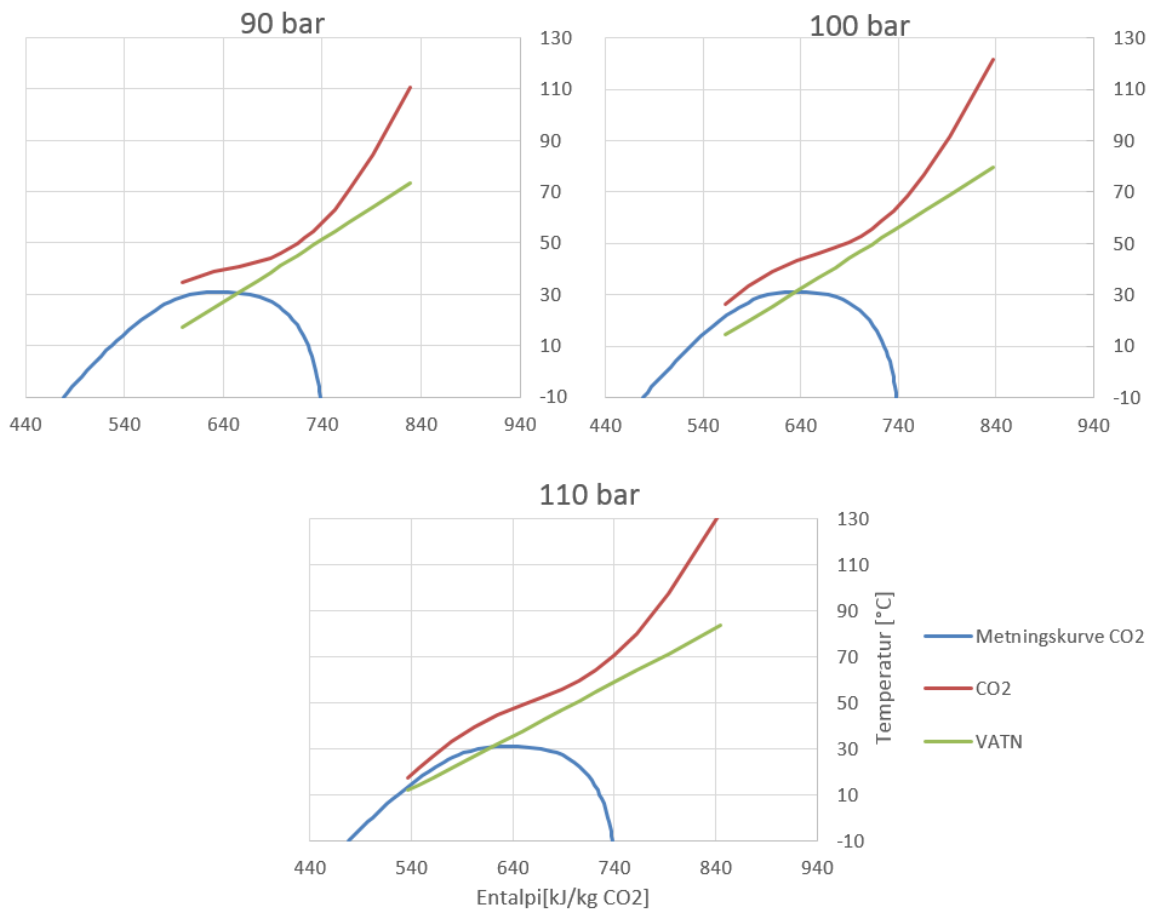
$$\Delta T = \frac{(T_{CO_2,inn} + T_{CO_2,ut})}{2} - \frac{(T_{vatn,ut} + T_{vatn,inn})}{2} \quad (8.20)$$

Temperaturane ut av arealet er avhengige av varmeoverføringa, dermed vert dette ein iterativ prosess. Solver-funksjonen i excel er nytta.

Varmevekslaren vart berekna ved dei føresetnader angitt over; fordampingstemperatur på -3°C, (ingen overheting) og sugegasstemperatur på 10°C. Turtalet på kompressor er heldt konstant. På tappevannssida vart inngåande vanntemperatur sett til 10°C og settpunkt for utgåande 80°C. Ytelse, COP, og temperaturforhold ved ulike gasskjøletrykk er vist i Figur 55. Den beste effekt faktoren er funnen i ved om lag 100 bar. Ytelsen stig, men med avtagande kurve. For å oppnå utgåande vanntemperatur over 80°C må ein opp til over 100 bars trykk. Temperturprofilen i gasskjøleren er også vist som temperatur-entalpi diagram for tre ulike gasskjølertrykk i Figur 56. Den viser korleis varmeavgivingskurven til CO₂ antar ei meir lineær form ved aukande trykk, og passar betre til



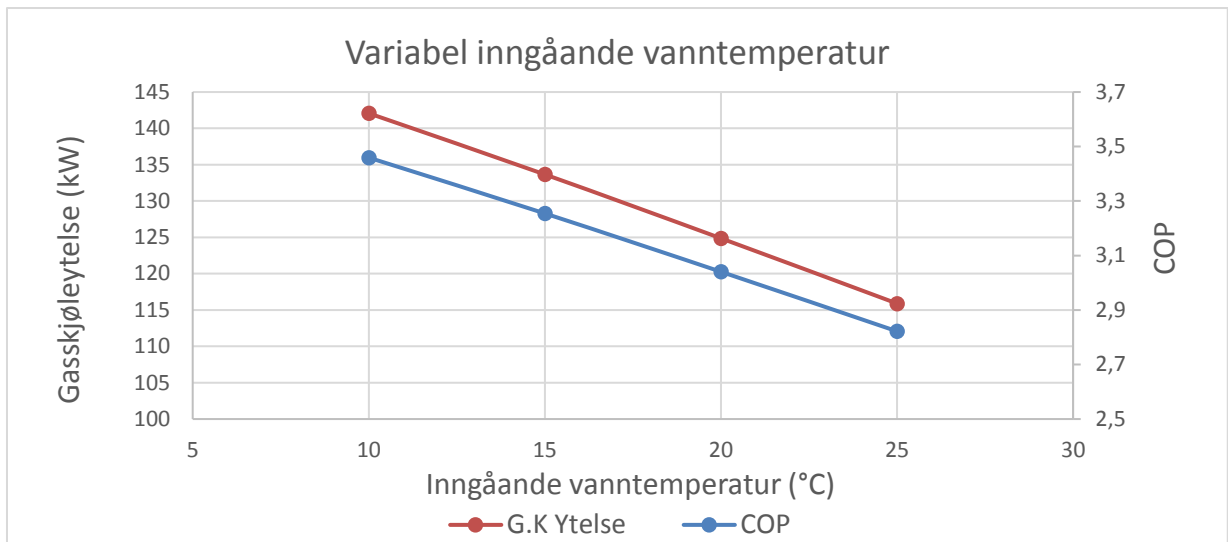
Figur 55 Ulike parametrars variasjon med gasskjølertrykket



Figur 56 Temperaturprofilar i gasskjøler ved ulike trykk

tappevatnets kurve. Temperaturdifferansen i varmeveksling varierer mindre ved 110 bar enn ved 90 bar. Dette medfører redusert termodynamisk tap i varmeveksling og auka effektivitet (COP). Samtidig aukar kompressorarbeidet, sidan denne må løfta gassen til eit høgare trykk, som medfører redusert effektivitet (COP). Ved det optimale gasskjølertrykket er desse to effektane balansert. Ein annan effekt av lågt gasskjølertrykk er at den minste temperaturdifferansen i varmevekslinga oppstår inne i vekslaren (pinchpunkt). Dette området med låg temperaturdifferanse vil ta opp store deler av varmevekslararealet ettersom varmeoverføringa går seint.

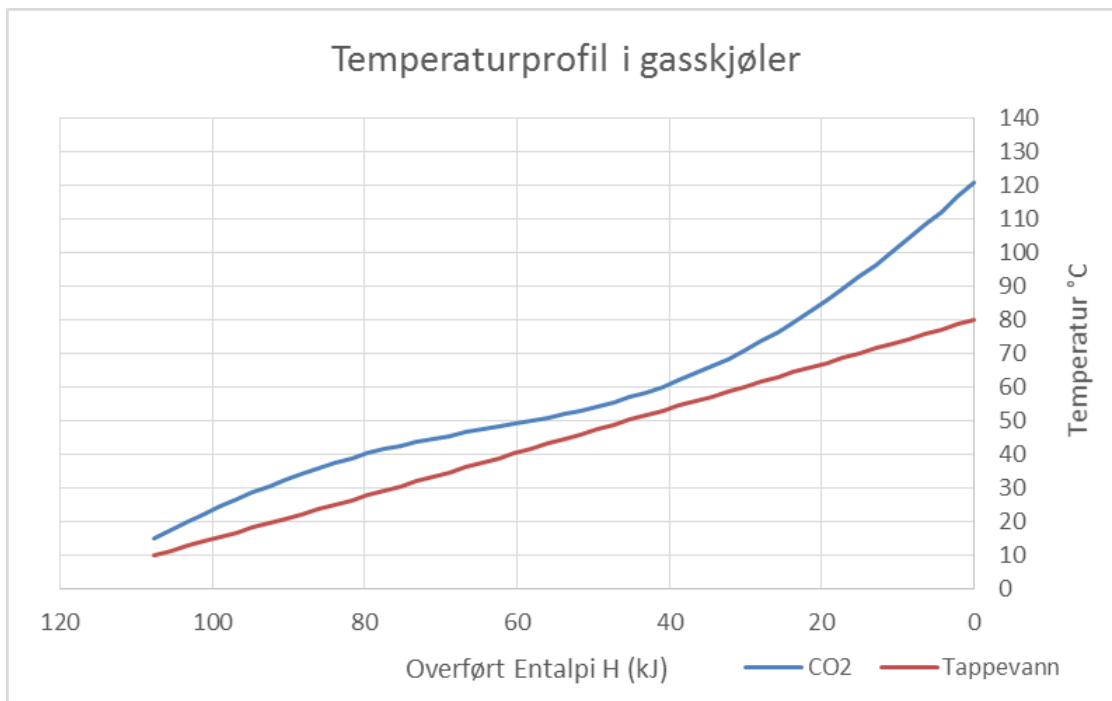
Ein annan parameter som påverkar effektiviteten i stor grad er temperaturen på inngåande tappevatn. Dersom denne stig, vil det redusera effektivitet og ytelsen til anlegget. COP og ytelse som funksjon av inngåande vanntemperatur er vist i Figur 57. Den gjeld for den same varmevekslaren som berekna over, og ved eit trykk på 105 bar. Dersom inngåande vanntemperatur aukar frå 10 til 25°C



Figur 57 Effekt av aukande temperatur på inngående tappevatn

vert effektiviteten redusert frå 3,5 til 2,8. Dette understrekar viktigheita av å designa anlegget slik at inngående vanntemperatur vert så låg som mogleg.

Dimensjonerande gasskjølertrykk vart bestemt utifrå ein førestenad om minimum temperaturdifferanse på 5K, og at denne skulle opptre i utløp av gasskjøleren. Ved optimalisering av gasskjøletrykket (solverfunksjon) for å oppnå dette, vart dette bestemt til 105 bar. Resultierende temperaturprofil i gasskjøler er vist i Figur 58. Temperaturdifferanse i utløpet er 5K, medan det inne gasskjøleren er minimum 7K (ved om lag 60°C temperatur på CO₂)



Figur 58 Temperaturprofil i gasskjøler ved 105 bar

Akkumulering

I berekning av anleggets effektivitet er det rekna med konstant inngående tappevatnstemperatur på 10°C. Dette føreset akkumuleringssystem med svært god skikting. Ein måte å oppnå dette på er å kobla fleire tankar i serie, som gjort i systemskisse i Figur 54. Det er ikkje rekna på nødvendig akkumuleringssystem for å få dette til, av to årsaker: For det første er forbruket av varmtvatn over døgnet ikkje målt. Konstruksjonen av effektkurven baserte seg på døgnforbruk som vart fordelt jamt utover dritstida. Dermed vert dette reknestykket basert på at nødvendig akkumulering vil kunna fordela forbruket jamt utover driftstida. I den etterfylgjande beskrivne økonomiske berekninga, er det likevel teke med investeringskostnader for ein ny akkumuleringstank i tillegg til den eksisterande. Dette vil gje om lag 5m³ totalt akkumuleringssystem, medan varmtvannsforbruket er på om lag 25 m³ i døgnet. I lys av dette er virkar føresetnadene for reknestykket rimelege, kanskje noko optimistiske. Til samanlikning fann Berntsen (2012) at eit optimalt akkumuleringssystem for ei varmpumpe av same størrelse var 3m³.

Reguleringa av varmpumpa kan då gjerast ved å styra etter temperaturen på ulike punkt i akkumuleringstankane, med oppstart når tanken nærmar seg tom, og stans når den er fylt med varmtvatn, og temperaturen på inngående tappevatn byrjar å stiga. Dette betyr at varmpumpa kan kjørast i fullast ved drift.

Effektivitet

Systemets effektfaktor (COP) vart så berekna for fullast ved det ovanfor gitte gasskjølertrykk og vanntemperaturar. Som diskutert er det føreset eit akkumuleringssystem som gjer at varmpumpa kan gå med alternierende drift (AV/PÅ) og alltid i ved full effekt når den går. For 105 bars gasskjølertrykk og 10°C inngående temperatur vart COP berekna til 3,46.

8.5.3 Berekning av SCOP og energibesparelse

Med utgangspunkt i resultat frå berekning av kuldemediumskretsen vart årleg energibesparelse og SCOP for systemet berekna. Denne baserer seg på resulterande effektfaktor frå førre avsnitt, og tappevatnets effektkurve.

For å finna den årlige besparelsen er det den gjennomsnittlege effekt faktoren, SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) over året som er interessant. Her er den berekna for heile systemet som levert energi frå systemet delt på netto tilført elektrisitet:

$$SCOP_{vp} = \frac{Q_{behov,tv}}{\frac{Q_{spisslast}}{\eta_{elkjel}} + W_{VP}} \quad (8.21)$$

der $Q_{behov,tv}$ er den totale varmemengda til tappevannsoppvarming, W_{VP} er tilført elektrisitet til varmepumpe, $Q_{spisslast}$ er levert varme frå det spisslastkjelde. Her er eksisterande varmevekslar mot dampanlegget tenkt nytta. η_{elkjel} er virkningsgraden til dampkjel, føreset lik 0,97. Ettersom varmepumpa også fungerer som kjølemaskin vert det også ein energibesparelse her, i form av spart elektrisitet i kjølekompresorar. Denne besparelsen er berekna som

$$\Delta W_{kjøl} = \frac{Q_0}{SCOP_{kjølemaskin}} \quad (8.22)$$

der Q_0 er levert kjøling frå CO₂-anlegget, og $SCOP_{kjølemaskin}$ er gjennomsnittleg COP for eksisterande kjølekompresorar. Sistnemnde er antatt til 3,5 i dette tilfelle, noko høgare enn brukt tidlegare ved berekning av kondensatorvarme. Dette er gjort fordi kjøleproduksjonen til CO₂-varmepumpa gjer at ein sparar kompresorarbeid, mens f. eks pumpearbeid til isvannskrets framleis vil vera den same.

Parametrane vart berekna for kvart tidssteg på effektkuven og summerte. SCOP kan uttrykkjast som ein summasjon over effektkurven, vert uttrykket slik:

$$SCOP_{vp} = \sum_{\tau=0}^{8760} \frac{\dot{Q}_{behov,tv} * \tau}{\left(\frac{\dot{Q}_{spisslast}}{\eta_{elkjel}} + \dot{W}_{VP} \right) * \tau} \quad (8.23)$$

der tilført energi til varmepumpe \dot{W}_{VP} er gitt av

$$\dot{W}_{VP} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{VP}} \quad (8.24)$$

der $\dot{Q}_H \leq \dot{Q}_{behov}$, som betyr at avgitt varme varierer med behovetrelatert til effektkurven for tappevannsoppvarming. Med dei føresetnader gjort for effektkurven og akkumuleringssystemet, betyr dette at varmepumpa leverer all varme dersom gjennomsnittleg effekt i driftstida er mindre eller lik den dimensjonerande varme-effekt på varmeumpa. Val av dimensjonerande effekt er behandla i neste avsnitt.

Energibesparelsen for varmt tappevatn er sett i forhold til varmeproduksjon i elkjel med virkningsgrad, η_{elkjel} lik 0,97, som er ei grei tilnærming til dagens situasjon. Total energibesparelse vert dermed gitt av:

$$E_{spart} = \frac{Q_{behov,tv}}{\eta_{elkjel}} - \frac{Q_{behov,tv}}{SCOP_{vp}} + \Delta W_{kjøl} \quad (8.25)$$

8.6 Økonomiske berekningar

8.6.1 Amoniakk/Butan/Hybrid – varmpumpe

Ovanfor er berekning av energibesparelse og SCOP for dei tre systemløysingane i kombinasjon med dei aktuelle alternativ for varmemottakarar skildra. På grunnlag av den nye energibesparelsen vart det gjort ei ny berekning for tilbakebetalingstid, etter same metode som skildra i avsnitt 7.5. Det er ikkje henta inn prisar på dei ulike varmpumpeløysingane, og investeringskostnaden er føreset den same som i likning (7.11). Som grunnlag for beslutning bør prisenivået på dei ulike løysingar av ulik størrelse kartleggast. Det er med andre ord energibesparelsen, og dermed årleg besparelse som er endra samanlikna med berekning i 7.5.

8.6.2 CO₂ -tappevannsvarmepumpe (Alternativ 6)

Ettersom føresetnadene for berekningane gjort i kapittel 7 var så lite representative for dette alternativet, vart det utført ny berekning av investeringskostnader og besparelse.

Tilbakebetalingstid og årleg besparelse er berekna på same måte som i avsnitt 7.5.

Investeringskostnaden er derimot berekna på nytt, og dimensjonering av varmpumpa (med omsyn til gasskjølytelse) er utført.

Det er no føreset at varmpumpa kan plasserast i same rom som dagens varmtvannsberedersystem, og at ein kan kobla seg på retur isvannsrør ca 15 meter frå dette. Opplisting over medtatt utstyr kostnadsberekning og rør er gitt i Vedlegg 6. Dimensjonering og prising av rørarbeid er gjort på same måte som gjennomgått i avsnitt 7.5.3. Investeringskostnad for varmpumpe er basert på ein budsjettpris frå Johnson Controls for ei varmpumpe av same type og om lag same størrelse (100kW gasskjølytelse) som valt her (Dragset, 2018). Oppgitt pris var til installatør, så det vart lagt på 20% på denne som investeringskostnad for kunde. Dette tilsvarer ein spesifikk kostnad på 5050 kr/ kW gasskjølytelse. Vidare vart det gjort ei optimalisering av dimensjonerande gasskjølytelse (solverfunksjonen i excel). Spesifikk investeringskostnad for varmpumpe og total kostnad for rørleggjing vart då føreset konstant. Kriteriet for optimaliseringa var minimum tilbakebetalingstid.

9 Resultat og diskusjon

Hovudresultata frå berekningar gjennomgått kapittel 7 og 8 er presenterte her.

Først er resultat frå dei berekna varmepumpekretsane gjennomgått. SCOP og energibesparelse frå dei 3 varmepumpeløysingane som er tenkt nytta saman med vannbårent varmeanlegg er samanlikna. Til slutt er resultat frå CO₂-tappevannsvarmepumpe presentert.

