NTNU
Det skapende universitet

Optimal drift av energisystem i et supermarked

Arne Hogstad Johnsen

Master i energi og miljø
Innlevert: juni 2013
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

NTNU
Norwegian University
of Science and Technology

Department of Energy
and Process Engineering

EPT-M-2013-53

MASTER THESIS

for

stud.techn. Arne Hogstad Johnsen

Spring 2013

Optimal operation of energy system in a supermarket

Optimal drift av energisystem i et supermarked

Background and objective

Supermarkets are commercial buildings with major energy consumption and contribute also to relatively large direct emissions of greenhouse (GHG) through emissions of refrigerants from the refrigeration plants and the air conditioning system installed.

The huge majority of these systems, which are installed in European supermarkets, are applying HFC-404A as working fluid. Average annual leakage rates in Europe are in the range of 15-20 % of the total charge. Worldwide the figure is about 30 % and HCFC-22 being the main refrigerant in use. Restrictions on the use of synthetic refrigerants are coming into force in several countries. There is a need for a natural refrigerant which allows for a safe investment in efficient refrigeration systems which will not be forced to be retrofitted by legislation in the future. Systems applying R744 as the only refrigerant have been developed and more than 2000 supermarkets exist in Europe, mainly in northern and mid-European countries. A supermarket at Dragvoll is a case supermarket for the CREATIV program.

The objective of this work will be to investigate the energy consumption difference after the rebuilding, compared with data obtained previously. In addition further improvement possibilities should be evaluated to reduce the total energy consumption of the entire building.

The following tasks are to be considered:

1. Literature study of the topic in the scope of work
2. Describe the existing refrigeration, heating and ventilation system in the supermarket
3. Measure the energy consumption and quantify potential for energy recovery over the year
4. Developing a modell for calculation of energybalances and potential heat recovery
5. Discussion of measurements versus calculations of energy consumptions
6. Make an application for suport of energy efficient infrastructure - ENOVA
7. Write a scientific paper with the main results from the thesis
8. Make proposal for future task not solved in this thesis

-- " --

Within 14 days of receiving the written text on the master thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and that they are presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.

The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.

Risk assessment of the candidate's work shall be carried out according to the department's procedures. The risk assessment must be documented and included as part of the final report. Events related to the candidate's work adversely affecting the health, safety or security, must be documented and included as part of the final report. If the documentation on risk assessment represents a large number of pages, the full version is to be submitted electronically to the supervisor and an excerpt is included in the report.

Pursuant to "Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science" at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.

The final report is to be submitted digitally in DAIM. An executive summary of the thesis including title, student's name, supervisor's name, year, department name, and NTNU's logo and name, shall be submitted to the department as a separate PDF-file. The final report in Word and PDF format, sientific paper and all other material and documents should be given to the academic supervisor in digital format on a DVD/CD-rom at the time of submission in DAIM.

☐ Work to be done in lab (Water power lab, Fluids engineering lab, Thermal engineering lab)
☐ Field work

Department of Energy and Process Engineering, January 16th 2013

Prof. Olav Bolland
Department Head

Prof. Trygve M. Eikevik
Academic Supervisor

Co-advisor: Armin Hafner, SINTEF Energi AS, armin.hafner@sintef.no

Avgrensning av oppgaven

Punkt 4 i oppgaven er å utvikle en modell for kalkulering av energibalanser og potensiell varmegjenvinning. Ettersom det allerede eksisterte en energimodell for REMA 1000 Dragvoll ble det i stedet utviklet en modell for potensiell energiinnsparing med et alternativ system.

Punk 5 i oppgaven er sammenligning av målte og beregnede verdier. Den utviklede modellen beregner energibruk for et system som ikke eksisterer, og dermed er det ingen målinger som kan sammenlignes direkte mot denne modellen. De målte verdiene ble derfor sammenlignet med de beregnede verdiene fra den eksisterende energimodellen. For å estimere potensiell energiinnsparing for det alternative systemet ble de målte verdiene sammenlignet med beregningene fra den utviklede modellen.

Punkt 7 i oppgaven er å skrive en vitenskapelig artikkel med hovedresultatene fra oppgaven. Denne artikkelen er plassert i vedlegg H.

Forord

Denne masteroppgaven presenterer mine resultater fra vårsemesteret 2013 ved Norges Teknisk – Naturvitenskapelige Universitet i Trondheim. Oppgaven er gitt av institutt for energi- og prosessteknikk i samarbeid med SINTEF og utgjør en del av CREATIV prosjektet.

Jeg ønsker å takke min hovedveileder Trygve Magne Eikevik ved NTNU og min medveileder Armin Hafner ved SINTEF Energi for å ha vært tilgjengelige og hjelpsomme gjennom arbeidet.

Trondheim, 01.06.2013

Arne Hogstad Johnsen

Sammendrag

Dagligvarebutikker er store forbrukere av energi. NTNU, SINTEF Energi og Rema 1000 er tre av mange industrideltagere i CREATIV prosjektet, et prosjekt for å energieffektivisere og redusere klimagassutslipp fra industri. REMA 1000 Dragvoll er en av butikkene hvor energibruken undersøkes som en del av dette prosjektet. Tidligere masteroppgaver har analysert butikken og kommet frem til et estimat for potensiell energireduksjon ved korrekt styring av varmegjenvinningskretsen. Målet med denne oppgaven var å utføre målinger for å kvantifisere potensiell energireduksjon ved utbedring av styringen i varmegjenvinningskretsen samt vurdere andre energireduserende tiltak og deres potensial. Det skulle også forberedes en søknad om støtte for energireduserende tiltak i eksisterende bygg fra Enova.

Først ble det gjennomført en litteraturstudie av forskjellige energisystemer i dagligvarebutikker. Videre ble energisystemene i REMA 1000 Dragvoll beskrevet.

Energimålinger ble gjennomført av to systemer og resultatene ble analysert og sammenlignet med en tidligere utviklet energimodell. For å analysere potensiell innsparing ved korrekt styring ble det gjennomført målinger i ventilasjonsanlegget og varmegjenvinningskretsen. Et system koblet til sentral driftskontroll målte total energibruk i ventilasjonssystemet, belysning og totalt i butikken. Basert på disse målingene og sammenligninger med tidligere resultater ble det estimert en potensiell årlig energireduksjon på 4.9 % av byggets totale energibruk, 25 479 kWh/år.

Det ble utviklet et alternativt system med LED belysning, VAV ventilasjon og ny varmegjenvinningskrets. En modell ble utviklet for å beregne energibruk med det nye systemet. Beregningsresultatene viste en potensiell energireduksjon på ca. 110 000 kWh/år om alle forslagene gjennomføres. Dette tilsvarer en reduksjon på 20.98 % av byggets totale energibruk.

Grunnlaget for en søknad til ENOVA ble gjennomført, med kostnadsestimat og potensiell innsparing for de foreslåtte forandringene. Kostnaden ble estimert ved hjelp av budsjettpriser fra leverandører hvor dette var mulig og gjennomsnittlig listepris for andre komponenter. Årlig innsparing ble beregnet med gjennomsnittlig kostnad per kWh de siste 5 årene. Kostnaden for å gjennomføre forandringene ble estimert til 217 250 NOK og gir en innsparing på 50 204 NOK/år.

Det anbefales å gjennomføre de foreslåtte forandringene i butikken for å senke energibehovet betraktelig. I tillegg bør det installeres dører og luker på det frittstående utstyret. Etter at forandringene er gjennomført bør det gjennomføres nye målinger for å undersøke faktisk reduksjon. Målingene vil kunne avsløre andre ineffektiviteter og energireduserende tiltak.

Summary

Supermarkets are major consumers of energy. NTNU, SINTEF Energy and REMA 100 are three of many industry participants of the CREATIV project, a project for energy efficiency and greenhouse gas emission reduction in industry. REMA 1000 Dragvoll is one of the supermarkets where the energy consumption is being investigated as a part of this project. Previous works have analyzed the supermarket and developed an estimate for potential energy reduction by correct operation of the heat recovery circuit. The goal of this work was to carry out measurements to quantify potential energy reduction by correct operation of the heat recovery circuit as well as consider other measures and their potential energy reduction. Preparations for an application for financial support from ENOVA were to be carried out.