9.1 Resultat varmepumpekrets

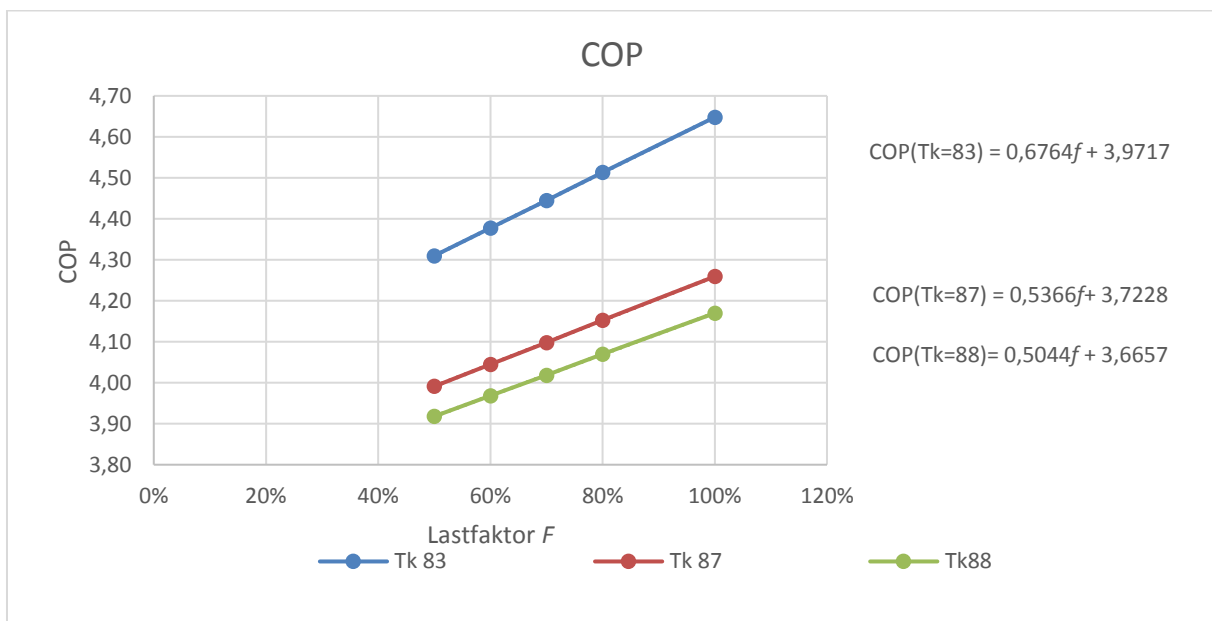
9.1.1 HT Amoniakk

Nokre interessante resultat frå berekning av varmepumpekretsen er gjengitt i Tabell 27. Sugetrykket er i alle tilfeller 11,5 bar. Trykkforholdet vert moderat, sjølv om det er snakk om eit stort trykkløft. Avgitt varme i kompressorkjølesystemet er vist som prosentandel av den totale avgitte varmen. Dette utgjer svært lite, om lag 1%, så lønnssemnda ved ein slik varmeveksler bør vurderast.

Tabell 27 Parametrar Amoniakkvarmepumpekrets ved ulike kondenseringstemperaturar

Kondenseringstemperatur	83°C	85°C	87°C	88°C
Tur/returtemperatur varmeanlegg (°C)	85/55	-	90/60	90/65
Kondenseringstrykk P_k (bar)	44,2	46,1	48,1	49,1
Trykkforhold (P_k/P_0)	3,84	4,01	4,18	4,27
Kompressorkjøling, andel av total varme-effekt	1,06 %	1,11 %	1,16 %	1,18 %

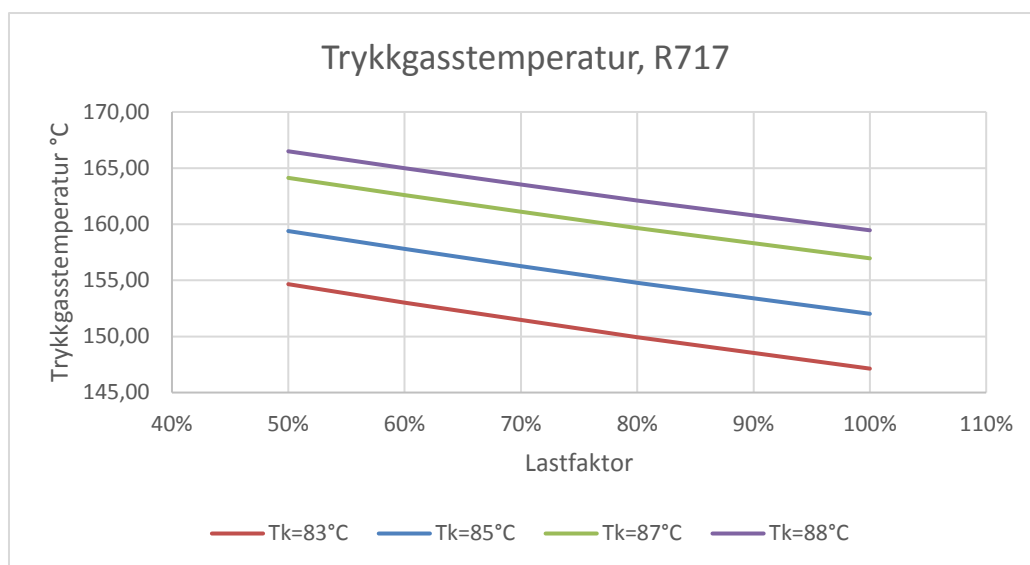
Varmepumpekretsens effektivitet (COP) for dei tre aktuelle kondenseringstemperaturar, og for fem forskjellige lastfaktorar er vist i Figur 59. Det viser at effektfaktoren er svært avhengig av



Figur 59 COP som funksjon av kondenseringstemperatur og lastfaktor for amoniakkvarmepumpe

temperaturløftet. Aukar en kondenseringstemperaturen frå 83°C til 88°C, vert effekt faktoren betydeleg redusert, frå 4,65 til 4,25. Dette illustrerer kor viktig det er å minimera kondenseringstemperaturen ved design av anlegg.

Det høge temperaturløftet medfører høg trykkgasstemperatur. Trykkgasstemperaturen er vist for ulike kondenseringstemperaturar og lastfaktorar i Figur 60. Ettersom kompressoreffektiviteten vert redusert i dellast, aukar også trykkgasstemperaturen. Denne er langt frå maksimumsgrensa oppgitt av kompressorleverandør (190°C). Høge temperaturar kan føra til degradering av smøreolje. Dette må ein ta omsyn til i design, spesielt sidan systemet heng saman med kuldeanlegget, og olje vil sirkulera gjennom heile systemet. Det må dermed brukast ei olje som eignar seg til både varmpumpekretsen og kuldeanlegget.



Figur 60 Trykkgasstemperatur amoniakk (R717)

Arbeidsforholda er heilt i yttergrensene av kompressoren sitt arbeidsområde, vist i vedlegg 7.

9.1.2 Butan

Eit utval av berekna parametrar er gitt i Tabell 28. Som beskrive i avsnitt 8.4.1, er kompressoreffektiviteten føresett konstant. Dermed er parametrane i tabellen uavhengige av dellast.

Tabell 28 Parametrar varmepumpekrets Butan (R600)

Kondenseringstemperatur	85 °C	89 °C	90 °C
Temperaturforhold varmeanlegg (°C)	85/55	90/60	90/65
Kondenseringstrykk, P_k (bar)	15,1	16,1	16,4
COP	3,45	3,24	3,16
Trykkforhold (P_k/P_o)	4,26	4,55	4,64
Trykkgasstemperatur, T_{6a} °C	110	115	116
Andel varme frå overhetingsveksler (Q_{ohv}/Q_H)	3,8 %	3,2 %	2,6 %

Kondenseringstrykket vert på moderate 15-16 bar. Trykkforholdet er i området 4,2-4,6. Fordampingstrykket er 3,5 bar i alle tilfelle. Trykkgasstemperaturen er 116°C i det høgaste tilfellet, som er godt under den anbefalte grensa på 140°C. Effektfaktoren for systemet er 3,16 ved 90°C kondensering og aukar til 3,45 ved kondenseringstemperatur 85°C. Overhetingvarmevekslaren bidreg med 2,6 til 3,8% av varmen, avhengig av kondenseringstemperatur. Dette er så lite at det ved design bør vurderast om denne er hensiktsmessig. Vekslaren kan medføra nokre problem, for eksempel ved oppstart av anlegg når temperaturen på inngåande vatn (T_{10}) er under kondenseringstemperaturen for amoniakk. Då vil ein få kondensering i overhetingvarmevekslaren.

9.2 Amoniakk-, butan- og hybrid-varmepumpe - SCOP og energibesparelse

Tabell 29 oppsummerer viser effektfaktoren i fullast for to aktuelle tur/returtemperaturar. Amoniakk

Tabell 29 COP for dei vurderte varmepumpeløysingar i fullast ved to ulike dritsforhold

Tur/returtemperatur varmeanlegg	HT-Amoniakk	Butan-VP	Hybrid-VP
85/55 °C	4,65	3,45	4,1
90/65 °C	4,26	3,16	3,75

kjem dklart best ut av denne samanlinga, mean butan har den lågaste effektiviteten.

Hybridvarmepumpa har også låg effektfaktor samanlikna med amoniakk, noko overraskande.

Gjennomsnittleg effektivitet over året, SCOP, for dei tre systemløysingane er gitt i Tabell 30.

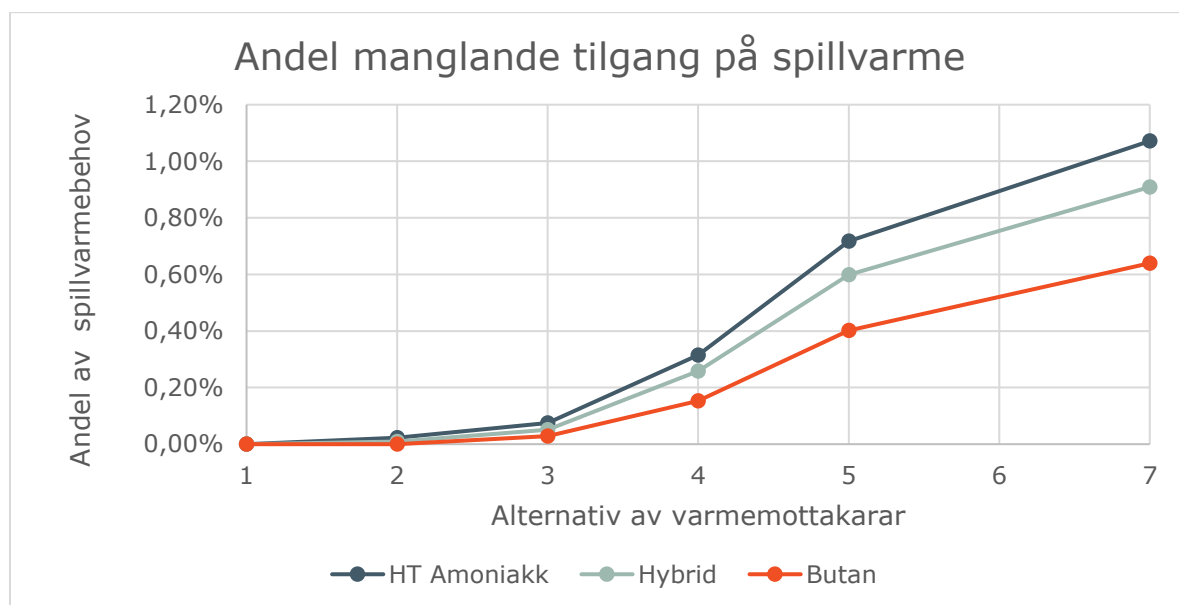
Amoniakkvarmepumpe brukt på alternativ 1 har det beste resultatet med ein SCOP på 2,82. For det same alternativ får Hybridvarmepuma ein SCOP på 2,67 og Butanvarmepumpa 2,42. Skilnadene mellom SCOP for varmepumpeløysingane er mindre enn COP. Dette er det to årsaker til. SCOP gjeld for heile systemet, inkludert spisslast. For alle alternativ er størrelsen på varmepumpa sett slik at den får 85% energidekning. Altså er det i alle tilfelle 15% dekning av spisslast (elektrisitet). Dette jamnar ut skilnadene. For det andre er det for Hybrid- og Butanvarmepumpa ikkje hensynteke fallande

Tabell 30 SCOP for dei vurderte varmepumpeløysingar og alternative varmemottakarar

Alternativ (varmemottakarar)	HT- Amoniakk	Hybrid-VP	Butan-VP
1	2,82	2,67	2,42
2	2,77	2,60	2,37
3	2,71	2,57	2,32
4	2,71	2,58	2,32
5	2,71	2,57	2,32
7	2,59	2,48	2,26

kompressoreffektivitet i dellast. For Butanvarmepumpa vart dette vurdert som ein god føresetnad. For hybridvarmepumpa gjev det ei liten fordel i berekninga av SCOP. I tillegg til å utjamna skilnadene mellom systema, fører dette også til relativt stor skilnad i mellom COP og SCOP. Ein annan faktor som bidreg til dette er at varmepumpene vart føresett regulerbare ned til 50% dellast. Denne føresetnaden er i alle tilfelle konservativ. Det betyr at ved effektbehov under dette er varmepumpa rekna som avslått og effekten vert dekkja av spisslast. Avhengig av design og kompressorval vil det vera mogleg å regulera lenger ned i dellast enn dette. Ved effektbehov under minimum for varmepumpa kan det eventuelt regulerast ved å intermittant drift (AV/PÅ) av varmepumpa styrt av temperatursettpunkt på vannside. Ved å setja inn ein akkumulatortank i vannkretsen kan ein redusera antalet start/stopp.

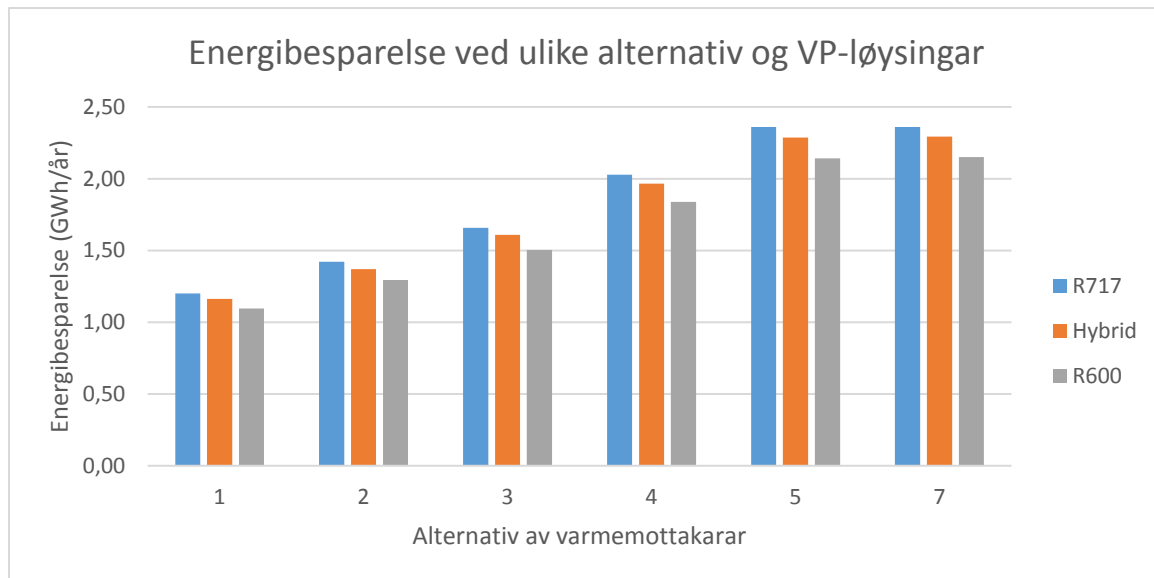
Ein fjerde faktor som avgrensar SCOP og energibesparelse er manglande samtidighet på tilgjengeleg kondensatorvarme og behovet til varmepumpesystemet. Figur 61 viser andelen manglande spillvarme over året, plotta som andelen av det totale spillvarmebehovet til varmepumpeløysingane



Figur 61 Manglande samtidighet mellom spillvarme og behovet til varmepumpa

(kWh manglande spillvarme/kWh oppteken spillvarme). Figuren viser at for alternativa av minst omfang (1 og 2) er denne nær 0%, altså er det nok spillvarme tilgjengeleg i alle årets timar. Ved aukande størrelse på varmepumpa vert det oftare mangel på spillvarme. I alternativ 7, som er det største alternativet, manglar likevel ikkje meir enn 1% av spillvarmebehovet over året. Effekten av dette er dermed liten for dei undersøkte alternativa. Skilnaden mellom varmepumpeløysingane er ein direkte konsekvens av forskjellen i effektfaktor. Ved ein gitt kondensatoreffekt vil ei effektiv varmepumpe ha mindre tilført effekt i kompressor enn ei mindre effektiv varmepumpe. Dermed treng den meir oppteken varme i fordampar for at energibalansen skal gå opp.

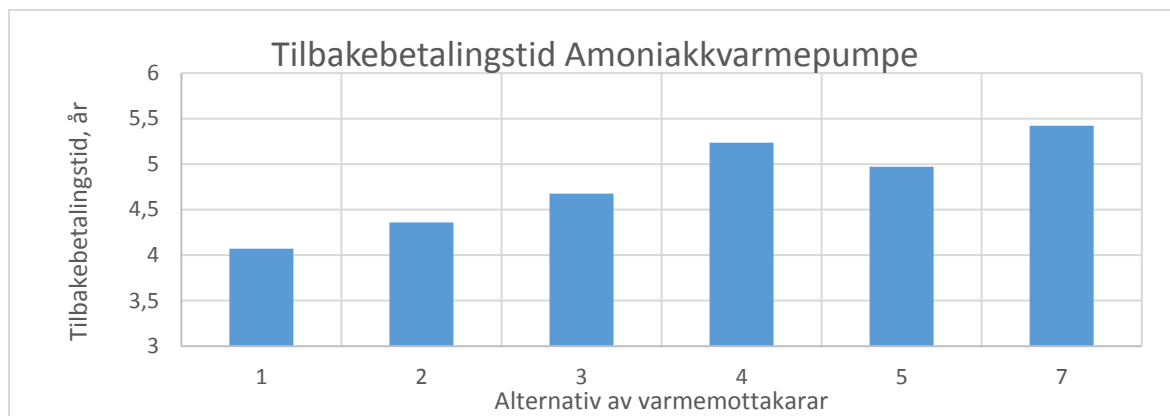
Energibesparelse til dei ulike løysingane er vist i Figur 62. Besparelsen er i området 1,1-2,4 GWh/år. Effekten av eit høgare gjennomsnittleg kondenseringstrykk i kuldeanlegget er ikkje teke omsyn til i berekningane. Denne vart føresettt til 11,5 bar gjennom året, medan den i dag varierer mellom 8 og 12 bar. Dette medfører auka kompressorarbeid og mindre reell besparelse. For å kvantifisera dette, må ein ha logga kondenseringstrykket over lengre tid.



Figur 62 Energibesparelse ved ulike varmepumpeløysingar og alternative varmemottakarar

Val av dimensjonerande varmeeffekt, altså størrelse på varmepumpa, er ein annan faktor som påverkar SCOP og energibesparelse. Denne vart føresettt slik at 85% energidekning vart oppnådd. Ved innhenting av representative kostnadsdata for dei forskjellige løysingar vil dimensjonerande effekt kunna optimaliserast med omsyn på tilbakebetalingstid, som gjort for CO₂-varmepumpa. Optimal dimensjonering vil kunna auka besparelsen og redusera tilbakebetalingstida noko.

Investeringskostnadene for alternativa er frå om lag 2 mill.kr for alternativ 1, og opp til 5 mill.kr for alternativ 5. Tilbakebetalingstider for dei ulike alternativ vart presentert i avsnitt 7.6. Desse er berekna på nytt med grunnlag i energibesparelsen for dei vurderte varmepumpeløysingar. Sidan det ikkje er henta inn representative prisar for dei ulike varmepumper er det ikkje grunnlag for å samanlikna varmepumpeløysingane på dette kriteriet. Resultata for amoniakkvarmepumpa er vist i Figur 63 som eit eksempel på kva som vil vera mogleg å oppnå. Investeringskostnaden er her den same som føresettt i avsnitt 7.5. Resultata viser tilbakebetalingstider frå 4 til 5,5 år for dei ulike alternativa.



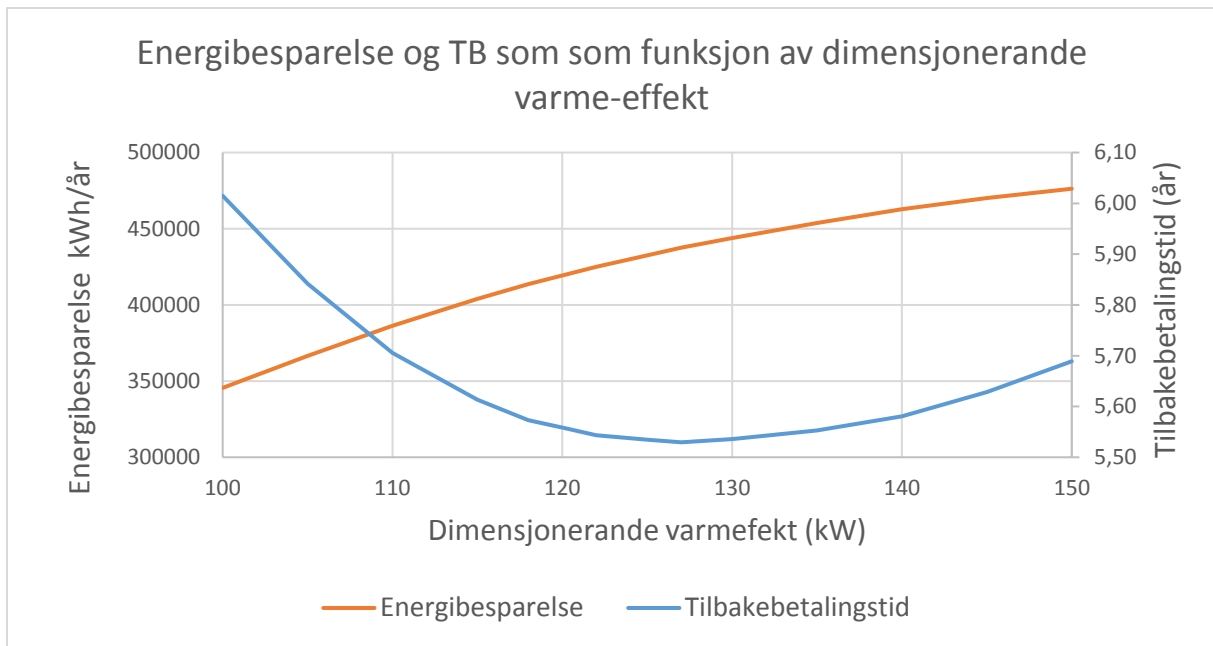
Figur 63 Tilbakebetalingstid amoniakkvarmepumpe

Talet på fullast-timar er omtrent uendra frå evalueringa vist i avsnitt 7.6 og Tabell 21, ettersom dimensjonerande effekt er sett lik. Antal fullasttimar ligg mellom 7000 og 8150 timar for dei ulike alternativa.