First a literature study of different energy systems in supermarkets was carried out. The energy systems in REMA 1000 were then described.

Measurements were carried out with two systems and the results were analyzed and compared with a previously developed model. Measurements were carried out in the ventilation system and heat recovery circuit to analyze potential energy reduction by correct operation. A system connected to central operational control measured total energy consumption in the ventilation system, by lighting and total use in the supermarket. A potential energy reduction of 4.9 %, 25 479 kWh/year, was estimated based on the measurements and comparisons.

An alternative system with LED lighting, VAV ventilation and a new heat recovery circuit was proposed. A model was developed to estimate energy consumption by the proposed system. A reduction of 110 000 kWh/year was estimated for the alternative system. This is a reduction of 20.98 % of the total energy consumption of the supermarket.

Preparations for an application to ENOVA were carried out, estimating the cost and potential savings for the different measures. The cost was estimated by budget forecasts from suppliers where possible and by

average list price for other components. Annual savings was based on energy reduction and average cost per kWh the last 5 years. The cost of the alternative system was estimated to 217 250 NOK and gives savings of 50 204 NOK/year.

It is recommended that the proposed changes are carried out for major energy reduction. In addition to this doors and covers should be installed on the display cases. Further measurements should be carried out after the changes have been made to quantify actual reduction. The measurements can reveal other inefficiencies and energy reducing measures.

Innholdsfortegnelse

Avgrensning av oppgaven

Forord

Sammendrag ..... **I**

Summary ..... **III**

Innholdsfortegnelse ..... **V**

Figurliste ..... **IX**

Tabelliste ..... **XI**

Symbolliste ..... **XII**

1 Innledning **1**

2 Varmevekslere **3**

2.1 Skall og rør (Shell and tube) 3

2.2 Plate og ramme (Plate and frame) 4

2.3 Slagloddet varmeveksler(Brazed plate heat exchanger) 5

3 Energisystemer i dagligvarebutikker **7**

3.1 Kjølesystemer 7

3.1.1 Direkte system 7

3.1.2 Indirekte system 8

3.1.3 Delvis indirekte system 9

3.1.4 Kaskadesystem 10

3.1.5 CO2 booster system 11

3.1.6 CO2 som eneste kuldemedium 12

3.1.7 Desentralisert system 13

3.2 Varmegjenvinning 13

3.2.1 Fast innløpstrykk (Fixed Head Pressure) 14

3.2.2 Overhetningsvarmeveksler 15

3.2.3 Roterende varmegjenvinner 15
3.3 Belysning..... 16
3.4 Ventilasjonssystemer 18
3.4.1 Konstant luftvolum (CAV-Constant Air Volume)..... 19
3.4.2 Variabelt luftvolum (VAV-Vairable Air Volume) 19
3.4.3 Behovskontrollert ventilasjon (DVC-Demand Controlled Ventilation) 19
4 REMA 1000 Dragvoll systembeskrivelser 20
4.1 Kjølesystem..... 20
4.1.1 Sentralisert system 20
4.1.2 Desentralisert system 24
4.2 Oppvarmingssystem 25
4.3 Ventilasjonssystem 28
4.4 Belysningsanlegg..... 28
5 Energimålinger 31
5.1 Målesystem 31
5.2 Modifikasjoner på målesystem 33
5.3 Måleresultater 36
5.3.1 Energibruk i ventilasjonssystemet..... 36
5.3.2 Energibruk belysning..... 38
5.3.3 Total energibruk 38
5.3.4 Potensiell innsparing korrekt regulering av shuntventil 40
5.3.5 Potensiell innsparing korrekt operasjon varmegjenvinningskrets 41
5.3.6 Målinger av varmegjenvinningskretsen 42
5.3.7 Nødvendige forandringer for korrekt operasjon 45
6 Modell for energikalkulering og varmegjenvinning.....47

6.1 Eksisterende energimodell 47
6.2 Bakgrunn for ny varmegjenvinningskrets 49
6.3 Ny varmegjenvinningskrets 51
6.3.1 Ny varmeveksler 52
6.3.2 Akkumuleringstanker 52
6.3.3 Ny rørkobling 52
6.3.4 Ny styring av ventilasjonssystemet 53
6.3.5 Ny belysning 53
6.4 Energimodell 53
6.4.1 Metode for ventilasjonsanlegg 53
6.4.2 Metode for belysning 57
6.4.3 Metode for elektrisk forbruk av vifter 58
7 Beregningsresultater 60
7.1 Bygningens varme- og kjølebehov 60
7.2 Vifteforbruk 61
7.3 Belysning 62
7.4 Total energibruk 63
7.4.1 Oppsummering 63
7.4.2 Diskusjon 64
8 Søknad til ENOVA 67
8.1 Kostnad belysning 67
8.2 Kostnad ombygging ventilasjonsanlegg 67
8.3 Kostnad varmegjenvinningskrets 68
8.4 Total kostnad 68
8.5 Innsparing 68
8.6 Andre energireduserende tiltak 70
9 Konklusjon 71

10 Forslag til videre arbeid 72

11 Siterte verk 73

12 Vedlegg 75

Figurliste

Figur 2-1 - Prinsippskisse av skall og rør varmeveksler H. Padleckas..... 4
Figur 2-2 – Strømning i plate og ramme varmeveksler (Malyszkz)..... 4
Figur 2-3 - Bilde av en plate og ramme varmeveksler (Francesco Brocchi) . 5
Figur 3-1 - Prinsippskisse direkte system 8
Figur 3-2 - Prinsippskisse indirekte system 9
Figur 3-3 - Prinsippskisse delvis indirekte system 10
Figur 3-4 - Prinsippskisse kaskadesystem 11
Figur 3-5 - Prinsippskisse CO2 boostersystem med luftkjølt kondensator 12
Figur 3-6 - Prinsippskisse fast innløpstrykk 15
Figur 3-7- Prinsippskisse overhetningsvarmeveksler 15
Figur 3-8- Prinsippskisse av roterende varmegjenvinner (Tomia) 16
Figur 3-9 – Eksempler på emisjonsspektrum og effekt på dagligvarer 17
Figur 4-1 – Prinsippskisse av det sentraliserte systemet (Nerum 2012).... 22
Figur 4-2- Kondensatoren på taket i REMA 1000 Dragvoll 23
Figur 4-3 - Log p-h diagram for kjølesystemet (Carrier 2011) 24
Figur 4-4- Oversikt over forbruk ved forskjellige volumstrømmer 26
Figur 4-5 - Shuntventilen i kretsen 27
Figur 4-6 - Prinsippskisse av varmegjenvinningskretsen 27
Figur 4-7 – Ventilasjonsanlegget i REMA 1000 Dragvoll (Systemair)..... 28
Figur 5-1 - Varmegjenvinningskrets med målepunkter 32
Figur 5-2 - Fra venstre: Fluke hydralogger, trykkcelle og ventil (Nerum) .. 33
Figur 5-3 - Varmegjenvinningskrets med nytt målepunkt og trykkcelle 33
Figur 5-4- Fluke 51 II digitalt termometer..... 35
Figur 5-5 - Feilkobling av termoelement..... 35
Figur 5-6 - Ny kobling termoelement..... 36
Figur 5-7- Oversikt elektrisk forbruk REMA 1000 Dragvoll i løpet av året . 40
Figur 5-8 - Shuntventilkobling REMA 1000 Dragvoll 41
Figur 5-9 - Varmtvannsbatteri ΔT og massestrøm 13.mars-11.april 2013 . 43
Figur 5-10 - CO2 temperatur, lufttemperatur, trykk CO2 07:58 – 08:58 14.mars 43
Figur 5-11 - CO2 temperatur, lufttemperatur, elektrisk effekt 07:58 – 08:58 14.mars 44

Figur 5-12 - Varmtvannsbatteri temperaturer 13.mars-11.april 2013 44
Figur 5-13 - Temperaturer glykol i varmtvannsbatteriet 14.mars 2013 45
Figur 5-14 - Glykol nødvendig turtemperaturøkning 14.mars 2013 45
Figur 6-1- Temperaturforløp CO2 10.mai 2013..... 50
Figur 6-2 - Sammenheng figur 1 og bruk av elektrisk varmebatteri 10. mai 2013 50
Figur 6-3 - Prinsippskisse av den foreslåtte varmegjenvinningskretsen 51
Figur 6-4 - Flytskjema for den iterative luftberegningsprosessen 55
Figur 7-1 – Oversikt over varmebehov og kjølebehov gjennom året 60
Figur 7-2 - Dagsgjennomsnitt vifteforbruk gjennom året 62
Figur 7-3 - Oversikt energibruk før og etter tiltak 63
Figur 7-4 - Gjennomsnittlig forbruk elektrisk varmebatteri uteluft over 6 ˚C 65

Tabelliste

Tabell 4-1- Oversikt over kuldebehov (Nerum 2012) 20
Tabell 4-2- Oversikt desentralisert system REMA 1000 Dragvoll (Nerum) 25
Tabell 4-3 – Belysning REMA 1000 Dragvoll 30
Tabell 5-1- Kanalkoblinger Fluke Hydralogger 34
Tabell 5-2 - Åpningstider REMA 1000 Dragvoll 2013 38
Tabell 5-3 - Oversikt eksisterende belysning og årlig forbruk 38
Tabell 5-4- Energibruk per år fra Intent 39
Tabell 5-5 - Energireduserende tiltak i varmegjenvinningskretsen 42
Tabell 6-1 - Beregnet energiforbruk energimodell for REMA 1000 Dragvoll (Nerum)..... 47
Tabell 6-2 - Årlig reduksjon nåværende system..... 48
Tabell 7-1- Dimensjonerende effekt 61
Tabell 7-2 - Årlig varme- og kjølebehov 61
Tabell 7-3 - Årlig forbruk i vifter 62
Tabell 7-4 - Årsoversikt LED anlegg..... 62
Tabell 7-5 - Ekstra forbruk lys 66
Tabell 8-1 - Kostnad LED belysning 67
Tabell 8-2 - Strømpris siste 5 år Hafslund 69
Tabell 8-3 - Innsparing og lønnsomhet 69
Tabell 8-4 - Innsparing og lønnsomhet med støtte fra Enova 70

Symbolliste

Symbol	Forklaring	Enhet
A	Areal	m2
C_n	Kontantstrøm	NOK
c_p	Spesifikk varmekapasitet	kJ/(kgK)
E	Elektrisk energi	kWh
F_t	Korrigeringsfaktor	-
IRR	Internrente	%
$\dot{m}$	Massestrøm	kg/s
n	Antall	-
NV	Nåverdi	NOK
P	Effekt	kW
$\dot{Q}$	Varmefluks	kW
SFP	Spesifikk vifteforbruk	kW/(m3/s)
T	Temperatur	˚C
T	Temperatur	˚C
T_{lm}	Log Mean Temperature Difference	˚C
U	Varmeoverføringskoeffisient	W/(m2K)
$\dot{V}$	Volumetrisk strømning	m3/s
y	Massestrøm i glykolkrets	kg/min
Δ	Forandring mellom to punkter	-
ε	Termisk effektivitet	-
η	Virkningsgrad	-

1 Innledning

Dagligvarebutikker er kommersielle bygninger med stort energibehov og i mange tilfeller relativt store utslipp av klimagasser. Klimagassutslippene kommer hovedsakelig fra lekkasjer i kjølesystem for varer og ventilasjonsanlegg.

Tidligere var de to vanligste kuldemediene ammoniakk (NH3) og karbondioksid (CO2). Begge var problematiske. Ammoniakk er giftig og bruk av CO2 krever veldig høyt trykk. Da Freon 12 (CCl2F2) ble oppdaget tok det kjøleindustrien med storm. Det er veldig stabilt, ikke giftig og kan operere under lavt trykk. Problemet med Freon 12 er lekkasjer som fører stoffet oppover i atmosfæren med store konsekvenser. Ultrafiolett lys bryter opp molekylet og frigjør frie enatomige klorradikaler som bryter ned planetens ozon lag. Da dette ble oppdaget ble det innført strenge restriksjoner rundt bruken av KFK (klor fluor karbon) gasser og Freon 12 ble i stor grad erstattet av R134a som ikke har den problematiske klorgruppen i sitt molekyl.

I nyere tid har R134a blitt satt under lupen og blitt klassifisert med et globalt oppvarmingspotensial (GWP) på 1430 i Europa (UBA, 2009). Med andre ord vil effekten til 1 tonn utslipp av R134a tilsvare et utslipp på 1430 tonn CO2.
Bilindustrien har fått restriksjoner rundt bruken av R134a (EC, 2006) og restriksjoner er på horisonten for andre industrier.

Med strengere regelverk rundt utslipp har det blitt en økende interesse for bruk av ikke-syntetiske kuldemedium. Kjølesystemer som bruker CO2 som eneste kuldemedium har blitt utviklet (Systemair A/S, 2008) og er i økende grad brukt i dagligvarebutikker. (UBA, 2009)

Ifølge Enovas byggstatistikk 2011 er steds- og temperaturkorrigert gjennomsnittlig energibruk for butikker 262 kWh/m2 (enova, 2012). Dette er ikke representativt for bygningsmassen i Norge da det kun er 30

butikker med i statistikken og samtlige har gjennomført energireduserende tiltak, men det er et tall å strekke seg etter.

CREATIV er et prosjekt som forsker på reduksjon av energibruk og klimagassutslipp innen industri. Rema 1000 er samarbeidspartneren fra dagligvareindustrien og i den sammenheng er en butikk på Dragvoll i Trondheim blitt undersøkt for å kartlegge energibruk og mulige forbedringer.

I denne oppgaven ble det først gjennomført en litteraturstudie av mulige energireduserende tiltak som kan utføres i butikken på Dragvoll.

Videre i oppgaven er det gjennomført en gjennomgang av tidligere målinger av byggets energibruk og nye målinger er gjennomført. Det er også utviklet en energimodell for å estimere mulig innsparing fra forskjellige tiltak så vel som kostnaden for de mest lovende tiltakene når det har latt seg gjøre.
Oppgaven inneholder grunnlaget for en søknad om støtte fra Enova for egendefinerte energireduserende tiltak og forslag til videre arbeid.

2 Varmevekslere

En varmeveksler er en enhet konstruert for varmeoverføring mellom to fluider. De er brukt i oppvarming, kjøling, luftsystemer, kraftverk, kjemiske fabrikker, oljeraffineri, gassprosessering m.m. Det finnes en rekke forskjellige typer varmevekslere og å velge den som passer best for et gitt system kan være essensielt for å oppnå forventet operasjon i systemet.

Varmeoverføring i en varmeveksler beregnes med formel (1)

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot F_t \cdot T_{lm} \tag{1}$$

Forskjellige typer varmevekslere har forskjellig typer strømning, hvor ren motstrøm er den mest effektive for varmeoverføring, da denne typen strømning typisk gir høyest termisk effektivitet ε (AICHE, 2000).

$$\varepsilon = \frac{T_{1,\text{ut}} - T_{1,\text{inn}}}{T_{1,\text{inn}} - T_{2,\text{inn}}} \tag{2}$$

Termisk effektivitet er en ratio av den faktiske varmen overført og termodynamisk maksimum.

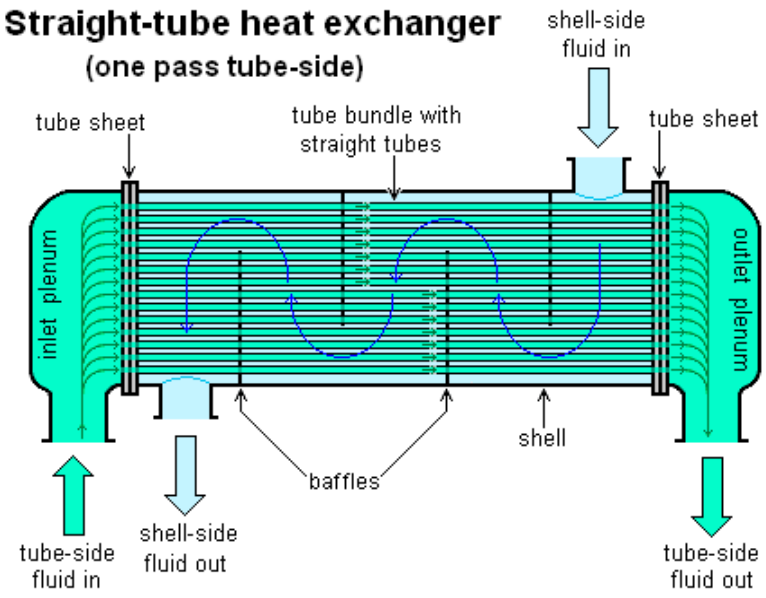
I denne seksjonen presenteres forskjellige typer varmevekslere som typisk blir brukt i dagligvarebutikker.