9.3 CO₂ - tappevannsvarmepumpe

Ettersom systemet produserer varme og kjøling samtidig, vert den totale effekt faktoren høg. I fullast viser varmepumpekretsen ein kombinert effekt faktor på om lag 6. Varmeffekt faktoren er 3,46 og årsgjennomsnittleg varmeeffekt faktor for heile systemet inkludert spisslastdekning (SCOP) er berekna til 2,9. Denne får noko høgare SCOP enn løysingane gjennomgått over. Dette skuldast at dimensjonerande varmeytelse (gasskjøleytelse) vart optimalisert med omsyn til tilbakebetalingstid. Ved varmeytelse 125 kW vert energidekninga frå varmepumpe 93%. Altså vert det mindre spisslastforbruk samanlikna med .

Energibesparelse og tilbakebetalingstid ved varierende dimensjonerande varmeytelse er vist i Figur 64. Optimal størrelse ligg mellom 125 kW og 130 kW dimensjonerande varmeytelse, med tilbakebetalingstid på vel 5,5 år. Energibesparelsen er rundt 440.000 kWh per år. Talet på fullasttimar er 3900 i dette punktet. Investeringskostnaden for denne løysinga er kalkulert til om lag 1,0 mill. kroner.



Figur 64 Energibesparelse og tilbakebetalingstid som funksjon av dimensjonerende varmeeffekt

10 Konklusjonar og vidare arbeid

10.1 Konklusjonar

Brynildfabrikkens termiske energiforbruk er prega av eit stort antal forbrukarar. Det er i stor grad snakk om prosessar der varmen raskt vert degradert til lågare temperaturnivå. Den mest aktuelle kjelda for gjenvinning av spillvarme er kondensatorvarme frå sentralt kuldeanlegg (Isvannsanlegg 1), med ei energimengde på 4,9 GWh/år.

Varmeforbruket og kravet til temperatur er kartlagt. Det meste av varmebehovet er ved lågt til middels temperaturnivå. Om lag 75% av forbruket ligg under 90°C .

Utforminga av produksjonslokale medfører utfordringar knytta til bruk av gjenvunnen spillvarme, med stor avstand frå varmekjelde til forbrukarane. Det må etablerast varmedistribusjonsanlegg for å få nytta varmen.

Tørkeprosessane i sukkervareproduksjon er den mest energikrevjande prosesstypen i fabrikk. Energimessig er tørkeprosessane prega av to fasar, ein oppvarmingsperiode og ein nedkjølingsperiode. Bortføring av fuktigheit skjer ved utskifting av tørkeluft. Tørkeprosessen går seint, og mesteparten av energien går med til oppvarming/nedkjøling av varer, og tapt til omgivelsane. Det er potensiale for energieffektivisering av prosessane, også bruk ved bruk av varmpumpe. Dette krev endring i design og tørkebetingelsar, og bør utredast. Utan å gå inn på dette er det med omsyn til varmegjenvinning med varmpumpe funne tenleg å integrera tørker i sentrale vannbårne oppvarmings og kjølesystem.

Det er sett på 3 prinsipielle varmpumpeløysingar for gjenvinning av kondensatorvarme frå Isvannsanlegg 1 . Det må lagast eit varmedistribusjonssystem for å distribuera varmen til aktuelle forbrukarar. Med omsyn til effektivitet er det ei høgtrykks amoniakkvarmpumpe som kjem best ut for dei aktuelle driftsforhold. Driftsforholda er i grenseland for arbeidsområdet til den føresette kompressoren. Alternativ er hybrid-varmpumpe eller ei butanvarmpumpe. Den siste er i mindre grad kommersielt tilgjengeleg.

Det er identifisert 20 varmfeforbrukarar med temperaturnivå under 90°C, som samtidig lar seg konvertera frå energiforsyning med damp til vannbåren varme utan for store tekniske utfordringar. Det er laga 9 ulike alternative kombinasjonar av desse, av ulikt omfang. Turtemperaturkravet til desse alternativa er 85-90°C. Forbrukarar med jamt og kontinuerleg effektbehov er særleg gunstige for forsyning frå varmpumpe. Det er også fordelaktig at forbrukarane ligg nær varmekjelde og enkelt let seg konvertera til vannbåren varme.

Blant dei 9 undersøkte alternativa er det generelt slik at det vert mindre lønnsomt dess større omfanget vert. Den lågaste tilbakebetalingstida er funne for alternativ 1, som inkluderer sentral kappevannskrets og tappevannsoppvarming, i kombinasjon med amoniakkvarmepumpe, og er på litt over 4 år. Dette er også det minst omfattande alternativet, med ein berekna energibesparelse på 1,2 GWh/år. Dei mest ambisøse alternativa (alternativ 5 og 7) oppnådde ein energibesparelse på 2,4 GWh/år. Av desse viser alternativ 5 den lågaste tilbakebetalingstida med ca 5 år. Alternativ 7 er mindre aktuelt, ettersom det har same energibesparelse og dårlegare lønsnemnd. Eit alternativ som berre omfatta forbrukarar av låg temperatur kom dårleg ut med omsyn til tilbakebetalingstid.

Alle alternativa god utnytting på varmepumpeanlegg , med 7000-8000 fullasttimar i året.

For alle undersøkte alternativ er generelt tilgangen på spillvarme er større enn behovet. Alternativa med størst omfang opplever tidvis (om sommaren) mangel på spillvarme, men dette utgjør maksimalt 1% av det totale spillvarmebehovet til dei undersøkte varmepumpeløysingane. Det mest omfattande alternativet utnyttar om lag 2,2 GWh av dei tilgjengelege 4,9 GWh kondensatorvarme.

Det er også sett på ei løysing med ei CO₂-varmepumpe for produksjon av varmt tappevatn, og samtidig kjøleproduksjon mot isvannsanlegg 1. Energibesparelsen er rekna til 0,44 GWh, og tilbakebetalingstida er rundt 5,5 år. Ettersom varmtvannsforbruket ikkje har det same kontinuerlige effektbehov som dei andre alternativa, vert det dårlegare utnytting av ei slik varmepumpe, med under 4000 fullasttimar.

Resultata tyder på at det er teknisk og økonomisk forsvarleg å gjenvinna spillvarme med varmepumpe i Brynildfabrikken. Fleire alternativ er moglege, men ein må akseptera lengre tilbakebetalingstider og større investeringskostnader ved aukande ambisjonsnivå og størrelse på anlegg.

10.2 Vidare arbeid

Arbeidet byggjer på ein del føresetnader og estimat. Før ein eventuelt går vidare med ei av dei undersøkte varmepumpeløysingane, bør ein gjennom ytterligare målingar kvalitetssikra nokre av desse føresetnadene. Spesielt bør fylgjande kontrollerast:

- Kondensatorvarme frå Isvannsanlegg 1 bør målast/bereknast med færre føresetnader enn gjort her, for eksempel ved logging av kompressoreffekt og kondenseringstrykk.
- Sentral kappevannskrets, effektforbruk over lengre tid.
- Energiforbruket til tørker bør målast over lengre tid for å avdekka eventuelle skilnader. Då også Dynaflowtørkeskapa, som ikkje er undersøkte i denne oppgåva.

- Dersom meltørke vert vurdert som ein aktuell varmemottakar bør det også utførast effektmåling på denne.
- Forbruksmønsteret for tappevatn gjennom døgnet bør kartleggjast.

Effekten av eventuelle andre energibesparande tiltak må takast omsyn til, då dette vil kunna endra føresetnadene for dei føreslåtte løysingane.

Effekten av eit konstant auka kondenseringstrykk i kuldeanlegget som føresett i berekningane bør sjekkast.

Det bør også arbeidast vidare med optimalisering av tørkeprosessane, og utbetring av design for tørkeskap. Basert på funn i denne oppgåva bør dette inkludera fylgjande aspekt:

- Gjera tørkebetingelsane uavhengig av omgjevnaden gjennom overgang til lukka system med avfukting av tørkeluft.
- Vurdering av lufttilstand i tørke, distribusjon i skap, og sirkulert luftmengde.
- Energieffektivitet, vurdering av varmepumpebruk i optimalisert design.

11 Referansar

- BAMIGBETAN, O., EIKEVIK, T., NEKSÅ, P. & BANTLE, M. 2017a. Extending Ammonia High Temperature Heat Pump Using Butane In a Cascade System. *7th IIR Conference: Ammonia and CO2 Refrigeration Technologies* Ohrid.
- BAMIGBETAN, O., EIKEVIK, T., NEKSÅ, P. & BANTLE, M. 2017b. Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids *Science Direct*
- BAMIGBETAN, O., EIKEVIK, T., NEKSÅ, P., BANTLE, M. & BANASIAK, K. Extending Hydrocarbon Heat Pump to Higher Temperatures: Predictions from Simulations 30th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, 2017c San Diego.
- BERNTSEN, M. R. 2012. *Optimalisering av CO2-varmepumpe for kjøling av isvann / oppvarming av tappevann til 85°C*. Master, NTNU.
- BHATTACHARYA, S. 2015. Conventional and advanced food processing technologies. Wiley Blackwell.
- BOR, D. M. V. D. & FERREIRA, I. 2012. Quick selection of industrial heat pump types including the impact of thermodynamic losses. *Elsevier Energy*.
- BRYNILDGRUPPEN. 2017. <https://www.brynildgruppen.no/jobbe-her/jobbe-hos-oss>: Brynild-Gruppen. [Accessed 05.10.2017].
- CHUA, K. J., CHOU, S. K., CHOY, J. & HAWLADER, M. N. A. 2007. Heat Pump Drying: Recent development and future trends *Drying Technology*.
- COLAK, N. & HEPBASLI, A. 2009. A review of heat pump drying: Part 1 - Systems, models and studies. *Energy Conversion and Management*, 50.
- DRAGSET, C. 14.05.2018 2018. Type to AAREKOL, J.
- EUROSTAT. 2015. <http://ec.europa.eu/eurostat/tgm/refreshTableAction.do?tab=table&plugin=1&pcode=tsdpc320&language=en>. [Accessed 09.11.17 2017].
- FLUCH, J., BRUNNER, C. & GRUBBAUER, A. 2017. *Potential for energy efficiency measures and integration of renewable energy in the food and beverage industry based on the results of implemented projects* [Online]. ScienceDirect. [Accessed 2018].
- FLYNN, J., GLADIS, S. & BUYNACEK, B. 2011. Industrial Heat Pumps (White Paper) http://www.emersonclimate.com/en-us/Products/Compressors/Industrial_Compressors/Industrial_Heat_Pumps/Pages/Heat_Pump_Articles.aspx: Emerson Climate
- FURE, T. 15.05.2018 2018. *RE: Kompresordata HPX*. Type to AAREKOL, J.
- GOH, L. & ET AL. 2011. Review of heat pump systems for drying application. *Science Direct*
- HELGERUD, H. E. 2007. *Energieffektivisering i næringsmiddelindustrien - en potensialstudie* In: 2007:6, E.-R. (ed.). Enova.
- HOFFMAN, K. & PEARSON, D. 2011. Ammonia Heat Pumps for District Heating in Norway - a case study. London THE INSTITUTE OF REFRIGERATION.
- HOLM, M. 10.04.2018 2018. *RE: Elpris* Type to AAREKOL, J.
- IIR. *Classification of refrigerants* [Online]. http://www.iifiir.org/userfiles/file/webfiles/summaries/Refrigerant_classification_EN.pdf: International Institute of Refrigeration. [Accessed 19.04 2018].
- JENSEN, J., ELMGAARD, B. & MARKUSSEN, W. 2016. *Industrial heat pumps for high temperature process applications*. DTU Mechanical Engineering.
- JENSEN, J., OMMEN, T., MARKUSSEN, W. B., REINHOLDT, L. & ELMGAARD, B. 2015. Technical and economic working domains of industrial heat pump: Part 2 - Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps. *Science Direct*.

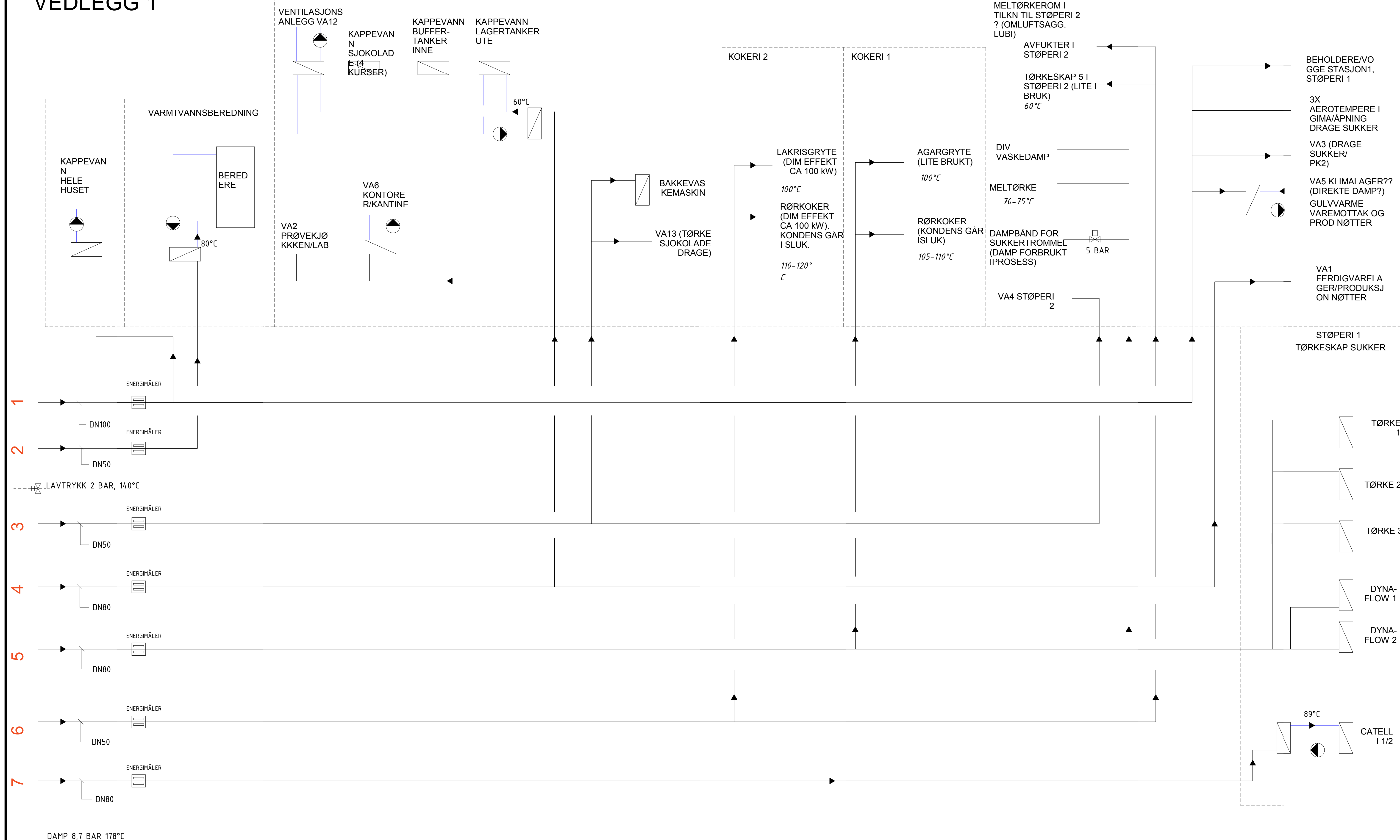
- KIM, M.-H., PETERSEN, J. & BULLARD, C. 2003. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30.
- KLEEFKENS, O. & SPOELSTRA, S. R&D On Industrial Heat Pumps. 11th IEA Heat Pump Conference 2014, 2014 Montreal, Canada IEA
- LORENTZEN, G. 1994. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *Science Direct*.
- LUND, T. 2018. *RE: Enhetspriser rør og utstyr*. Type to AAREKOL, J.
- MEYERS, S., SCHMITT, B., CHESTER--JONES, M. & STURM, B. 2016. Energy improvement, carbon emissions, and measures towards their improvement in the food and beverage sector for six European countries. *Elsevier*.
- MINETTO, S. 2011. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *IJR*.
- MOHOS, F. 2010. Water activity, shelf life and storage. *Confectionary and Chocolate engineering: Principles and applications*
- MUJUMDAR, A. S. 2015. Principles, Classification, and selection of Dryers. *In: MUJUMDAR, A. S. (ed.) Handbook of Industrial Drying*. CRC Press.
- NAN, Z., LIU, B. & TAN, Z. 2002. Calorimetric investigation of excess molar heat capacities for water + ethylene glycol from T=273.15 to T=373.15. *Elsevier*
- NEKSÅ, P. 2002. CO₂ Heat pump systems. *IIR*, 25.
- NORDTVEDT, S. H., BJARNE, EIKEFJORD, J. & JOHANSEN, J. 2011. Hybrid Heat Pump For Waste Heat Recovery In Norwegian Food Industry. IEA Heat Pump Centre
- NORDTVEDT, S. R. 08.05.2018. Type to AAREKOL, J.
- NVE 2011. Kostnader ved produksjon av kraft og varme *In: HOFSTAD, K. (ed.)*. NVE.
- OLAFSEN, M. 2018. *Optimization and Process Improvements of a High temperature Heat pump using Butane as a working fluid*. MAster, NTNU.
- OMMEN, T., JENSEN, J. K., MARKUSSEN, W. B., REINHOLDT, L. & EKMEGAARD, B. 2015. Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1- Single stage vapour compression heat pumps. *Science Direct*.
- OYELADE, O. J. T.-A. I. O. R. 2007. Modelling moisture sorption isotherms for maize flour. *Journal of stored food products Research*, 44.
- PEARSON, A. Industrial Heat pumps: Case Studies And Lessons Learned. 11th IEA Heat Pump Conference, 2014 Montreal, Canada IEA Heat Pump Centre.
- PERERA, C. & RAHMANN, S. 1997. HEat pump dehumidifier drying of food. *Trends in food Science and Technology*, 8.
- SABROE. 2018. *Engineering manual: SMC/TSMC/HPC/HPX Mk 4 LL and MK 5 Reciprocating compressor units* [Online]. http://support.sabroe.com/document-search/?no_cache=1&tx_doelib_show%5Baction%5D=list&tx_doelib_show%5Bcontroller%5D=Document: Sabroe. [Accessed 29.04.2018 2018].
- SINTEF 2012. Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring - Byggforskdatablad 451.021. bks.byggforsk.no.
- SSB. 2017. <https://www.ssb.no/energi-og-industri/statistikker/energibalanse/aar-endelige>: Statistisk Sentralbyrå. [Accessed 09.11.17 2017].
- STENE, J. 2001. *Varmepumper: Industrielle anvendelser*, Trondheim, SINTEF Energiforskning AS.
- STRATHCLYDE, U. O. *Heat Pump Design* [Online]. Available: http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/10-11/ASHP_CO2/lit-design.html [Accessed 04.01.2018 2018].
- TORELLA, E., SANCHEZ, D., LLOPIS, R. & CABELLO, R. 2010. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *IJR*, 34.
- VASILE, M. 2016. Advances in Heat Pump Assisted Drying Technology. *Taylor and Francis Journal Complete*.
- WANG, L. 2014. Energy efficiency technologies for sustainable food processing.

- WERSLAND, M. B., EIKEVIK, T. & TOLSTOREBROV, I. 2018. Investigation of a Hybrid Compression Absorbtion Heat Pump System For High Temperatures *13th IIR Gustav Lorentzen Conference*, . Valencia.
- ZIEGLER, G., MACMILLAN, B. & BALCOM, B. 2002. Moisture migration in starch molding operations as observed by magnetic resonance imaging. *Food Reasearch International*, 36 (2003).
- ZIJDEMANS, D. 2014. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*, Skarland PPress.

VEDLEGG 1

PRODUKSJON SJOKOLADE

PRODUKSJON SUKKER/NØTTER



1
2
3
4
5
6
7

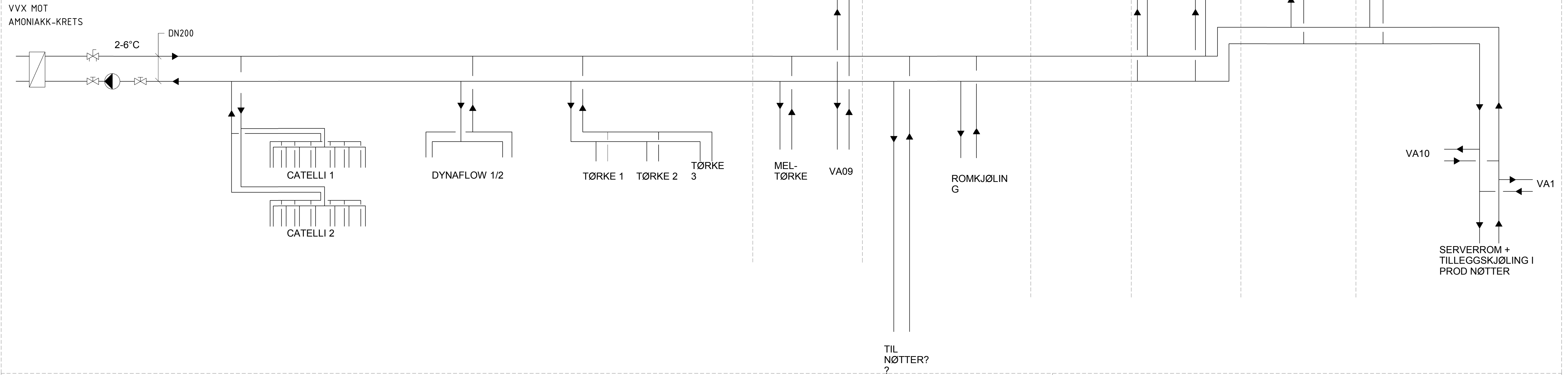
DAMP 8,7 BAR 178°C
ELEKTROKJEL

— DAMP
— VARMEKRETS (VANNBÅREN)
PROSESSTEMPERATUR

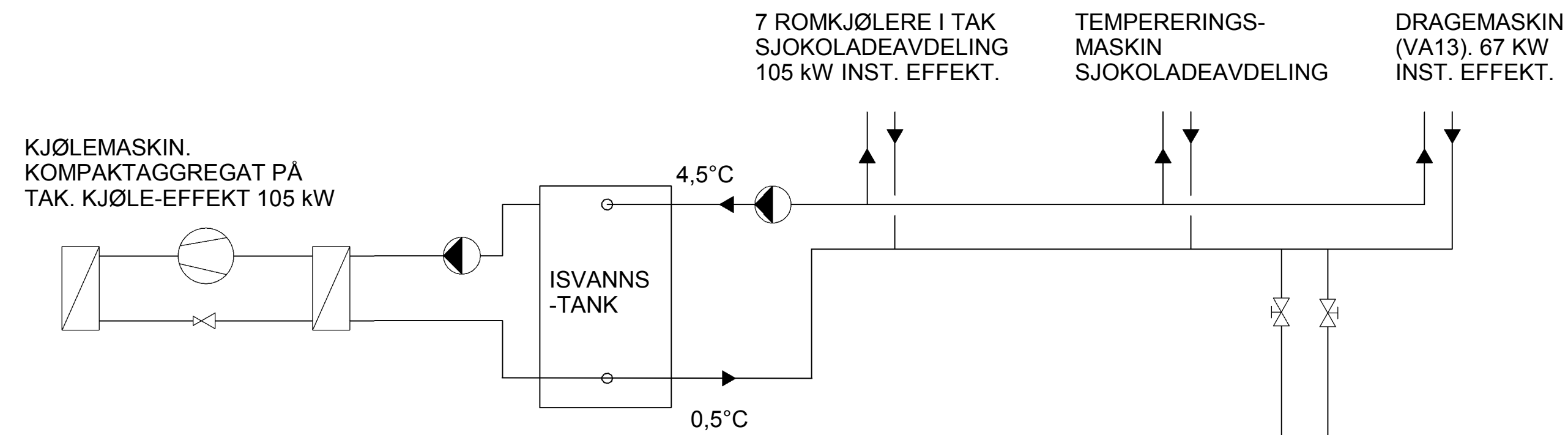
BRYNILD		Tegnet av	
MASTEROPPGAVE NTNU		JAKOB AAREKOL	
SYSTEMSKJEMA DAMP		Dato	Målestokk
		15.01.17	
Tegningsnummer		V01	

FORBRUKERE ISVANNSANLEGG 1

VEDLEGG 2

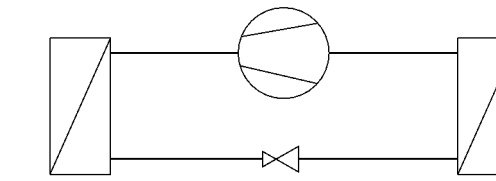


ISVANNSANLEGG 2

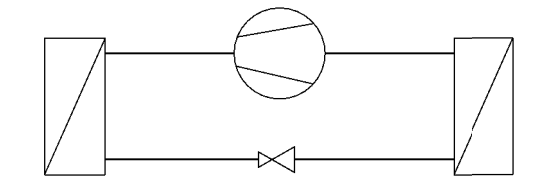


ANDRE KJØLEANLEGG

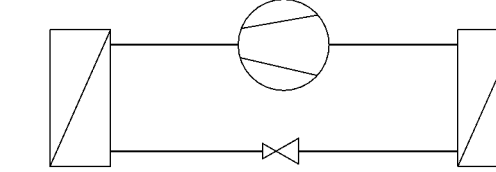
KJØLEANLEGG (AIRCOND, 100 kW KJØLING PAKKING NØTTER



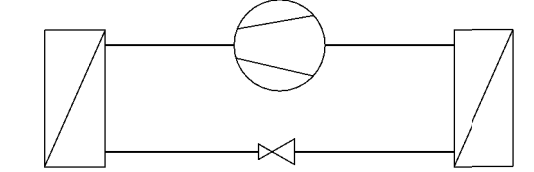
KJØLEANLEGG (AIRCOND), RÅVARELAGER NØTTER. DIREKTE FORDAMPNING I KJØLELEMENTER TAK LAGER. UKJENT EFFEKT



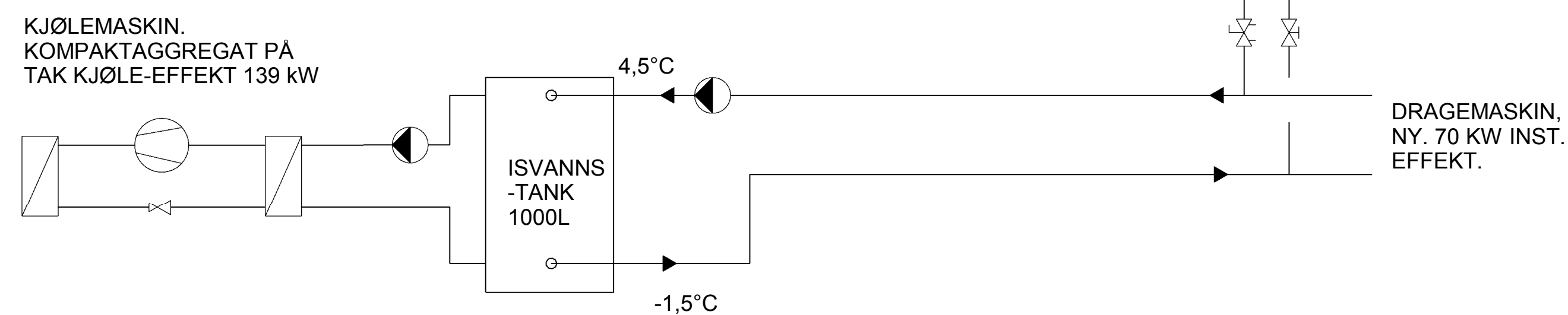
KJØLEANLEGG (AIRCOND), 100 kW KJØLING PROSESS NØTTER, DIREKTE EKSPANSJON.



KJØLEANLEGG FERDIGVARELAGER NØTTERDIREKTE FORDAMPNING. UKJENT EFFEKT

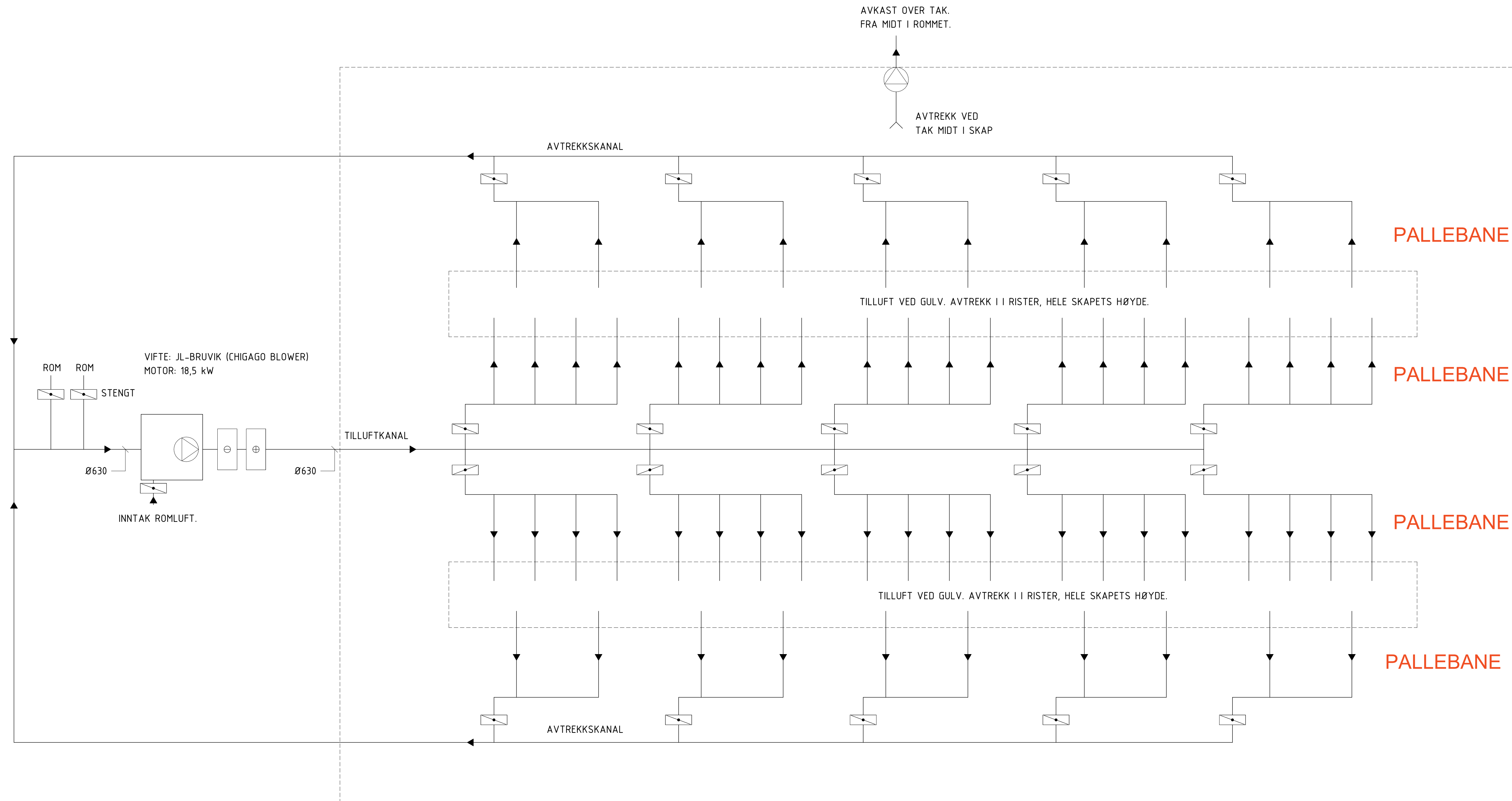


ISVANNSANLEGG 3

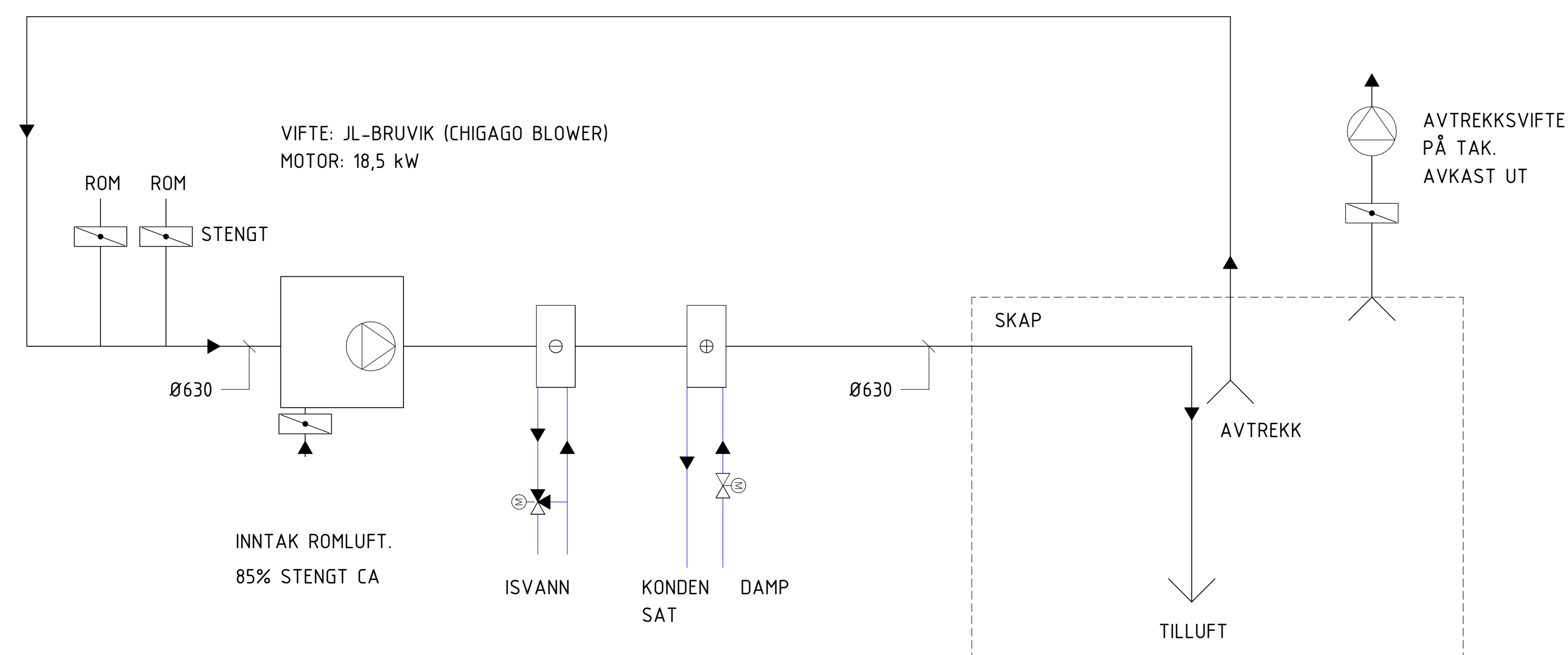


BRYNILD		Tegnet av	
MASTEROPPGAVE NTNU		JAKOB AAREKOL	
OVERSIKT OVER FORBRUKERE KJØLEANLEGG		Dato	Målestokk
		Tegningsnummer	V02

PRINSIPP FOR LUFTBEHANDLING/KANALNETT SKAP 1-3



SYSTEMSKISSE LUFTBEHANDLING SKAP 1-3

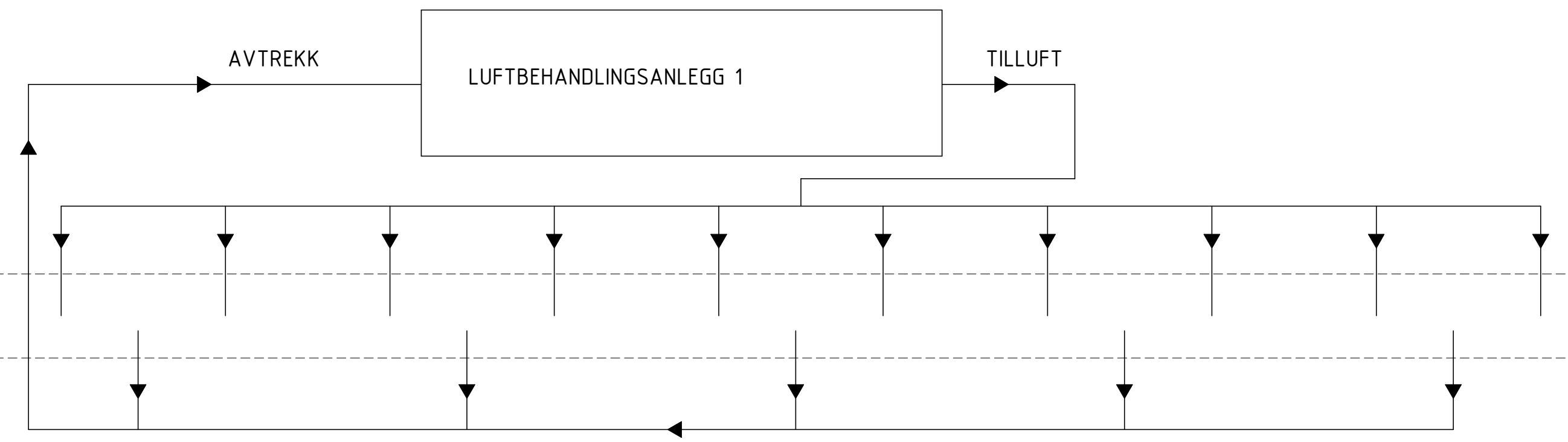
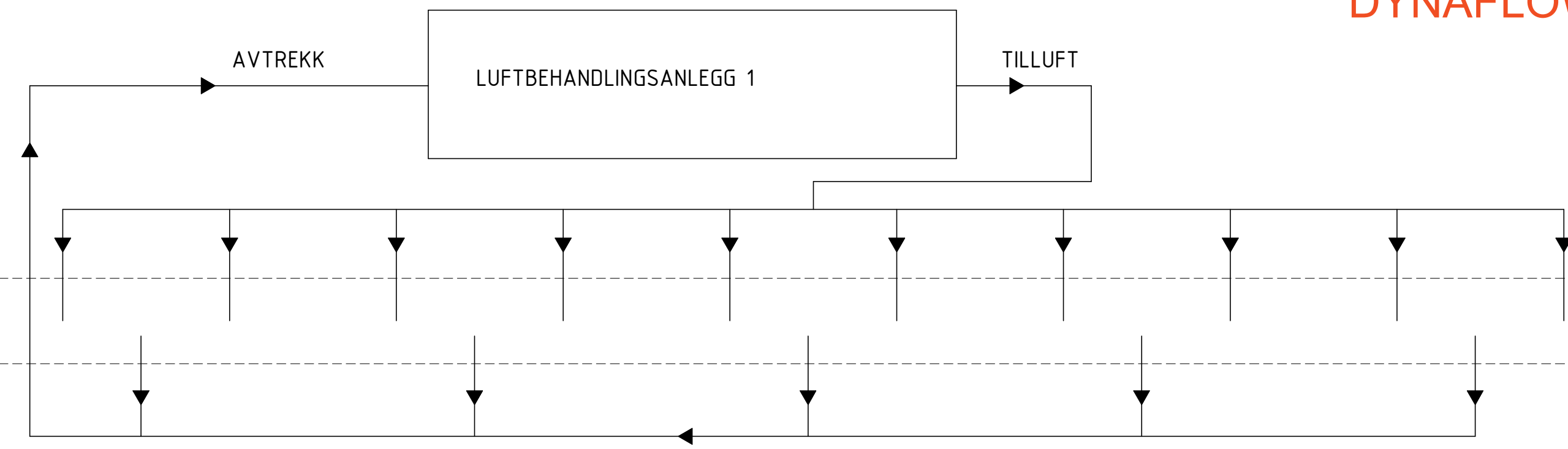