2.1 Skall og rør (Shell and tube)

Dette er den vanligste typen varmeveksler i oljeraffineri og andre kjemiske prosesser. Den passer godt for operasjon under høyt trykk. Som navnet tilsier består den av et ytre skall med en rekke rør på innsiden (Figur 2-1). To fluider med forskjellig innløpstemperatur pumpes gjennom varmeveksleren. Et fluid pumpes gjennom rørene mens et annet strømmer over rørene mens det beveger seg gjennom det ytre skallet.

Det er mange forkskjellige typer skall og rør varmevekslere som kan tillate flere passeringer på rørsiden. Dette vil si at fluidet som strømmer gjennom rørene passerer gjennom fluidet i skallet flere ganger.

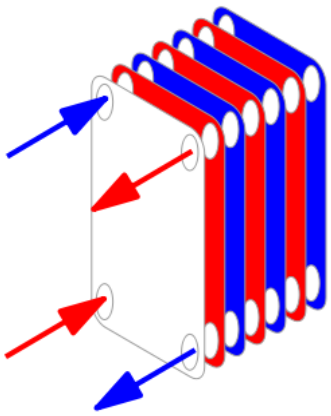
Som man kan se fra formel (1) er det gunstig med så stor areal som mulig. På grunn av den lite kompakte konstruksjonen til en skall og rør varmeveksler fører dette til at enheten fort kan bli meget stor i tilfeller hvor en stor mengde varme må overføres.



Figur 2-1 - Prinsippskisse av skall og rør varmeveksler H. Padleckas

2.2 Plate og ramme (Plate and frame)

Plate og ramme varmevekslere består av en rekke korrugerte plater satt sammen i en ramme som holdes oppe av en bærebjelke (Figur 2-3). Platene settes sammen i par slik at fluidene veksler varme i motstrøm gjennom ”nabopar” av plater (Figur 2-2). Pakninger brukes for å forsegle platekanalene og flatene fr å hindre blanding av fluider.



Figur 2-2 – Strømning i plate og ramme varmeveksler (Malyszkz)

Rammen har en fast plate på den ene siden og en bevegelig plate på motsatt side. Den bevegelige platen gjør det lett å rense eller skifte ut varmeoverføringsareal etter behov. Plate og ramme varmevekslere er mye brukt i matproduserende industri.

Plate og ramme varmevekslere kan konstrueres for flere passeringer, men når det er mulig er det ønskelig å kun ha en passering (ETSU et. WS Atkins Consultants Ltd, 2000)

Den kompakte konstruksjonen til denne typen varmeveksler kombinert med motstrømsdesign gjør at volumet til en tilsvarende skall og rør varmeveksler vil være betydelig større. Plate og ramme varmevekslere kan operere for temperaturer i området -35˚C til 200˚C, men ettersom pakningene ofte er lagd av gummi begrenser dette hvor høyt trykk de kan operere med. En typisk plate og ramme varmeveksler kan ikke operere med trykk over 40 bar(ETSU et. WS Atkins Consultants Ltd, 2000).

Figur 2-3 - Bilde av en plate og ramme varmeveksler (Francesco Brocchi)

2.3 Slagloddet varmeveksler(Brazed plate heat exchanger)

Slaglodding er lodding ved temperaturer over 450˚C. Loddemetallet er som regel hardt og forholdsvis tungsmeltelig. Hardlodding kalles også slaglodding, noe som indikerer at forbindelsen tåler slag. For slagloddete varmevekslere er som regel loddematerialet høykvalitets kobber, og loddingen er gjennomført under vakuum.

Typiske slagloddete varmevekslere bruker aluminiumsplater loddet i et sildebeinmønster hvor kontaktpunktene også loddes for å tillate høyere trykk enn enheter som bruker pakninger.

Nyere modeller fra blant annet Alfa Laval er i stand til å tåle trykk opp til 130 bar og er godt egnet for operasjon med transkritisk CO2 (Alfa Laval, 2004).

Kobberloddete varmevekslere er ikke egnet for bruk i matindustri eller med aggressive fluider (ETSU et. WS Atkins Consultants Ltd, 2000).

3 Energisystemer i dagligvarebutikker

3.1 Kjølesystemer

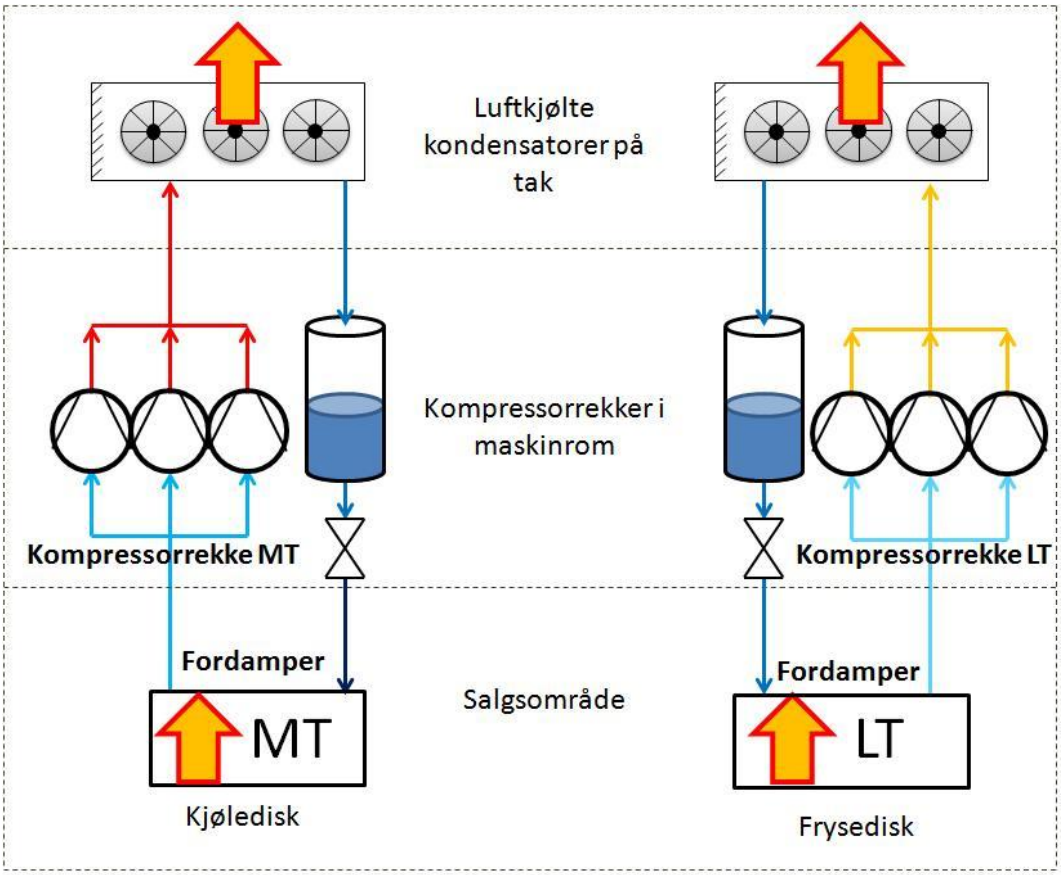
Med kjølesystem menes anlegget i dagligvarebutikker som holder kjølevarer og frysevarer ved ønsket temperatur. Forenklet sett består disse systemene av kompressorer plassert i maskinrommet, fordampere plassert i kjøle- og frysedisker og kondensatorer plassert på taket av bygget. Varene skal holdes rundt henholdsvis 3˚C og -18˚C. Kuldemediet sirkuleres dermed med forskjellig temperatur til kjøle- og frysediskene. Det er mulig å sirkulere kuldemediet med samme temperatur i hele anlegget. Om dette gjøres senkes fordampningstemperaturen til systemet ettersom turtemperaturen til kuldemediet styres av kretsen som behøver lavest temperatur. Dette er en energiineffektiv løsning og vil ikke bli diskutert. I dette avsnittet forklares kort forskjellige typer kjølesystem.

3.1.1 Direkte system

Det tradisjonelle kjølesystemet i dagligvarebutikker er det direkte systemet (Figur 3-1). Med direkte system menes det at kuldemediet er i direkte kontakt med luft enten i fordamperen eller kondensatoren. Typisk er det en rekke kompressorer med fells suge- og utløpsrør for hver av to kretser i butikken, lavtemperatur (LT) og middels temperatur (MT). Kuldemediet pumpes fra kompressorer i maskinrommet til kondensatorer på taket før det strupes ned til ønsket temperatur og pumpes til varediskene i salgsarealet. Kuldemedium leveres med middels temperatur til kjølekretsen (MT), typisk rundt -8 ˚C) og lavtemperatur til frysekretsen(LT, typisk rund -32˚C.). Fordampere absorberer varme fra rommet og kuldemediet pumpes i gassform tilbake til kompressorene. Kjøle- og fryserom holdes ved ønsket temperatur med samme system.

Denne typen system har store lengder rør og dermed en stor mengde kuldemedium. De store lengdene rør øker risikoen for lekkasjer.

Styrken til denne typen system er god virkningsgrad, få komponenter og lav investeringskostnad (Arias, 2005).



Figur 3-1 - Prinsippskisse direkte system

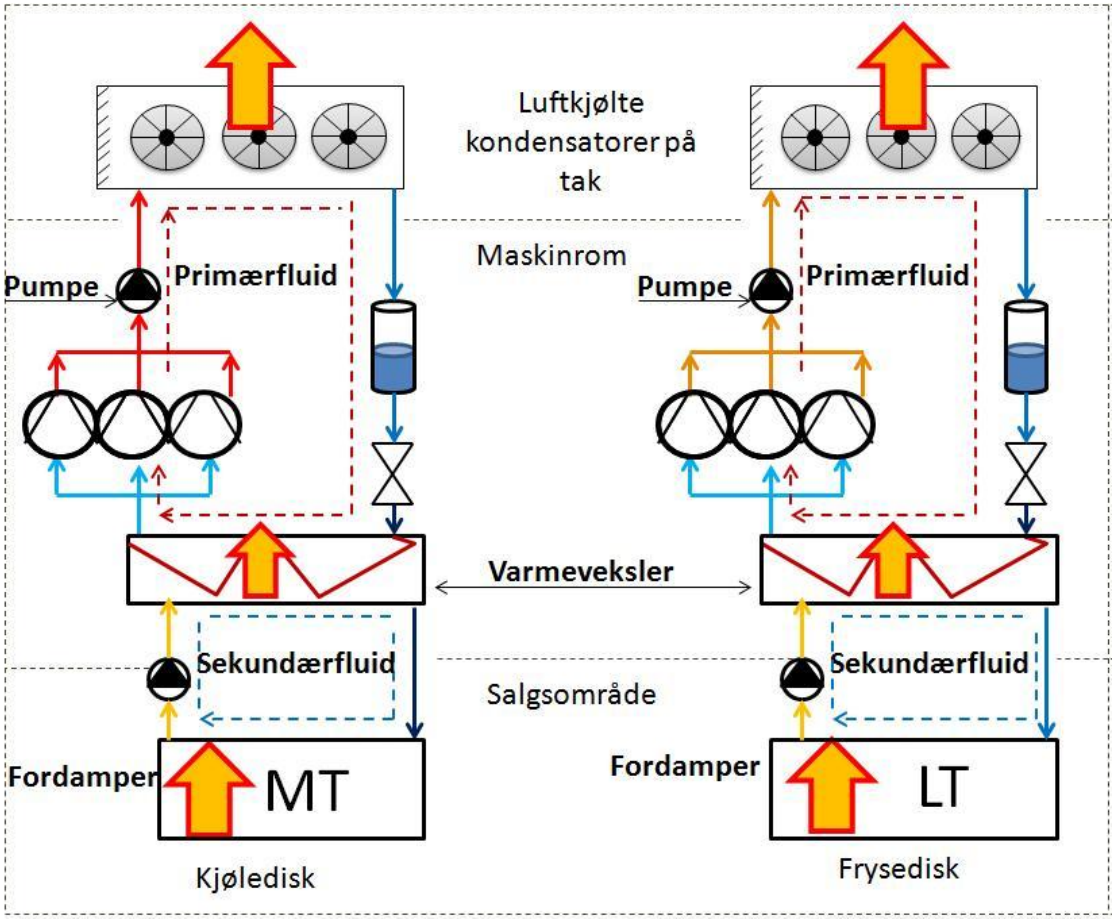
3.1.2 Indirekte system

Her diskuteres det fullstendig indirekte systemet (Figur 3-2). Som i det direkte systemet har man separate rekker kompressorer for MT og LT kretsene i butikken, men i motsetning til det direkte systemet kjøles ikke kuldemediet ved direkte kontakt med luft. Det kjøles av en separat krets med kjølemiddel. Kuldemediet kalles her sekundærfluidet og kjølemiddelet primærfluidet.

Primærfluidet kjøles på taket i kjølere etter komprimering og pumpes tilbake til varmeveksleren i maskinrommet for å kjøle ned sekundærfluidet. Noen systemer bruker en varmeveksler og tilhørende kjøler på taket for MT kretsen og en separat varmeveksler og kjøler for LT kretsen. Dette gjør at systemet opererer mer energieffektivt ettersom

midlere fordampningstemperatur for systemet økes. For øvrig vil den ekstra investeringskostnaden gjøre at dette ikke er økonomisk gunstig for mindre systemer.

I det indirekte systemet kan varmen som dumpes på taket i det direkte systemet lettere utnyttes til oppvarming av bygningen i kalde perioder av året. Det er mindre lengder rør som fører primærfluid og derfor en lavere risiko for lekkasjer, en lavere mengde primærfluid og det er mulig å bruke naturlige fluider som CO2 og NH3 (Arias, 2005).