BRYNILD	Tegnet av	
MASTEROPPGAVE NTNU	JAKOB AAREKOL	
PRINSIPP OG SYSTEMSKJEMA TØRKESKAP 1-3	Dato	Maestotikk
	05.04.2018	
	Tegningnummer	V03A

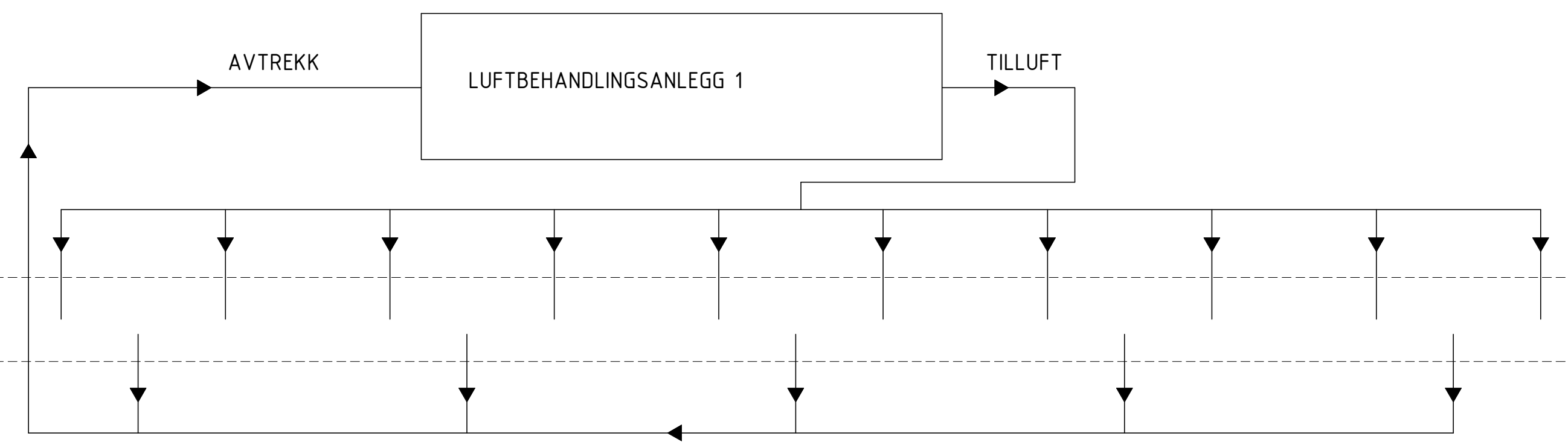
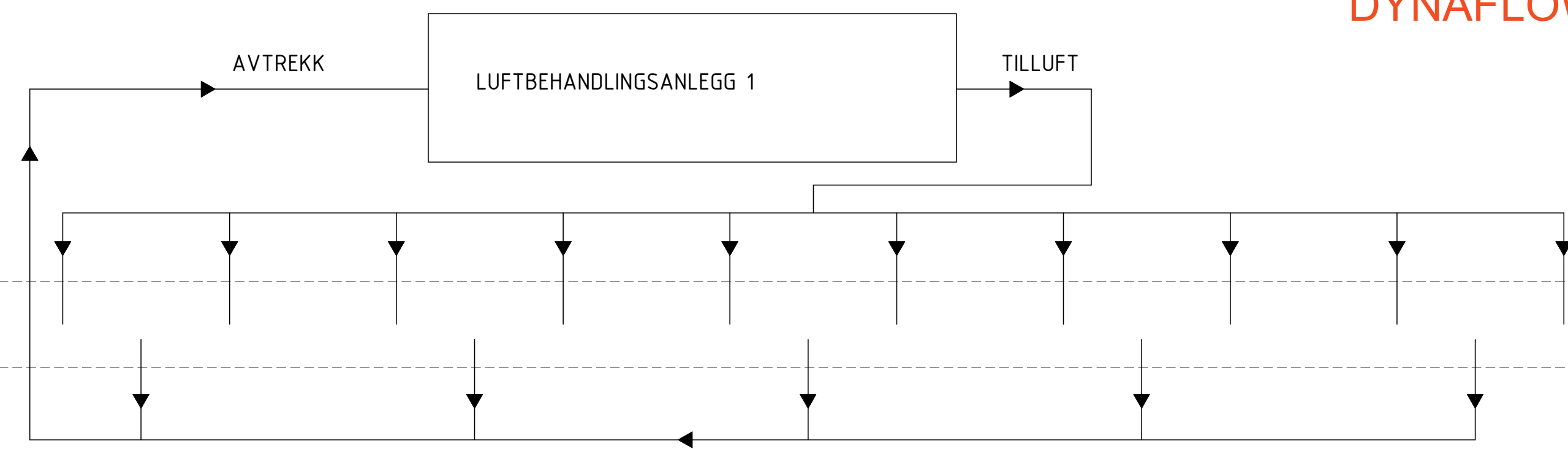
VEDLEGG 3b

PRINSIPIELL OPPBYGNING KANALNETT/LUFTDISTRIBUSJON

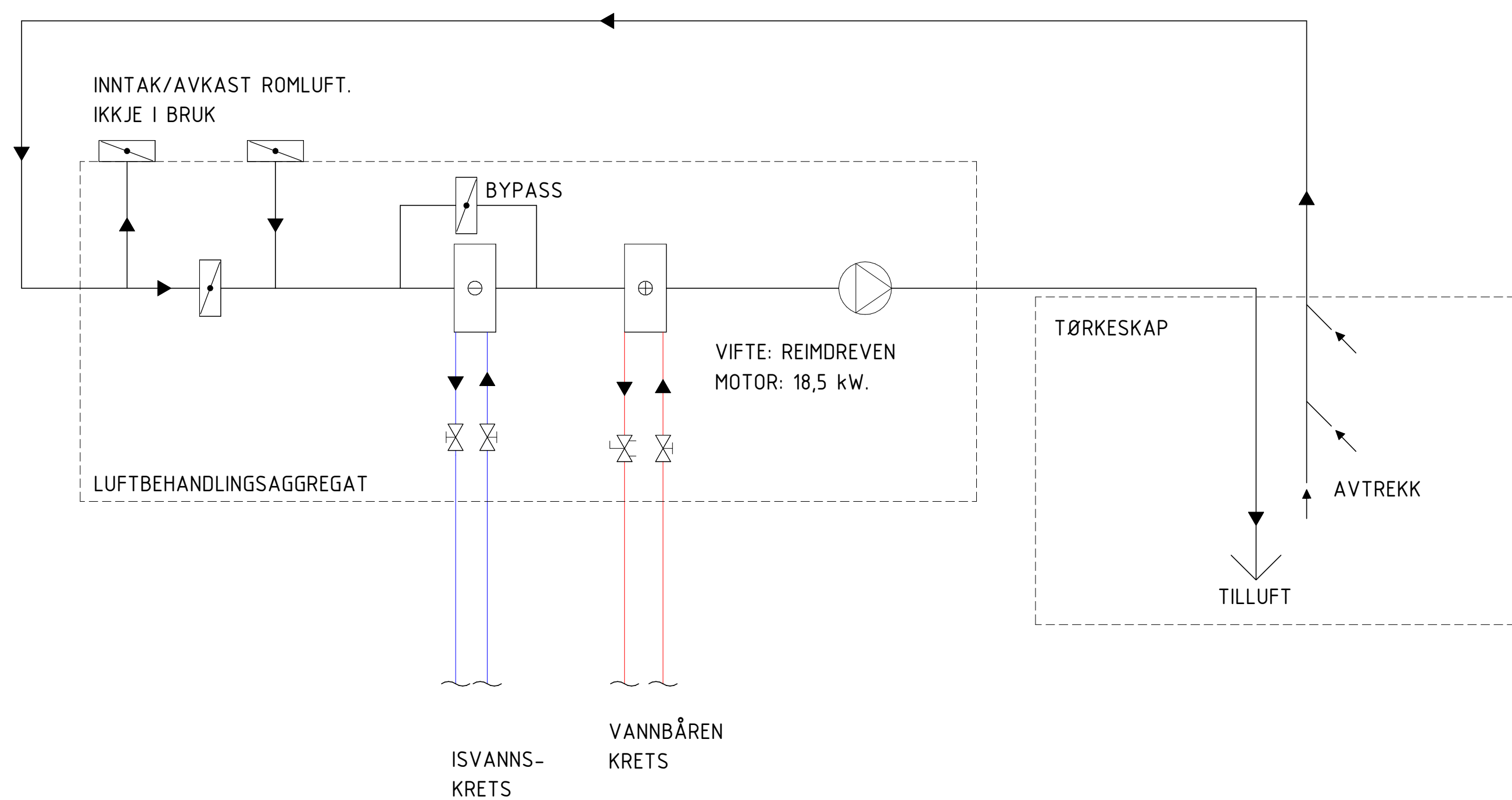
DYNAFLOW 1



DYNAFLOW 2



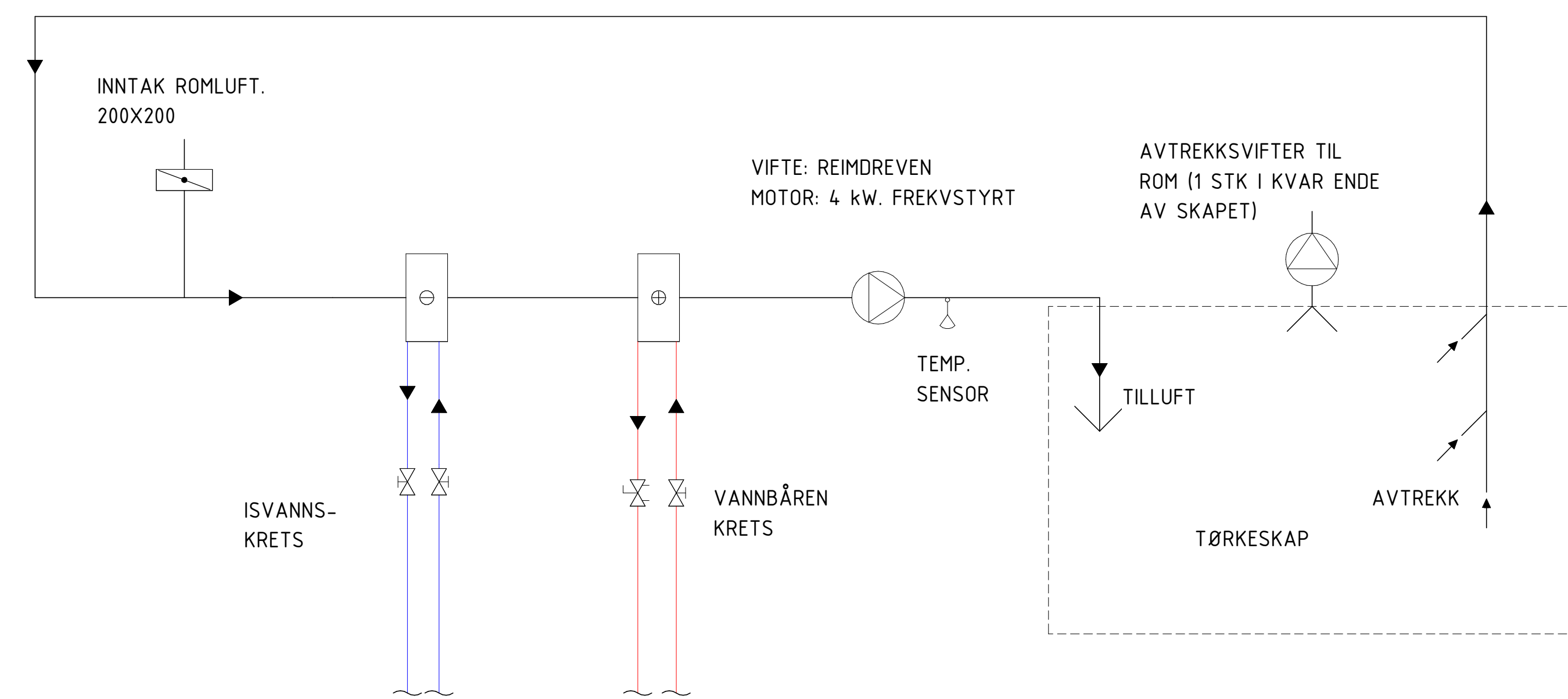
SYSTEMSKISSE LUFTBEHANDLINGSENHETER DYNAFLOW 1/2



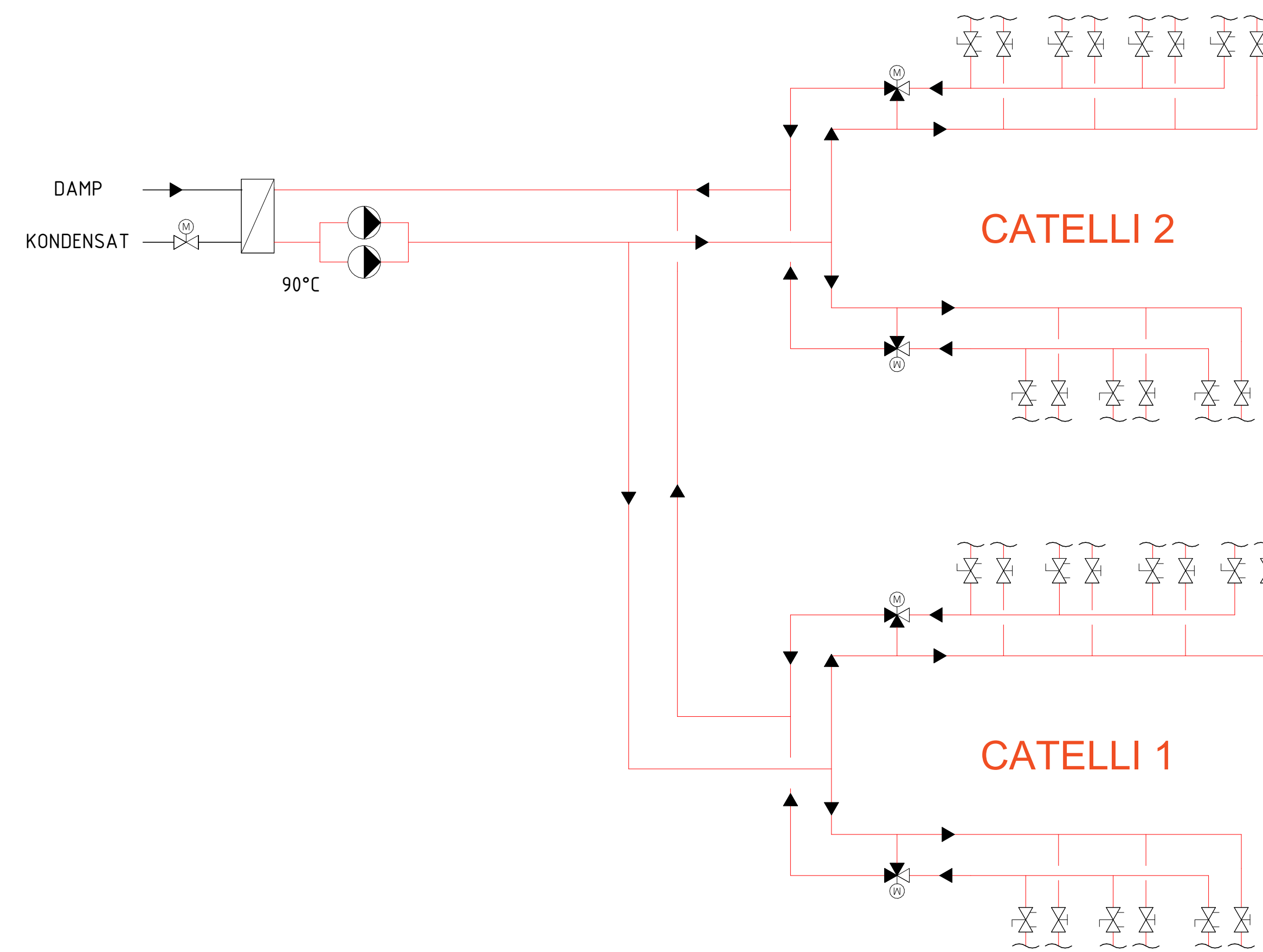
BRYNILD		Tegnet av	
MASTEROPPGAVE NTNU		JAKOB AAREKOL	
Dato	Målestokk		
05.04.2018			
Tegningsnummer		V03B	

VEDLEGG 3c

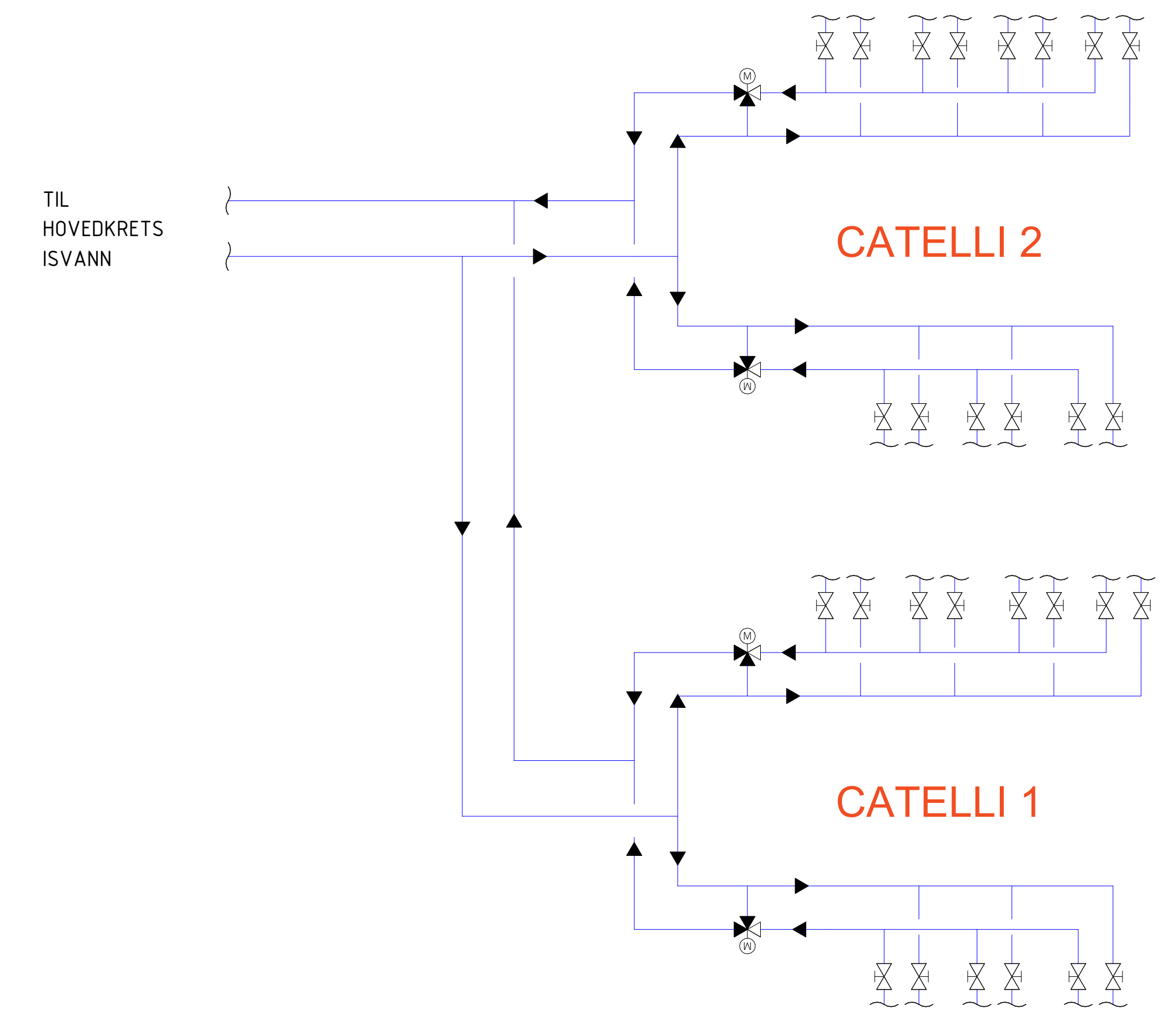
SYSTEMSKISSE LUFTBEHANDLINGSENHETER CATELLI



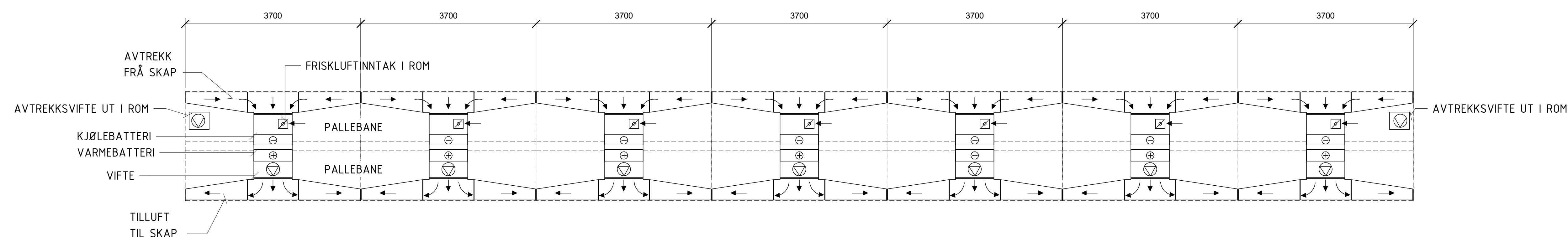
SYSTEMSKJEMA VARME



SYSTEMSKJEMA KJØLING



PLANTEGNING CATELLISKAP. LUFTBEHANDLINGSANLEGG PÅ TAK. 7 SEKSJONER. LIKT FO SKAP 1 OG 2.