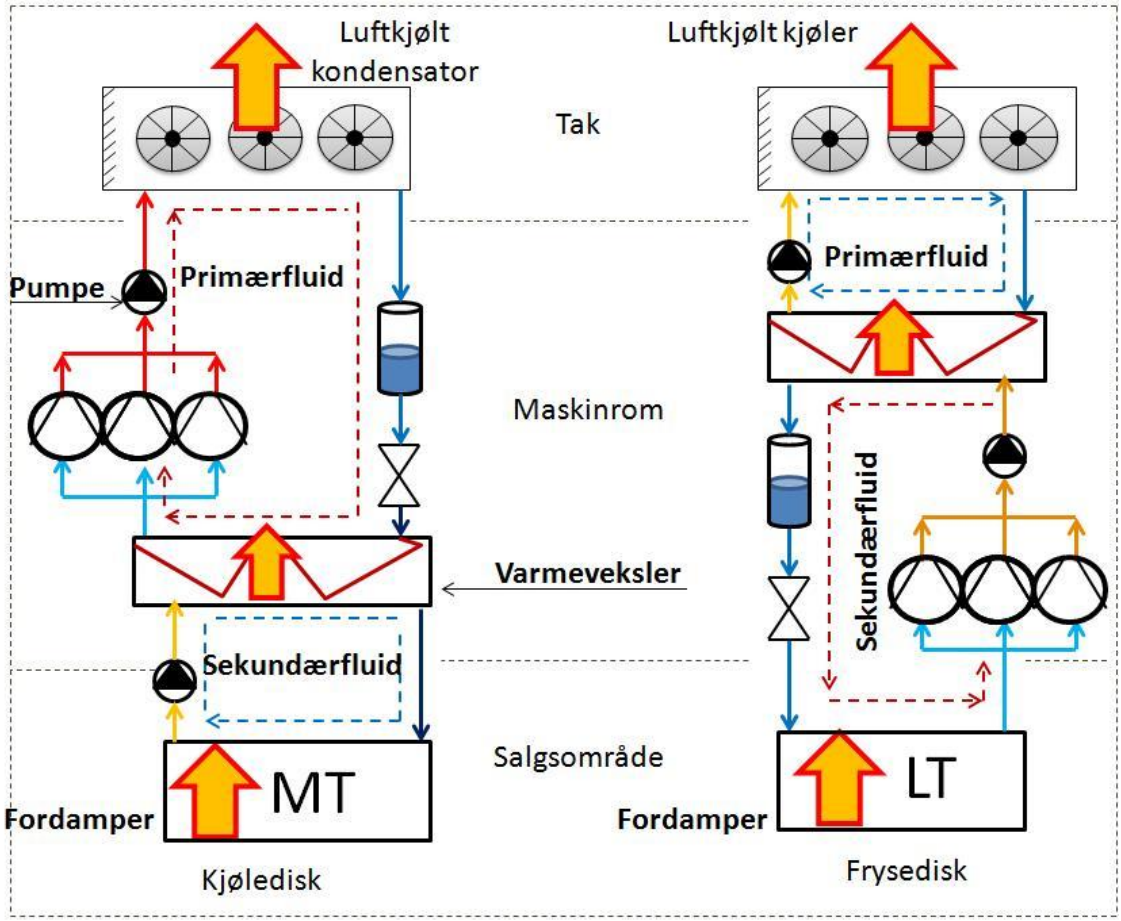


Figur 3-2 - Prinsippskisse indirekte system

3.1.3 Delvis indirekte system

Et delvis indirekte system er en kombinasjon av det direkte systemet og det indirekte systemet (Figur 3-3). LT kretsen har et direkte system fra kompressoren til frysediskene mens MT kretsen har et indirekte system mellom kjølediskene og kjøleren. Felles for både MT og LT er at kjølingen på taket foregår som i et indirekte system med kjøling av sekundærfluidet

med et annet primærfluid som kjøles på taket. Dette er det mest vanlige delvis indirekte kaskadesystemet i Sverige (Arias, 2005). Et distribuert delvis indirekte system har flere små kondensatorer og kompressorer lokalisert i nærheten av kjøle- og frysediskene med væskekjølte kondensatorer. Primærfluidet sirkuleres mellom kondensatorene og en (eller flere) luftkjølt kjøler på taket (Melinder, 2007).

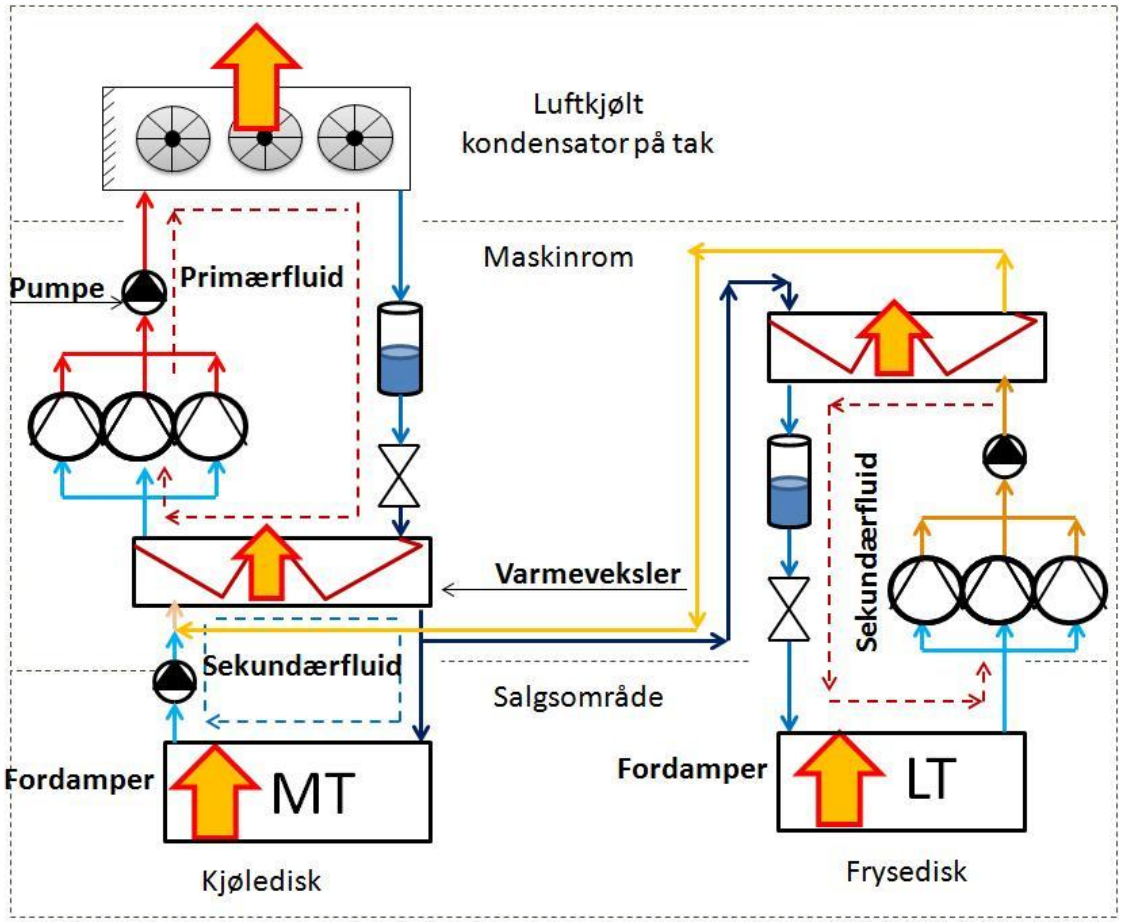


Figur 3-3 - Prinsippskisse delvis indirekte system

3.1.4 Kaskadesystem

Kaskadesystemets fordel er at man kan unngå det høye trykkforholdet i LT kompressorene man får i et fullstendig indirekte system. Det er relativt likt det fullstendig indirekte systemet, med unntak av primærfluidet i LT kretsen. Primærfluidet i LT kretsen opererer som sekundærfluidet i MT kretsen (Figur 3-4). Dette senker kondenseringstemperaturen i LT kretsen og COP blir høyere. Baksiden er økt kjølebehov for MT kretsen som øker

nødvendig kompressorarbeid for primærfluidkretsen til MT (Melinder, 2007).

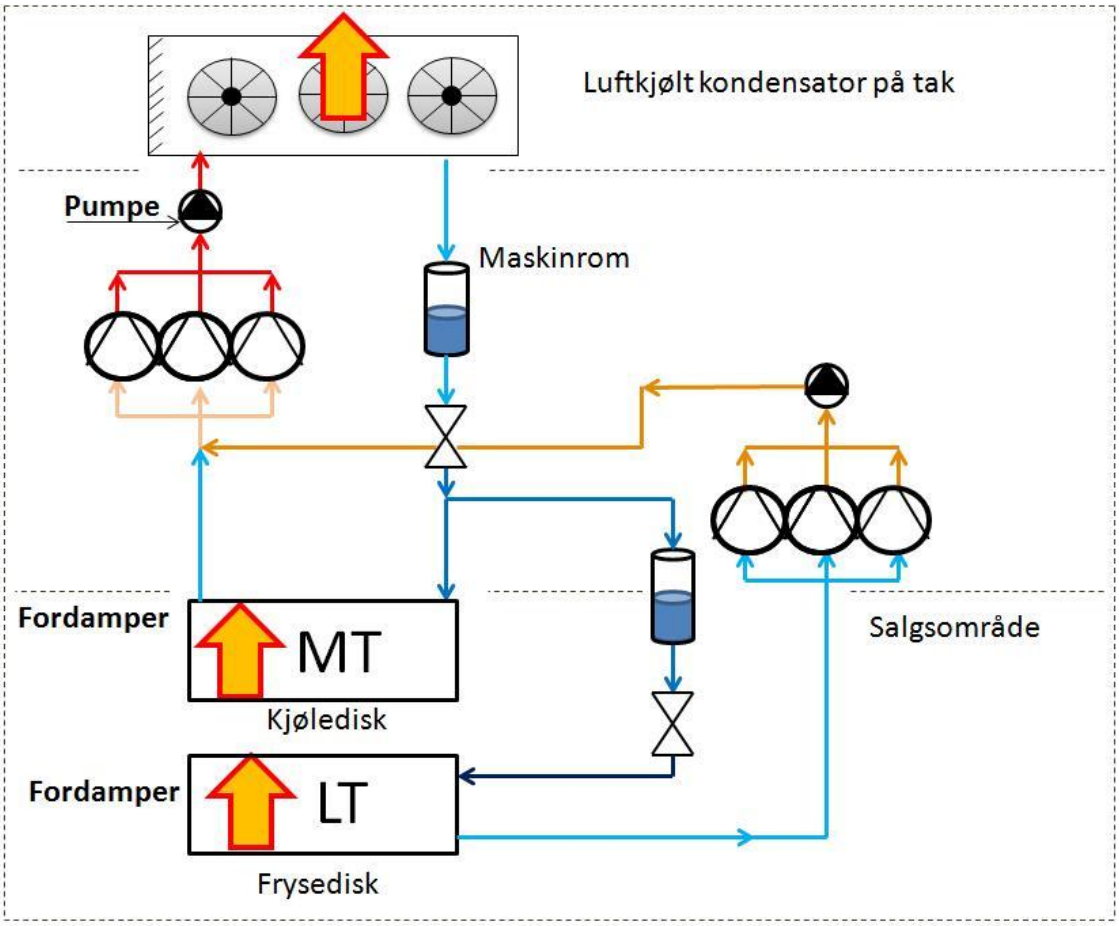


Figur 3-4 - Prinsippskisse kaskadesystem

3.1.5 CO2 booster system

CO2 er eneste sekundærfluid og strupes til to forskjellige trykk for å oppnå nødvendige temperaturer for å levere kjøling i MT og LT kretsene (Figur 3-5). Overopphetet CO2 ved lavt trykk pumpes fra LT kretsen til LT kompressorene og komprimeres til trykket MT kretsen operer på. Denne overopphetede gassen blandes med den overopphetede gassen fra MT kretsen og går til sugerøret til MT kompressorene. Gassen komprimeres videre til nødvendig trykk for kondensering på taket med uteluft. MT kompressoren vil være større enn LT kompressoren da denne skal komprimere massestrømmene fra både LT og MT kretsene.

Luftkjølt kondensator kan kun brukes i områder med lav temperatur på uteluft på grunn av CO2s lave kritiske temperatur.



Figur 3-5 - Prinsippskisse CO2 boostersystem med luftkjølt kondensator

3.1.6 CO2 som eneste kuldemedium

Å bruke CO2 som eneste kuldemedium er et godt alternativ til å bruke HFK (hydro-fluor-karboner). Systemer som kun bruker CO2 har to store fordeler. Varmetransport ved bruk av faseskifte gir betydelig mindre strømning som i praksis vil gi betydelig mindre dimensjoner på rør og mindre nødvendig pumpekraft. Den største ulempen er det høye trykket som er nødvendig i kretsen, men dette var et større problem tidligere da man i dag har komponenter som tåler det høye trykket. Et annet problem kan oppstå om styringen ikke fungerer optimalt slik at temperaturen i systemet øker. Dette vil føre med seg en økning av trykk, og det er fare for at sikkerhetsventiler åpner seg (Melinder, 2007).

3.1.7 Desentralisert system

Desentraliserte systemer kan leveres klare til bruk med integrert kompressor, kondensator og fordamper. Desentraliserte systemer av denne typen går under plug-in utstyr og kan være flaskekjølere, frysere eller kjøledisker. Plug-in enheter bruker som regel HFK-kuldemedium.

De kan også være individuelle systemer med en ekstern kondenseringsenhet f.eks et enkelt kjølerom. Typisk kjølekapasitet for desentraliserte systemer med ekstern kondenseringsenhet er opp til rundt 20 kW og brukes typisk i små butikker (UBA, 2009).

Enhetene finnes i mange forskjellige utforminger og er typisk designet med tanke på hvilket produkt som skal utstilles. De er ofte billige å produsere og er lite energieffektive som en følge av dette. (Miljøministeriet). Samtidig er de veldig fleksible og passer godt for små butikker som kiosker og lignende, hvor et sentralisert kjøleanlegg ikke vil være et alternativ. I praksis har butikker typisk en kombinasjon av desentraliserte systemer og et sentralisert system.

3.2 Varmegjenvinning

I kalde klima hvor oppvarming av bygg er nødvendig i store deler av året, er varmegjenvinning fra kjølekretsen et godt alternativ for å senke byggets totale energibehov. Mange metoder for varmegjenvinning eksisterer: Oppvarming av parkeringshus med avtrekksluft, oppvarming av tappevann, spillvarme til nærliggende husstander, oppvarming av tilluften i ventilasjonsanlegg for å nevne noen. Den vanligste metoden for varmegjenvinning er å varme opp ventilasjonsluften med primærfluidet (Sawalha & Chen, 2010).

For varmegjenvinning er det nødvendig å holde det øvre trykket i systemet slik at sekundærfluidets kondenseringstemperatur er høy nok til å kunne brukes til å varme opp butikken. Typisk nødvendig temperatur for primærfluidet etter varmeveksling med sekundærfluidet er 38˚C (Arias, 2005). Ideelt sett vil kondenseringstemperaturen til sekundærfluidet styres etter varmebehov slik at det ikke er nødvendig å bruke noe elektrisk oppvarming til butikken. Utfordringen blir da å ikke ha for høy

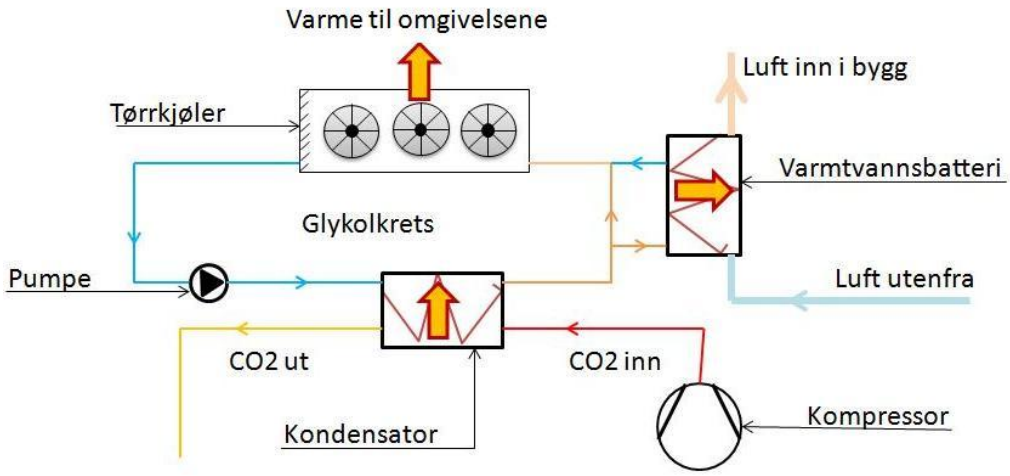
kondenseringstemperatur, da dette vil føre til at man bruker mer kompressorkraft enn nødvendig. I praksis er det problematisk at ventilasjonsanlegget og kjølesystemet typisk ikke er levert av samme leverandør. Dette gjør det vanskelig å ha optimal kommunikasjon mellom de forskjellige systemene (Arias, 2005).

Et system som ikke operer med styring etter varmegjenvinning har flytende kondensering. Kondenseringstemperaturen følger utendørs temperatur til et minimum kondenseringsnivå som vanligvis vil være rundt 10 ˚C (Sawalha & Chen, 2010). Temperatur for minimum kondenseringsnivå er avhengig av hvilket kuldemedium som er brukt.

Denne seksjonen diskuterer forskjellige systemløsninger for varmegjenvinning ved oppvarming av tilluft i ventilasjonsanlegget. Systembeskrivelsene er tilpasset fra (Sawalha & Chen, 2010).