BRYNILD		Tegnet av	
MASTEROPPGAVE NTNU		JAKOB AAREKOL	
PRINSIPP- OG SYSTEMSKISSER CATELLISKAP 1/2		Dato	Målestokk
		05.04.2018	
		Tegningnummer	V03c

Vedlegg 5 – Evaluering av alternativ- Berekingar

Under er gjengitt ein beskrivelse berekingar og føresetnader gjort i evaluering av alternative varmemottakarar.

Besparelse – Energi og Økonomi.

Besparelsen er berekna ved hjelp av likningar angitt i tabellen under.

Tabell 1 Bereking av besparelse - Likningssett og føresetnader

Likningar	Forutsetning/Forklaring
$COP_{Carnot,VP} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$	T_H er forutsettt lik krav utgåande vanntemperatur. T_L er forutsett lik kondenseringstemperaturen i kjølenalegg -5K temperaturdifferanse i varmeveksling
$COP_{Carnot,kjøel} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = COP_{Carnot,VP} - 1$	Definisjon.
$COP_{VP} = COP_{Carnot,VP} * \eta_{Carnot}$	Carnotvirkningsgraden η_{Carnot} er føresett lik 0,5 i alle alternativ.
$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W} = \dot{W} * COP_{VP}$	Termodynamisk samanheng.
$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_L}{COP_{VP} - 1}$	Tilført elektrisitet, varmpumpe.
$E_{spart} = \frac{Q_{VP}}{\eta_{elkjel}} - \frac{Q_{VP}}{COP_{VP}}$	Energibesparelsen E_{spart} er rekna som differansen sett i forhold til varmeproduksjon i ein elkjel med virkningsgrad η_{elkjel} lik 0,97.
$B = E_{spart} * k$	Årleg økonomisk besparelse B , der k er elpris, og denne er sett til 0,40 NOK/kWh
$FT = \frac{Q_{VP}}{\dot{Q}_{dim,VP}}$	Fullsttimar FT er brukt i evaluering og berekna som årleg varmeleveranse delt på dimensjonerande effekt for varmpumpa.

Varmepumpeanlegg – Dimensjonering og kostnadsberekning

Varmepumpeanlegget vart dimensjonert etter følgjande forutsetning for alle alternativ:

Dimensjonerende effekt $\dot{Q}_{dim,VP}$ er slik at denne dekkar 85% av det totale varmebehov for eit gitt alternativ n . Berekna ved iterering (Solver-funksjon i Excel).

$$\dot{Q}_{dim,VP} = f(n)$$

Berekning av investeringskostnader er vist i Tabell 2.

Tabell 2 Investeringskostnader for varmepumpe. Berekning og føresetnader.

Nr	Likning	Forklaring
	$\dot{Q}_{dim,VP} = f(n)$, slik at $\dot{Q}_{VP} = 0,85\dot{Q}_{behov}$	Dimensjonerende effekt $\dot{Q}_{dim,VP}$ er slik at denne dekkar 85% av det totale varmebehov for eit gitt alternativ n . Berekna ved iterering (Solver-funksjon i Excel).
	$I_{VP}(\dot{Q}_{VP}) = \dot{Q}_{VP}(5745 - 1,62\dot{Q}_{VP})$	Investeringskostnad I_{VP} for varmepumpe er forutsett avhengig kun av avgitt varmeeffekt \dot{Q}_{VP} , og er basert på kostnadsdata frå NVE for 2 ulike anleggstørrelsar (100 og 1000 kW)

Distribusjonsanlegg/varmesentral-dimensjonering og investeringskostnader

Distribusjonsanlegg og varmesentral vart dimensjonert i for kvart enkelt alternativ. Anlegget vart delt i 3 deler: Varmesentral: Hovudrørstrekk (som vart delt i 8 modular) og tilkobling av utstyr som inkluderte grenrørledning og nødvendig utstyr for tilkobling av forbrukar. Ei opplisting av forutsett utstyr og rørlengde for dei tre deler er gjengitt i etterfylgjande tabellar.

Tabell 3 Dimensjonerende effekt/vannmengder, og nødvendig utstyr/rørlengde for kvar varmeanleggsmodul (forbrukar)

Forbrukar	Årleg energiforbruk (kWh)	Dimensjonerende effekt (antatt/ber ekna) , kW	Dimensjonera nde vannmengde (kg/s)	Rør- leng de	Antall stenge ventil	Antall regule ringsv entil	Antal l strup even til
Kappevann , sentralkrets	1 241 000	180	2,15311	60	4	1	1
Varmtvannsproduksjon	503 000	280	1,217921	10	4	1	1
Catelliskap 1	250 000	175	2,791069	20	4	1	1
Catelliskap 2	250 000	175	2,791069	20	4	1	1
Tørkeskap 1	277 000	150	3,588517	16	4	1	1
Tørkeskap 2	277 000	150	3,588517	16	4	1	1
Tørkeskap 3	277 000	150	3,588517	16	4	1	1
Meltørke	323 000	150	2,392344	30	4	1	1
Tørkeskap 5 i støperi 2	183 000	50	2,392344	70	4	1	1
Dynaflow 1	277 000	200	4,784689	30	8	2	2
Dynaflow 2	277 000	200	4,784689	30	8	2	2
Kappvannskrets sjokolade	438 000	100	2,392344	50	4	1	1

VA12	64 000	30	0,358852				
VA1	254 000	110	1,315789	130	6	1	2
VA2	163 000	100	1,196172	10	4	1	2
VA5	142 000	40	0,478469	40	2		1
VA 4	104 000	80	0,956938	12	4	1	2
VA6	37 000	40	0,478469	30	4	1	2
VA3	8 000	30	0,358852	32	4	1	2
Gulvvarme nøtter	70 000	100	2,392344	40	2		1

Tabell 4 Rørlengder og utstyr for kvart hovudrørstrekk

Antar 2 stengeventilar for kvar strekk	
Rørstrekknr /dimensjon	Rørlengde (m)
1	80
2	30
3	50
4	90
5	60
6	80
7	35
8	110

Tabell 5 Komponentar og rørlengder i varmesentral

Rørlengde	Pumper	Stengeventil	Strupeventil
40	4	20	4

Dimensjonering av rør og utstyr vart gjort under forussetning av maskimal trykkfall 100 Pa/m i rør. Dette resulterer i maskimal tilleten vannmengde for ein gitt rørdimensjon. Vidare er det nytta enhetsprisar på rør og utstyr som angitt i tabellen basert på historiske data motatt frå COWI A/S. Dimensjoneringstabell (to første kolonner), og enhetskostnader for rør og utstyr er gitt i Tabell XX. I rørkostnaden er også isolering og mantling inkludert.

Tabell 6 Dimensjoneringstabell og enhetskostnader for rør og utstyr

Rørdime nsjonar (DN)	Maks. vann- mengde (Basert på 100 Pa/m) l/s	Rør- kostnad	Stenge- ventil	Inn- regulerin gs-ventil	Reguler ings- ventil	Tilkobling til eks anlegg (antatt rund sum ")	Pump er
DN15	0,061	0	300	5000	1300	12000	10000
DN20	0,14	800	400	5000	1400	12000	10000
DN25	0,26	1000	500	5500	1450	12000	15000

DN32	0,54	1380	650	6000	2000	15000	18000
DN40	0,81	1500	1000	7000	3000	18000	20000
DN50	1,53	1320	1400	8000	4000	25000	24000
DN65	3,06	1440	2500	9000	7000	25000	30000
DN80	5	1600	3100	13000	11000	25000	37000
DN100	9,72	1850	3800	15000	15000	30000	45000
DN125	16,67	2300	5700	20000	19000	50000	60000
DN150	27,78	2600	6400			60000	70000
DN200	55,56	3350	10000				80000

Vedlegg 6

Amoniakk-varmepumpe

Termodynamisk modell

Føresetnader og likningar ikkje vist i rapport er opplista i Tabell 1 og Tabell 2.

Tabell 1 Føresetnader Berekning amoniakkvarmepumpekrets

Føresetnader	Symbol	Verdi	Eining	Kjelde
Trykkgasstemperatur kuldeanlegg	T_1	91	°C	Frå driftsdata
Gasstrykk frå kuldeanlegg	$P_1 = P_2 = P_4 = P_5 = P_6$	11,5	bar	Valgt vasert på driftsdata
Turtemperatur kompressorkjøling	T_{10}	75	°C	Kompressordata (Sabroe)
Returtemperatur kompressorkjøling.	T_{11}	90	°C	Kompressordata (Sabroe)
Minste temperaturredifferanse i kondensator		5	°C	Valgt
Varmetap i kompressor	ε	5	%	Kompressordata (Sabroe)
Trykktap i systemtemet er neglisjert				
Varmetap i systemet er neglisjert				

Tabell 2 Likningar berekning amoniakkvarmepumpekrets

Parameter	Ligning	Eining
Isentropisk kompressorarbeid	$w_{is} = h_{7s} - h_6$	kJ/kg
Reelt kompressorarbeid	$w = \frac{w_{is}}{\eta_{is}} = \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{is}}$	kJ/kg
Entalpi ved kompressorutløp	$h_3 = h_2 + w \left(1 - \frac{\varepsilon}{100}\right)$	kJ/kg
Massestram over varmepumpekrets	$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_k}{h_3 - h_4}$	kg/s
Massestram til/frå kuldeanlegg	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_k(h_2 - h_5)}{h_1 - h_6}$	kg/s

Total varmeavgivelse	$\dot{Q}_h = \dot{Q}_k + \Delta\dot{Q}_c$	<i>kW</i>
Kompressorkjøling	$\Delta\dot{Q}_c = \dot{W}_c \frac{\varepsilon}{100}$	<i>kW</i>
Effektfaktor varmepumpe COP	$COP_{vp} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_c}$	

Kompressordata

Kompressordata motatt av Fure (2018) er vist i Vedlegg 7.

Butanvarmepumpe

Termodynamisk modell

Kompletterende informasjon om føresetnader og likningssett er vist i Tabell 3 og Tabell 4.

Tabell 3 Føresetnader i berekning av butan-varmepumpe

Føresetnader	Symbol	Verdi	Eining	Kjelde
Trykkgasstemperatur kuldeanlegg	T_1	91	°C	Frå driftsdata
Gasstrykk frå kuldeanlegg	$P_1 = P_2 = P_3$	11,5	bar	Valgt basert på driftsdata
Isentropisk virkningsgrad	η_{is}	0,7		Valt konstant
Minste temperaturdifferanse i varmeveksling		5	°C	Valt
Varmetap i kompressor	ε	10	%	Valt
Trykktap i systemtemet er neglisjert				
Varmetap i systemet er neglisjert				

Tabell 4 Likningssett butanvarmepumpekrets

Parameter	Ligning	Eining
Isentropisk kompressorarbeid	$w_{is} = h_{6s} - h_5$	<i>kJ/kg</i>
Reelt kompressorarbeid	$w = \frac{w_{is}}{\eta_{is}} = \frac{h_{6s} - h_5}{\eta_{is}}$	<i>kJ/kg</i>
Entalpi ved kompressorutløp	$h_6 = h_5 + w \left(1 - \frac{\varepsilon}{100}\right)$	<i>kJ/kg</i>
Massestrøm varmepumpekrets	$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_k}{h_3 - h_4}$	<i>kg/s</i>
Massestrøm kuldeanlegg	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_k (h_4 - h_9)}{h_2 - 3}$	<i>kg/s</i>
Total varmeavgivelse	$\dot{Q}_h = \dot{Q}_k + \dot{Q}_{ohv}$	<i>kW</i>
Kompressorkjøling	$\Delta \dot{Q}_c = \dot{W}_c \frac{\varepsilon}{100}$	<i>kW</i>

Effektfaktor (varmepumpe)	$COP_{VP} = \frac{\dot{Q}_{ohv} + \dot{Q}_k}{\dot{W}_c}$	
Intern varmeveklser, Termisk virkningsgrad	$\eta_{t,ihx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_7}$	
Overhetingsveklser, termisk virkningsgrad	$\eta_{t,ohv} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{10}}$	

CO₂ tappevannsvarmepumpe

Termodynamisk modell

Føresetnader vedrørende design og driftsbetingelser er gitt i Tabell 5. Likningssett er gitt i Tabell 6.

Tabell 5 Forutsetninger for berekning av CO₂-krets

Parameter	Symbol	Verdi	Eining
Inngående Isvannstemperatur (2)	T_2	6	°C
Utgående Isvannstemperatur (1)	T_2	2	°C
Inngående tappevannstemperatur (10)	T_{10}	10	°C
Utgående tappevannstemperatur (11)	T_{11}	80	°C
Minste temperaturredifferanse i fordampner.		5	°C
Fordampningstemperatur (7,8)	T_7, T_8	-3	°C
Minste temperaturredifferanse i gasskjøler		5	°C
Varmetap i kompressor	ε	10	%
Minste temperaturredifferanse intern varmeveksler		5	°C

Tabell 6 Likningssett CO₂-krets

Parameter	Ligning	Eining
Fordamperytlese	$\dot{Q}_0 = \dot{m}_k (h_{10} - h_{11})$	kW
Isentropisk kompressorarbeid	$w_{is} = h_{4s} - h_3$	kJ/kg
Reelt kompressorarbeid	$w = \frac{w_{is}}{\eta_{is}}$	kJ/kg
Entalpi ved kompressorutløp	$h_4 = h_3 + w \left(1 - \frac{\varepsilon}{100}\right)$	kJ/kg
Massestrøm sirkulert CO₂	$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_k}{h_4 - h_5}$	kg/s
Trykkforhold	$\pi = P_k / P_0$	
Isentropisk virkningsgrad (frå Berntsen (2012))*	$\eta_{is} = -0,0095\pi^2 + 0,0584\pi + 0,5712$	
Kondensatorytelse		
Varmetap i kompressor	$\Delta\dot{Q}_c = \dot{W}_c \frac{\varepsilon}{100}$	kW
Total virkningsgrad, varme og kjøling COP	$COP_{tot} = \frac{\dot{Q}_0 + \dot{Q}_k}{\dot{W}_{c1}}$	

*Likninga gjeld for fullast. Det er føresett 5% reduksjon i isentropisk virkningsgrad ved turtallsregulering til 30Hz, noko som tilsvarer ca 60% gasskjøleytelse. (Berntsen,2012)

Økonomisk berekning

Medtatt utstyr, Dimensjonering og Investeringskostnad rørlegging

Anleggsdel	Rør	Effekt (kW)	dT (°C)	Vannmengde	Dimensjon	Enhetspris	Antal (meter/stk)	Kostnad
Påkobling isvannskrets	Rørføring	80	4	5,26	DN80	1300	35	45500
Påkobling isvannskrets	Stengeventilar	80	4	5,26	DN80	3100	4	12400
Påkobling isvannskrets	Pumpe	80	4	5,26	DN80	37000	1	37000
Tappevann	Rør	130	70	0,49	DN25	1180	12	14160
Tappevann	Stengeventilar	130	70	0,49	DN25	500	4	2000
Tappevann	Akkumulator				1000 l	50000	2	100000
Innkobling og omlegging eks rør	Innkapping og påkobling					3000	7	21000
Styring, regulering/automatikk								40000
Sum enhetskostnad								272060
Administrasjon, rigg/drift 20% av enhetskostnad								54412
Sum, rørlegging								326472

Kompressordata.

VEDLEGG 7



BY JOHNSON
CONTROLS

Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 27.00

File : Aarekol	Ref : TFU	Page : 1
Date : 2018/05/15	Time : 05.26.09	
User : JCI GLOBAL USER MSI INSTALL		
Prog : COMP1/209901	Print : MIE ver. 9.11.9600.18977	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	HPX 704	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	34.0 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	90.0 deg.C
drive shaft speed	1470.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	4	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	2.0 K
suction line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	2.0 K
discharge line loss	0.0 K		

total cooling capacity	220.1 kW	total shaft power req.	64.4 kW
		drive shaft torque	418. Nm
total heating capacity	281. kW	cooling cap./shaft power ratio	3.42

equipment for head cooling by WHC-system
equipment for oil cooling by WHC-system

oil separator: OHUR 2108

operating conditions:			
suction pressure	13.12 bar_a	discharge pressure	51.14 bar_a
suction temperature	34.00 deg.C	discharge temperature	154.88 deg.C
suction specific volume	0.0987 m3/kg	disch. temp. at min. load	171.70 deg.C
enthalpy difference (ref.)	852.99 kJ/kg	discharge specific volume	0.0350 m3/kg
suction side mass flow	0.2580 kg/s	condenser subcooled liquid density	487.6 kg/m3
swept volume	108.6 m3/h	evaporator saturated liquid density	589.0 kg/m3
		pressure ratio (p2/p1)	3.90

errors and warnings:

The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900.
Measurement tolerances according to EN13771.
Data subject to change without notice.



BY JOHNSON
CONTROLS

Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 27.00

File : Aarekol	Ref : TFU	Page : 1
Date : 2018/05/15	Time : 05.31.29	
User : JCI GLOBAL USER MSI INSTALL		
Prog : COMP1/209901	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	HPX 704	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	34.0 deg.C
compressor load	50.0 %	condensing temperature	90.0 deg.C
drive shaft speed	1470.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	3/2	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	2.0 K
suction line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	2.0 K
discharge line loss	0.0 K		

total cooling capacity	110.0 kW	total shaft power req.	35.6 kW
		drive shaft torque	231. Nm
total heating capacity	144. kW	cooling cap./shaft power ratio	3.09

equipment for head cooling by WHC-system
equipment for oil cooling by WHC-system

oil separator: OHUR 2108 (34)

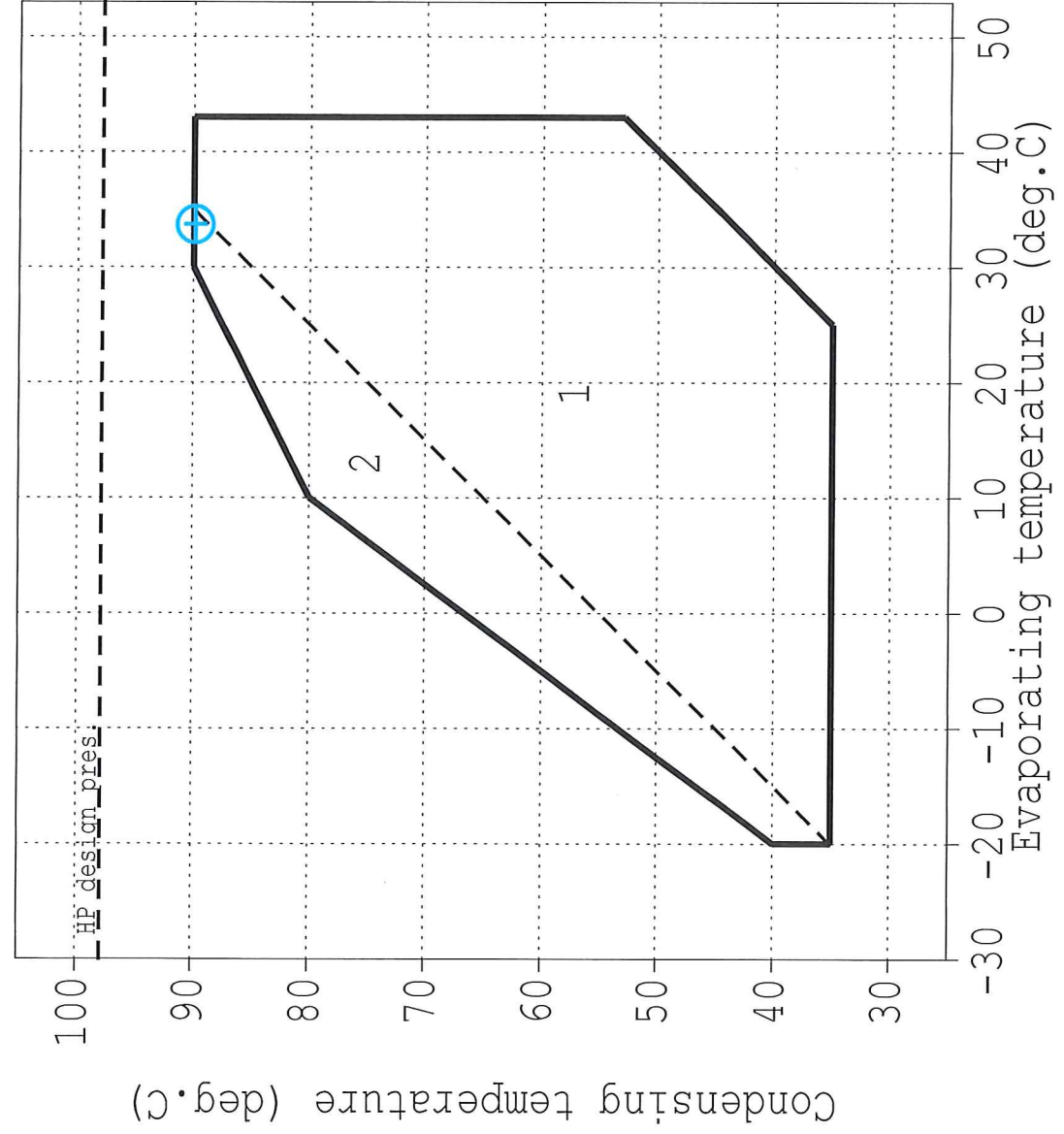
operating conditions:			
suction pressure	13.12 bar_a	discharge pressure	51.14 bar_a
suction temperature	34.00 deg.C	discharge temperature	162.08 deg.C
suction specific volume	0.0987 m3/kg	disch. temp. at min. load	171.70 deg.C
enthalpy difference (ref.)	852.99 kJ/kg	discharge specific volume	0.0350 m3/kg
suction side mass flow	0.1290 kg/s	condenser subcooled liquid density	487.6 kg/m3
swept volume	55.7 m3/h	evaporator saturated liquid density	589.0 kg/m3
		pressure ratio (p2/p1)	3.90

errors and warnings:
NB: no sound level computation - no computation for partload
NB: No weight found for compressor
NB: design limits violation - please run Design Limits Check !

The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900.
Measurement tolerances according to EN13771.
Data subject to change without notice.

COMP1-version:27.00
drawing: HPX700_R717_0

Operating range for compressor HPX 704 - R717 - High stage



operating area: 1
speed range: 1800. to 500. RPM
head cooling: by WHC-system
oil cooling: by WHC-system
max. discharge temp. 190. deg.C

operating area: 2
speed range: 1800. to 500. RPM
head cooling: by WHC-system
oil cooling: by WHC-system
max. discharge temp. 190. deg.C
Only VSD

oil separator: OHUR 3209



BY JOHNSON
CONTROLS

Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 27.00

File : Aarekol	Ref : TFU	Page : 1
Date : 2018/05/15	Time : 05.29.59	
User : JCI GLOBAL USER MSI INSTALL		
Prog : COMP1/209901	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	HPX 704	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	34.0 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	85.0 deg.C
drive shaft speed	1470.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	4	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	2.0 K
suction line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	2.0 K
discharge line loss	0.0 K		

total cooling capacity	232.1 kW	total shaft power req.	58.9 kW
		drive shaft torque	383. Nm
total heating capacity	289. kW	cooling cap./shaft power ratio	3.94

equipment for head cooling by WHC-system
equipment for oil cooling by WHC-system

oil separator: OHUR 2108 (74)

operating conditions:			
suction pressure	13.12 bar_a	discharge pressure	46.08 bar_a
suction temperature	34.00 deg.C	discharge temperature	144.36 deg.C
suction specific volume	0.0987 m3/kg	disch. temp. at min. load	160.56 deg.C
enthalpy difference (ref.)	881.53 kJ/kg	discharge specific volume	0.0379 m3/kg
suction side mass flow	0.2633 kg/s	condenser subcooled liquid density	499.0 kg/m3
swept volume	108.6 m3/h	evaporator saturated liquid density	589.0 kg/m3
		pressure ratio (p2/p1)	3.51

errors and warnings:
NB: sound level computation - no data available for this compressor
NB: No weight found for compressor
NB: design limits check OK

The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900.
Measurement tolerances according to EN13771.
Data subject to change without notice.



BY JOHNSON
CONTROLS

Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 27.00

File : Aarekol	Ref : TFU	Page : 1
Date : 2018/05/15	Time : 05.30.47	
User : JCI GLOBAL USER MSI INSTALL		
Prog : COMP1/209901	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	HPX 704	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	34.0 deg.C
compressor load	50.0 %	condensing temperature	85.0 deg.C
drive shaft speed	1470.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	3/2	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	2.0 K
suction line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	2.0 K
discharge line loss	0.0 K		

total cooling capacity	116.0 kW	total shaft power req.	32.7 kW
total heating capacity	147. kW	drive shaft torque	212. Nm
		cooling cap./shaft power ratio	3.55

equipment for head cooling by WHC-system
equipment for oil cooling by WHC-system

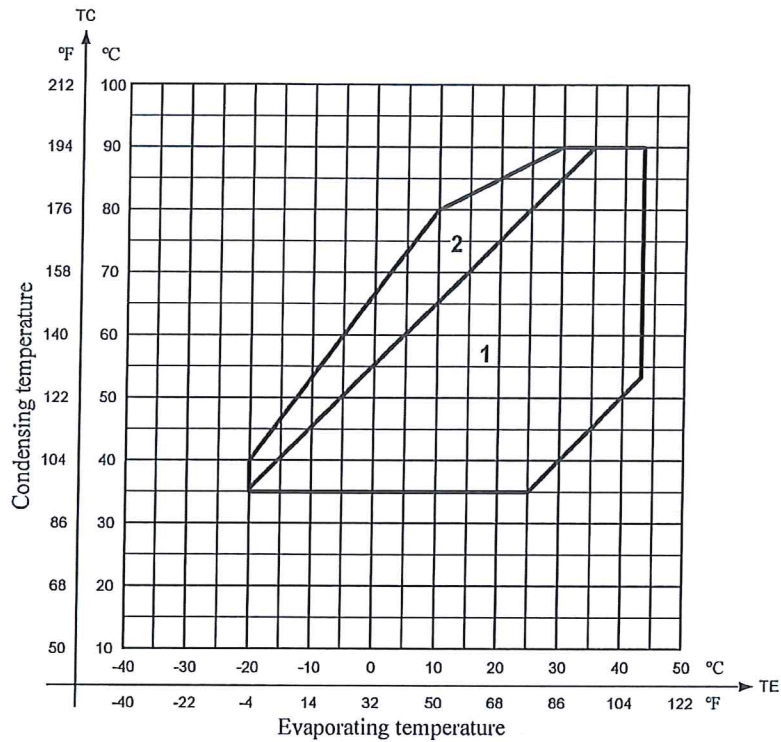
oil separator: OHUR 2108 (37)

operating conditions:			
suction pressure	13.12 bar_a	discharge pressure	46.08 bar_a
suction temperature	34.00 deg.C	discharge temperature	151.25 deg.C
suction specific volume	0.0987 m3/kg	disch. temp. at min. load	160.56 deg.C
enthalpy difference (ref.)	881.53 kJ/kg	discharge specific volume	0.0379 m3/kg
suction side mass flow	0.1316 kg/s	condenser subcooled liquid density	499.0 kg/m3
swept volume	55.8 m3/h	evaporator saturated liquid density	589.0 kg/m3
		pressure ratio (p2/p1)	3.51

errors and warnings:
NB: no sound level computation - no computation for partload
NB: No weight found for compressor
NB: design limits check OK

The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900.
Measurement tolerances according to EN13771.
Data subject to change without notice.

6.2.5 R717 Single-stage compressor HPX 700



TYPE	AREA	RPM		COOLING	NOTE
		MAX.	MIN.		
HPX 700	1	1800	500	Water	VSD only
	2				

Water-cooled:

Top and side covers are always cooled with the Sabroe WHC circulation system

Discharge temperature: Max. 190°C. Always check this.



If the discharge temperature exceeds 150°C, a stop valve is NOT delivered with the compressor.

6.1.1 Technical data for SMC, TSMC, HPC and HPX

Compressor type		Numbers of cylinders 1)	Bore mm	Stroke	Max./min. speed nominal rpm 2)	Swept volume at max. speed m ³ /h	Weight of compr. block	Weight of compr. block lb
Single stage	SMC 104 S	4	100	80	1800/500	271	580	1279
	SMC 106 S	6				407	675	1488
	SMC 108 S	8				542	740	1631
	SMC 112 S	12				815	1250	2756
	SMC 116 S	16				1086	1350	2976
	SMC 104 L	4				100	100	339
	SMC 106 L	6		509	675			1488
	SMC 108 L	8		679	740			1631
	SMC 112 L	12		1018	1250			2756
	SMC 116 L	16		1357	1350			2976
	SMC 104 E	4		120	120			339
	SMC 106 E	6				509	700	1543
	SMC 108 E	8				679	770	1698
	SMC 112 E	12				1018	1300	2866
SMC 116 E	16	1357	1400			3086		
Two stage	TSMC 108 S	6 LP + 2 HP	100			80	1500/500	339
	TSMC 116 S	12 LP + 4 HP		679	1400	3086		
	TSMC 108 L	6 LP + 2 HP		100	424	775		1709
	TSMC 116 L	12 LP + 4 HP		848	1400	3086		
	TSMC 108 E	6 LP + 2 HP		120	509	800		1764
	TSMC 116 E	12 LP + 4 HP		1018	1450	3197		
Single stage	HPC 104	4	100	80	1500/500	226	580	1279
	HPC 106	6				339	675	1488
	HPC 108	8				452	740	1631
	HPX 704	4				70	80	1800/500
	HPX 706	6	200	675	1488			
	HPX 708	8	266	740	1631			
	HPX 712	12	399	1250	2756			
	HPX 716	16	532	1350	2976			

Table 21

- 1) LP = Low pressure cylinder
HP = High pressure cylinder
- 2) Permitted max. speed depends on operating conditions and refrigerant.
See subsection 6.2.1. Operating limits diagrams.

NTNU	Risikovurdering	Utarbeidet av	Nummer	Dato	
		HMS-avd.	HMSRV2603	22.03.2011	
HMS		Godkjent av		Erstatter	
		Rektor		01.12.2006	

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Sannsynlighet vurderes etter følgende kriterier:

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

Konsekvens vurderes etter følgende kriterier:



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

Risikoverdi = Sannsynlighet x Konsekvens

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

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

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

NTNU	Risikomatrise	utarbeidet av	Nummer	Dato	
		HMS-avd.	HMSRV2604	08.03.2010	
HMS/KS		godkjent av		Erstatter	
		Rektor		09.02.2010	

MATRISE FOR RISIKOVURDERINGER ved NTNU

KONSEKVENSENS	Svært alvorlig	E1	E2	E3	E4	E5
	Alvorlig	D1	D2	D3	D4	D5
	Moderat	C1	C2	C3	C4	C5
	Liten	B1	B2	B3	B4	B5
	Svært liten	A1	A2	A3	A4	A5
		Svært liten	Liten	Middels	Stor	Svært stor
		SANNSYNLIGHET				

Prinsipp over akseptkriterium. Forklaring av fargene som er brukt i risikomatrisen.

Farge	Beskrivelse
Rød	Uakseptabel risiko. Tiltak skal gjennomføres for å redusere risikoen.
Gul	Vurderingsområde. Tiltak skal vurderes.
Grønn	Akseptabel risiko. Tiltak kan vurderes ut fra andre hensyn.

HIGH TEMPERATURE HEAT PUMP FOR REDUCED ENERGY CONSUMPTION IN A FACTORY FOR SWEETS: A CASE STUDY

Jakob Aarekol ^(a)

^(a) NTNU, Department of Energy and Process Engineering
Trondheim, 7491, Norway, aarekol@stud.ntnu.no

ABSTRACT

The thermal energy consumption in the Brynild factory has been analysed, with the goal of finding suitable areas for utilization of heat pumps. Heat is today produced and distributed through the factory as steam at 180°C. An assessment of the thermal energy consumption shows that most of the heating demand require far lower temperatures. 75% of the heat consumption has a process temperature of 90°C or lower. There are few large sources of waste heat in the factory. The most relevant when considering recovery is condenser heat from the central refrigeration system, estimated to 4,9 GWh/year.

Three different heat pump solutions for recovery of condenser heat from the central refrigeration system have been considered. A hydronic heating system is assumed for distribution to heat recipients. A high-pressure ammonia heat pump utilizing discharge gas from refrigeration compressor was found most efficient.

An assessment of process equipment appropriate for heat supply from a heat pump system has been conducted. Pay-back time was chosen as a single parameter for the assessment. Nine alternative groups of heat consuming equipment was found and considered. The total energy and power demand of the alternative groups varied. The corresponding appropriate size of a heat pump was between 210 and 410 kW delivered heat. In general, it is found that the pay-back time increases with the alternatives extent. The lowest payback time of four years was found for a solution where tap water demand and a jacket water circuit was supplied by an ammonia heat pump. This is least extensive alternative, with energy savings of 1,2 GWh/year. The most extensive alternative had an energy saving of 2,4 GWh/year, and a payback time of a little more than 5 years. All the alternative solutions offers quite good exploitation of the heat pump system, with operating hours corresponding to 7000-8000 hours/year of full load operation.

A transcritical CO₂ heat pump system supplying the tap water demand, and producing cooling to a cooling circuit was also considered. Energy saving was found to be 0,44 GWh/year, and the pay-back time 5,5 years.

Keywords: Energy Efficiency, Heat pump, production of sweets

INTRODUCTION

Today the industrial sector consumes a large amount of the global energy consumption. In Europe and Norway, the share is approximately 30%. (EUROSTAT, 2015),(SSB, 2017). In Norway, the food processing industry is not the largest, but still a significant consumer with 4,7 TWh primary energy yearly. A general characteristic of this sector is that most of the processing involves heating and cooling. According to (Helgerud, 2007), 57% of the energy consumption is used for process heat, and approximately 16% for cooling. It is suggested a potential of 40% reduction of energy consumption by utilization of waste heat. The heating processes are often at moderate temperature levels. This makes heat pump to recover waste heat a relevant solution.

The Brynild factory is a production facility for chocolate, sugar candy, and nuts located in Fredrikstad, Norway. The consumption of primary energy is approximately 13 GWh/year, of which 97% is electricity. The thermal energy supply consists of an electrical boiler delivering steam to the factory at condensing temperature 180°C. Refrigeration is provided by an ammonia system supplying a cooling loop of temperature 4/8°C. The heat is rejected to the environment through air cooled condensers.

This purpose of this study is to review the possibility of implementing heat pumps in the production facility to reduce energy consumption.

The term industrial heat pumps includes a range of technologies. These can be divided in three main categories; Mechanical driven, heat driven, and heat transformers (Bor and Ferreira, 2012). Heat driven heat pump systems are relevant in situations when a small amount of high temperature heat is available at moderate costs, and a small temperature lift is required for the waste heat. Of the mechanical driven, a popular concept is Mechanical Vapour Recompression (MVR), which is applicable when low temperature steam is the available heat source. For this study, the most relevant concepts are Closed Cycle Vapour Compression (CCVC) systems or compression/absorption systems.

Industrial CCVC systems are described thoroughly in literature. The technical and economical working domain of these was investigated by Ommen et al. (2015). For different temperature-lifts an glide on heat sink and heat source, the most economic working fluid was found. For low temperature glides, ammonia (R717) were found the most economical alternative for temperature up to 85°C outlet temperature, and temperature lifts up to 50°C. With higher outlet temperatures, iso-Butane is feasible. If the heat sink glide was larger, the ammonia feasibility area extended to 90°C outlet temperature. Pearson (2014) describes several projects with R717 as working fluid, where one was a scavenging heat pump where discharge gas from cooling compressors are used directly into high-pressure heat pump compressors. The system produced sanitary water, and the condensing temperature was 68°C. This type of system are closer described by Flynn et al. (2011). The system are technically limited to a delivered temperature of 90 °C.

For higher temperatures, Butane (R600) is considered a suitable working fluid, with working domain up to 120°C at normal pressures (Kleefkens and Spoelstra, 2014). The possibility of raising the temperature level of waste heat from 30 to 110-120°C using a cascade system with propane (R290) in the lower cycle and butane in the higher was examined by Bamigbetan et al. (2017). The same author also investigated a similar solution with R717 in the lower cycle. The first concept found efficiencies (COP) in the range of 1,9-2,1, while the study involving R717 in the lower cycle concluded with a possible COP 2,5. The latter concept proved best when the heat sink had two streams of different temperature-demand and -glide. An internal heat exchanger is necessary to avoid liquid state in the compression of R600.

If the heat source is of medium temperature and the temperature glides in sink and source are significant, a compression/absorption heat pump can be beneficial (Nordtvedt et al., 2011). The concept uses a mixture of working fluids, normally ammonia/water. This has the consequence of gliding temperatures in heat transfer. If the media receiving the heat has a similar glide, this will result in reduced thermodynamic losses in heat exchange, and better system efficiency (Jensen et al., 2015).

Transcritical CO₂ (R744) has the same benefit in heat rejection. The transcritical R744-cycle has proved efficient when high temperature lift and a large temperature glide in heat rejection is required (Minetto, 2011). Heat absorption takes place in subcritical area, evaporating the CO₂ at constant temperature. It is extensively used for tap water heating with air as heat source, but it can also provide useful cooling when needed.

METHODS

Review of thermal energy consumption

The basis of the study was a review of the thermal energy consumption in the factory, focusing on the central systems for heating and cooling. Several sources of information was used for this, mostly recorded data from the internal process monitoring system in the factory. This provided data from energy meters, temperature sensors etc. in the factory. In addition, some field measurements were conducted on waterborne circuits.

The heat consuming process equipment provided by the central heating systems was attempted determined individually, with respect to power and energy consumption. The central cooling system was only analysed on an overall basis.

Due to lack of data, some of the equipment were estimated by calculations based on technical data and information on operating mode provided by the staff. The level of detail in the available data made it necessary to do estimations and comparisons of different operating modes, in order to determine the energy and power consumption of the individual process equipment. Data from four different periods was used. One week with normal production in winter conditions, one with normal production and summer conditions, and one week with no production and closed factory (summer holiday). Different operating mode were compared to improve the estimations. In the end, datasets from a whole year was analysed. Figure 1 shows a plot of heat total heat demand for the period, and a roughly distribution among the most important processes consuming heat. The blue curve shows the corresponding process temperature.

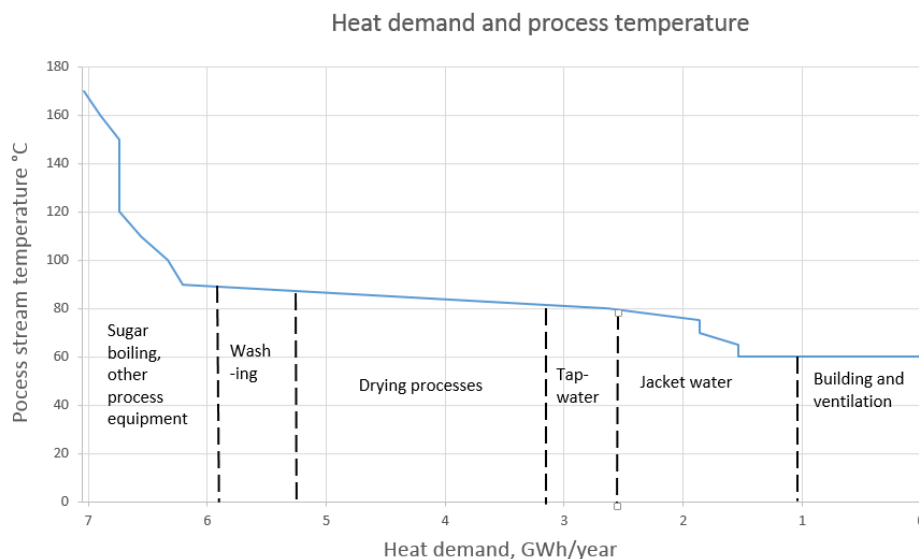


Figure 1 Temperature level of the heat consumption.

Heat recipients from heat pump system

The different heat consuming equipment in the factory were considered as possible recipients for a heat pump system. Only equipment with technical possibility of conversion from steam to water-borne heating was considered. Equipment with a temperature demand above 110°C were also excluded from the consideration. A total of 20 heat consumers were identified as possible recipients.

Out of these, 9 different alternative groups of recipients were made, of different extent. The criteria for choosing these were generally prioritizing the consumers with respect to the following:

- The power curve of the consumer, the more constant demand, the better.
- The total energy demand. It is assumed large consumers are better candidates.
- Distance from the heat source.

- The temperature-demand and –glide of the consumer.

The resulting power curves for the alternatives are found in Figure 2.

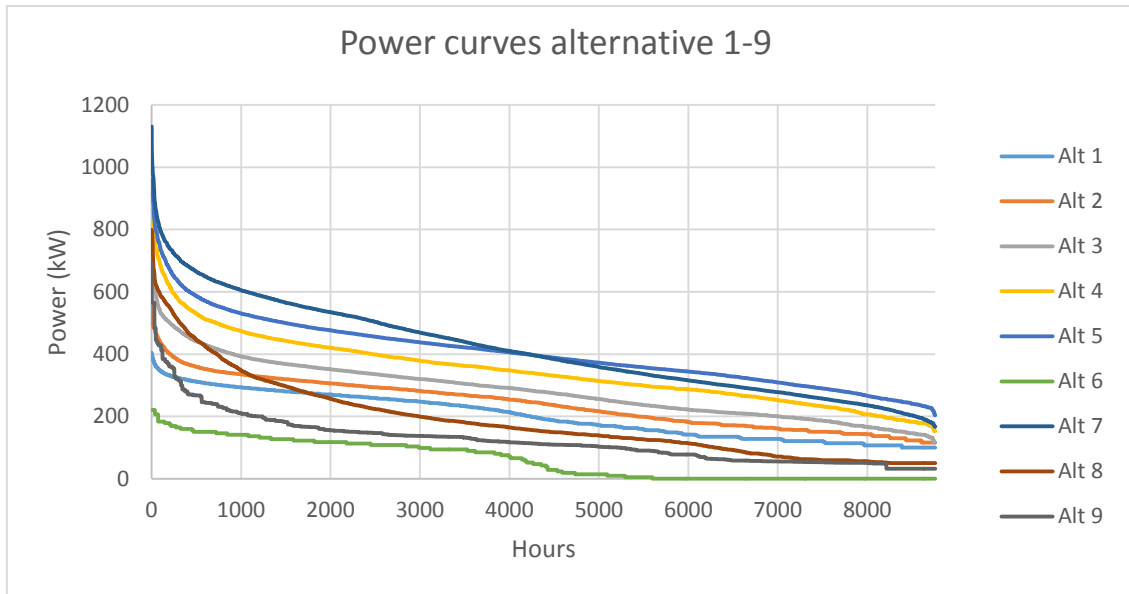


Figure 2 Power curves for the considered alternative groups.

To evaluate the alternatives, the Pay-Back Time (PB) was chosen as the criteria, as this takes into consideration all the four mentioned factors. PB is found by

$$PB = \frac{I}{B} \quad (1)$$

where I is the total investment cost of heat pump, distribution system, and connecting the consumers. Investment costs of the distribution system was determined by determining the need for pipe and equipment in each case, and using historical unit prices provided by a consulting company (Lund, 2018). Investment costs for the specific heat pump cost was derived by cost survey performed by NVE (2011), resulting in the following correlation:

$$I_{HP}(\dot{Q}_{HP}) = \dot{Q}_{HP}(5745 - 1,62\dot{Q}_{HP}) \quad (2)$$

The size of the heat pump was determined for each alternative by assuming that an appropriate size of the heat pump condenser is such that the heat pump delivers 85% of the energy demand through the year. This is found by investigating the power curves.

Heat pump technology

The considered alternatives of heat recipients demanded a supply temperature in the in the range of 85 to 90°C. The resulting return temperature was estimated to 60-65°C. The heat source temperature, i.e. the condensing temperature of ammonia in the refrigeration system, is dependent on the outdoor temperature, and varies from 20 to 30°C through the year.

For this working domain, three possible heat pump systems were chosen and compared. Only natural working fluids were considered. These were a High-Pressure Ammonia scavenging heat pump, a cascade Butane heat pump, and a "Hybrid" absorption/compression heat pump. The system solutions are shown in Figure 3.

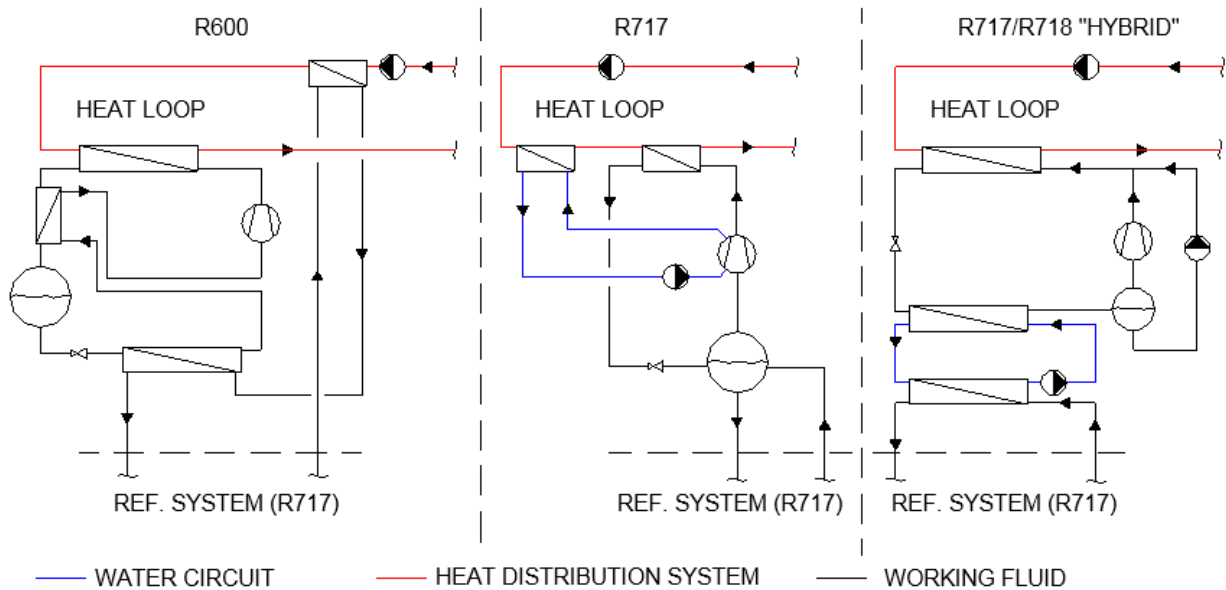


Figure 3 System solutions for heat pump systems.

Alternative 6 of the heat recipients includes only tap water heating. For this case a CO₂- heat pump producing tap water at 80°C by extracting heat directly from the return pipe in the cooling water loop. The system solution is shown in Figure 4.

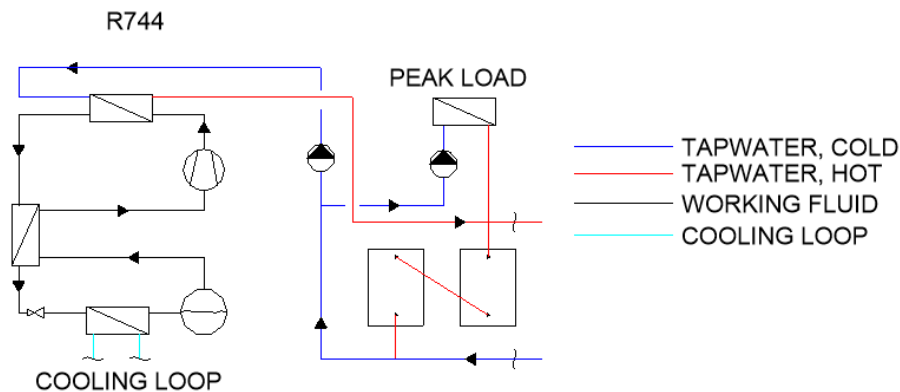


Figure 4 System solution CO₂ tapwater heat pump

The solutions were compared by calculating efficiency in the three different heat loop supply and return temperatures, except for the Hybrid solution where efficiency data from a manufacturer was used directly. Compressor data and efficiency was provided from manufacturers for R744 (Berntsen, 2012) and R717(Fure, 2018) for full and part load conditions. For R600 it was decided from test data in a laboratory test rig, which did show quite constant efficiency of 0,7. Heat exchange was assumed to be perfect with minimum 5K temperature difference throughout exchangers.

For the three solutions supplying the heat loop (Figure 4) the Coefficient of Performance (COP) was calculated as a function of condensing temperature and part load factor. The part load factor f was defined with respect to condenser power demand,

$$f = \frac{\dot{Q}_{C,demand}}{\dot{Q}_{C,design}} \quad (3)$$

where $\dot{Q}_{C,design}$ is the design power demand corresponding to 85% energy coverage for each alternative of heat recipients. The COP was then integrated over the different power curves. The SCOP for the whole system was calculated by the total delivered energy from the system divided by the energy input:

$$SCOP = \sum_{\tau=0}^{8760} \frac{\dot{Q}_{demand} * \tau}{(\dot{W}_{HP} + \frac{\dot{Q}_{peak\ load}}{\eta_{EB}} + \dot{W}_P) * \tau} \quad (4)$$

where \dot{Q}_{demand} is momentary power need, \dot{W}_{HP} , is the compressor work, $\frac{\dot{Q}_{peak\ load}}{\eta_{EB}}$ is the energy consumption for peak load delivered by an electric boiler, and \dot{W}_P is pump work in the heating loop. τ is the time step, in this case one hour. Energy savings were calculated with respect to a system where all the heat is delivered by an electric boiler as show in equation 5:

$$E_{saving} = \frac{Q_{demand}}{\eta_{EB}} - \frac{Q_{demand}}{SCOP_{system}} \quad (5)$$

For the R744 tapwater heat pump, the calculation of the SCOP and the energy savings also included reduced work in the refrigeration system, due to the system extracting heat from the cooling loop.

RESULTS AND DISCUSSION

Ammonia (R717), Butane (R600) and Hybrid (R717/718)

The efficiency (COP) for the three solutions are shown in Table 1 for two relevant working conditions. The ammonia heat pump is clearly favourable with respect to efficiency. The working conditions, with a condensing media as a heat source implies a small temperature glide. The glide of the heat sink is limited as well. This favours solutions with low/corresponding temperature glides. This limits the

Table 1 COP of the different solutions under two relevant conditions

Supply/return temperature heating system	R717	R600	R717/R718
85/55 °C	4,65	3,45	4,1
90/65 °C	4,26	3,16	3,75

advantages of Hybrid solution, with gliding temperatures. Butane is not very efficient compared to ammonia under these conditions.

The ammonia heat pump cycle is at the limit of what the compressor can handle, with a temperature lift from 30 to 90°C. Some features of heat pump cycle are given in Table 2, for different working conditions. The suction pressure is 11,5 bar. The pressure ratio is moderate while the pressure lift is significant. The option of two stage compression should be considered. The share of heat delivered by the compressor cooling exchanger is small, and it should be considered whether it is reasonable. The compressor discharge temperature is high, ranging from 147 to 159°C at full load. It is within the compressors limits. Condensing temperatures below heat loop supply temperature is achieved due to a high share of superheat.

Table 2 Ammonia heat pump cycle results

Condensing temperature	83°C	85°C	87°C	88°C
Supply/return temp. heating loop (°C)	85/55	-	90/60	90/65
Condensing pressure P_c (bar)	44,2	46,1	48,1	49,1
Pressure ratio (P_c/P_h)	3,84	4,01	4,18	4,27
Compressor discharge temperature (°C)	147	152	157	159
Compressor cooling, share of total heat rejection	1,06 %	1,11 %	1,16 %	1,18 %

The Butane circuit experiences an even higher temperature lift, due to extra temperature difference in the cascade exchanger. The condensing temperatures are also higher due to less superheat. The condensing pressures are moderate and requires only standard pressure equipment. The pressure ratio

Table 3 Results Butane heat pump cycle

Condensing temperature	85 °C	89 °C	90 °C
Supply/return temp. heating loop (°C)	85/55	90/60	90/65
Condensing pressure P_c (bar)	15,1	16,1	16,4
COP	3,45	3,24	3,16
Pressure ratio (P_k/P_0)	4,26	4,55	4,64
Compressor discharge temperature (°C)	110	115	116
Desuperheaters share of heat rejection (Q_{sup}/Q_H)	3,8 %	3,2 %	2,6 %

is such that one should consider a two stage compression, to improve efficiency. The share of heat delivered from the desuperheater of ammonia discharge gas from the refrigeration compressor is in the range of 3-4%.

The energy savings when utilized together with the alternative groups of heat recipients are shown in Figure 5. The savings are 1,1 GWh/year for the least comprehensive alternative (Alt 1), which includes only tap water heating and one jacket water circuit. This is also the most profitable solution. Alternatives 2-5 and 7 adds additional heat recipients 7 being the most comprehensive. Alternative 5 and 7 gives the somewhat the same savings, 2,4 GWh/year, although Alt 7 is more comprehensive, its less advantageous power curve results in relatively lower savings. The payback time for the alternatives combined with the ammonia heat pump is shown in Figure 5. It ranges from 4 to 5,5 years. All the alternatives provides long working hours for a heat pump at the given design assumptions, with 7-8000 full load hours/year.

For all of the alternatives, the coincidence of waste heat from refrigeration condenser and the demand for the heat pump system was examined. For the most comprehensive alternative the lack of waste heat is equivalent to 1,1% of the total seasonal heat demand, meaning this effect is negligible.

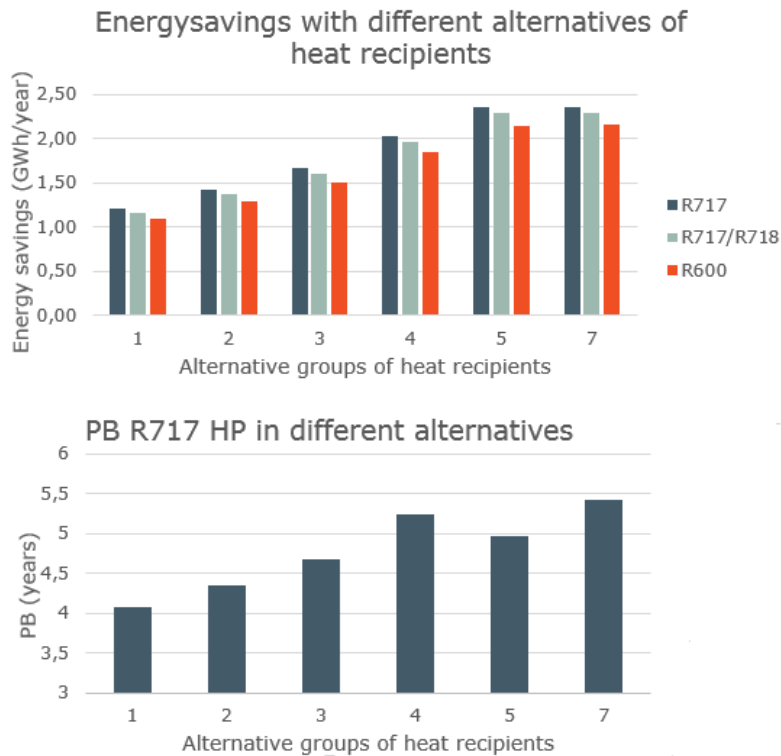


Figure 5 Energy savings for different combined solutions, and PayBack time for R717 solution

CO₂-tapwater heat pump system

Simultaneous production of heating and cooling results in high overall efficiency. In full load operation, total COP is found to be 6. The energy savings and payback-time for different gas cooler design power are shown in Figure 6. The optimal gas cooler design power is between 120 and 130 kW. This gives energy savings of approximately 0,44 GWh/year. The pay-back time for this alternative is found to be 5,5 years, somewhat higher than for the system solutions involving several recipients and an expensive heating system. The reason for this is probably the relatively poor exploitation of the heat pump. The number of full-load hours for the system was found to be 3900 h/year, while the solutions discussed above had corresponding numbers from 7000-8100 h/year.

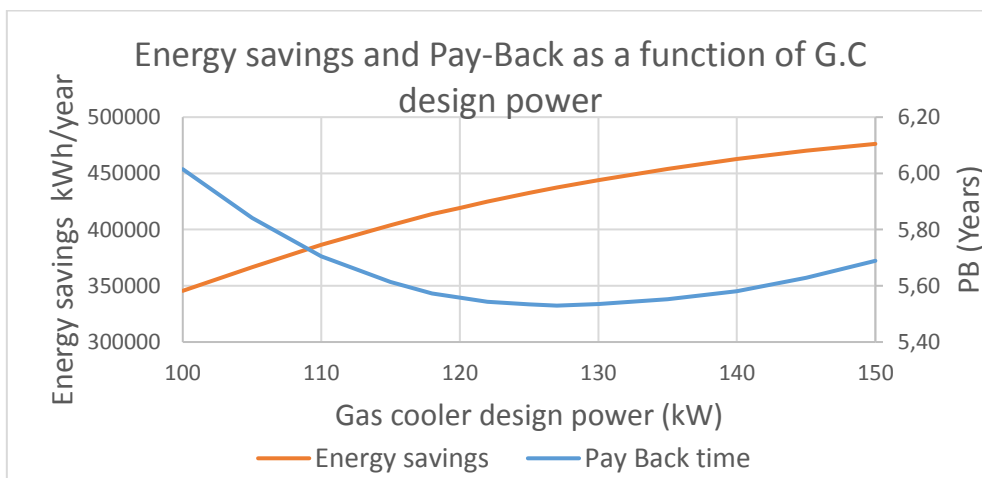


Figure 6 Payback and energy savings for CO₂-system at variable heat pump size

NOMENCLATURE

Letters

I	Investment cost	(NOK)
B	Savings	(NOK year ⁻¹)
\dot{Q}	Heat flow per time	(kW)
Q	Heat energy	(kWh)
η	Efficiency	(-)
\dot{W}	Power	(kW)
τ	Time step	(h)
P	Pressure	(bar)
E	Energy	(kWh)
PB	Pay-Back Time	(years)

Subscripts

HP	Heat pump
C	Condenser
H	Heat rejection
EB	Electric boiler
P	Pump
h	High pressure

Abbreviations

CCVC	Closed cycle vapour compression
COP	Coefficient of performance
R290	Propane
R717	Ammonia
R718	Water
R600	Butane
R744	Carbon dioxide
SCOP	Seasonal coefficient of performance
G.C	Gas cooler

REFERENCES

- BAMIGBETAN, O., EIKEVIK, T., NEKSÅ, P., BANTLE, M. & BANASIAK, K. Extending Hydrocarbon Heat Pump to Higher Temperatures: Predictions from Simulations 30th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, 2017 San Diego.
- BERNTSEN, M. R. 2012. *Optimalisering av CO₂-varmepumpe for kjøling av isvann / oppvarming av tappevann til 85°C*. Master, NTNU.
- BOR, D. M. V. D. & FERREIRA, I. 2012. Quick selection of industrial heat pump types including the impact of thermodynamic losses. *Elsevier Energy*.
- FLYNN, J., GLADIS, S. & BUYNACEK, B. 2011. Industrial Heat Pumps (White Paper) http://www.emersonclimate.com/en-us/Products/Compressors/Industrial_Compressors/Industrial_Heat_Pumps/Pages/Heat_Pump_Articles.aspx; Emerson Climate
- FURE, T. 15.05.2018 2018. *RE: Kompressordata HPX*. Type to AAREKOL, J.
- JENSEN, J., OMMEN, T., MARKUSSEN, W. B., REINHOLDT, L. & ELMGAARD, B. 2015. Technical and economic working domains of industrial heat pump: Part 2 - Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps. *Science Direct*.
- KLEEFKENS, O. & SPOELSTRA, S. R&D On Industrial Heat Pumps. 11th IEA Heat Pump Conference 2014, 2014 Montreal, Canada IEA
- LUND, T. 2018. *RE: Enhetspriser rør og utstyr*. Type to AAREKOL, J.
- MINETTO, S. 2011. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *IJR*.
- NORDTVEDT, S. H., BJARNE, EIKEFJORD, J. & JOHANSEN, J. 2011. Hybrid Heat Pump For Waste Heat Recovery In Norwegian Food Industry. IEA Heat Pump Centre
- NVE 2011. Kostnader ved produksjon av kraft og varme *In: HOFSTAD, K. (ed.). NVE*.
- OMMEN, T., JENSEN, J. K., MARKUSSEN, W. B., REINHOLDT, L. & EKMEGAARD, B. 2015. Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1- Singel stage vapour compression heat pumps. *Science Direct*.
- PEARSON, A. Industrial Heat pumps: Case Studies And Lessons Learned. 11th IEA Heat Pump Conference, 2014 Montreal, Canada IEA Heat Pump Centre.