3.2.1 Fast innløpstrykk (Fixed Head Pressure)

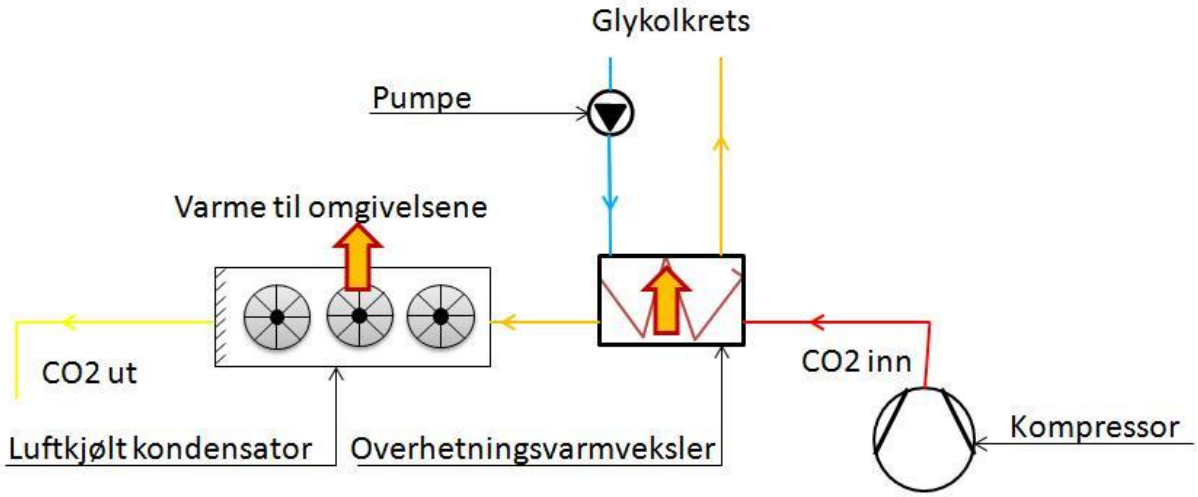
I dette systemet brukes flytende kondenseringstemperatur når systemet ikke behøver varme. I perioder med oppvarmingsbehov økes kondenseringstemperaturen ved å heve trykket. Trykkøkningen til sekundærfluidet styres da etter nødvendig temperatur på tilluften. Sekundærfluidet kondenseres gjennom varmeutveksling med primærfluidet. Selve varmeoverføringen til tilluften foregår med bruk av primærfluidet (typisk i et varmtvannsbatteri). Etter varmeveksling med tilluften kan primærfluidet kjøles videre på taket om returtemperaturen ikke er lav nok for å oppnå ønsket kjøling av sekundærfluidet. Figur 3-6 er en prinsippskisse av denne typen system med CO2 som sekundærfluid og glykol som primærfluid.



Figur 3-6 - Prinsippskisse fast innløpstrykk

3.2.2 Overhetningsvarmeveksler

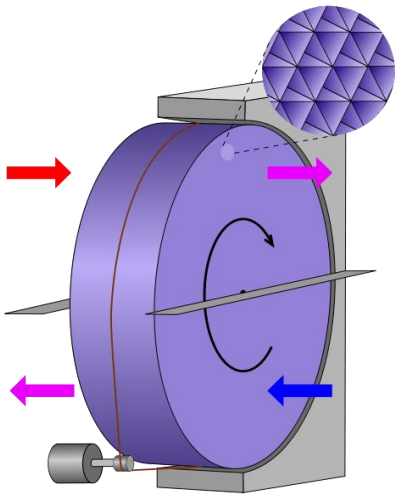
I dette systemet kobles en overhetningsvarmeveksler etter kompressoren, i serie før den luftkjølte kondensatoren. Primærfluidet som pumpes gjennom overhetningsvarmeveksleren brukes så til å varme opp ventilasjonsluften. Kondenseringstrykket styres etter oppvarmingsbehov av reguleringsventilen etter kondensatoren som kontrollerer utløpstrykket i systemet. Figur 3-7 er en prinsippskisse av denne typen system med CO2 som sekundærfluid og glykol som primærfluid.



Figur 3-7- Prinsippskisse overhetningsvarmeveksler

3.2.3 Roterende varmegjenvinner

En roterende varmegjenvinner består av en sirkulær heksagonal matrise med varmeabsorberende materiale som roteres(Figur 3-8). Mens det roterer absorberes varme fra den varme avtrekksluften i en halvdel av rotasjonen som avgis til den kalde tilluften i andre halvdel av rotasjonen. På denne måten gjenvinnes varme som ellers ville gått tapt når avtrekksluften forlater bygget. Prinsippet virker også motsatt og en roterende varmegjenvinner kan dermed kjøle tilluften om utendørs temperatur er høyere enn innendørs temperatur.



Figur 3-8- Prinsippskisse av roterende varmegjenvinner (Tomia)

3.3 Belysning

Dagligvarebutikker har et høyt energiforbruk og belysning står for en stor del av forbruket. En gjennomsnittlig dagligvarebutikk bruker omtrentlig 20 % av sitt totale elektrisitetsforbruk på belysning (Arias, 2005).

Når man måler lysfluks brukes SI-enheten lumen (lm). Lumen er et mål på den totale mengden synlig lys levert av en kilde. Lysstyrke måles i lux og har enheten lm/m2. Lysprodusenter oppgir lysstyrke på lampene sine i lumen.

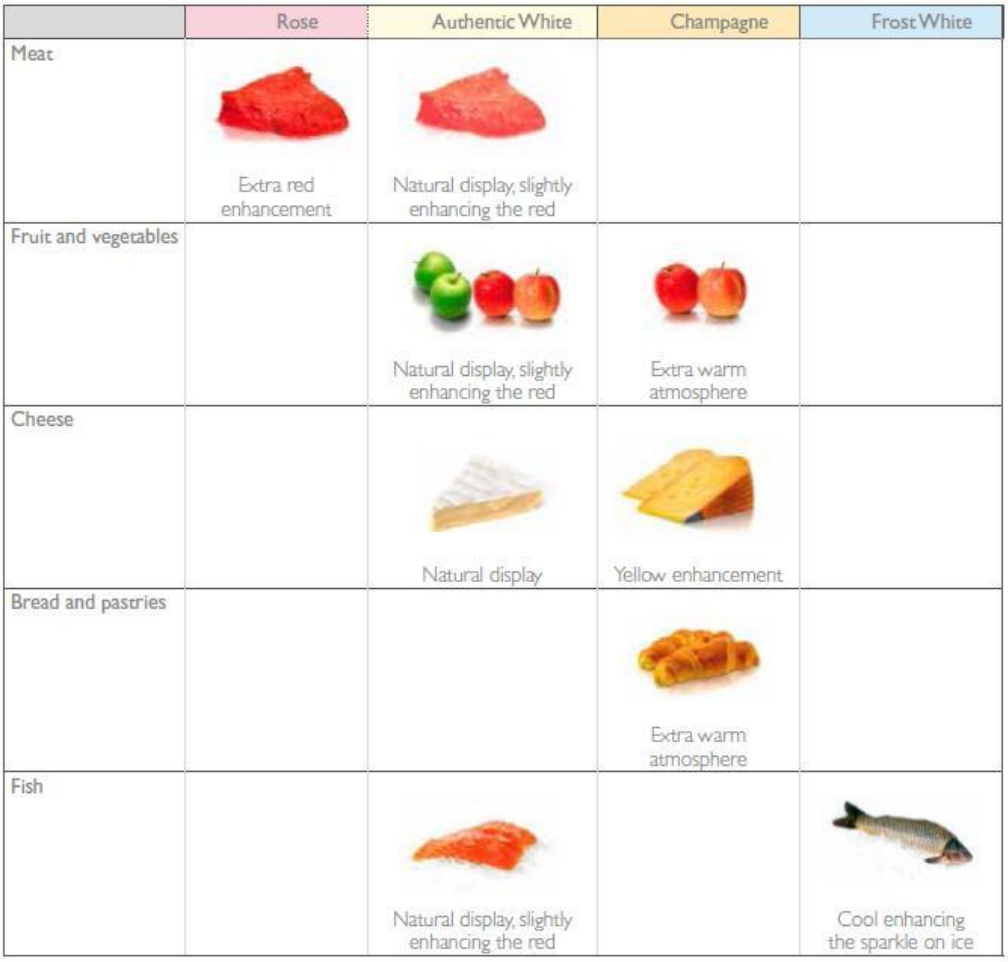
Lumen og lux alene gir ikke et helhetlig bilde av belysningen det er snakk om, da det ikke sier noe om hvilken bølgelengde lysfluksen leveres med. Et kvantitativt mål på kvaliteten til lys er CRI (Colour Rendering Index) som gir informasjon om hvor godt farger gjengis. Høyest mulig CRI er 100 og tilsvarer svart stråling (blackbody radiation).

Kritikere av CRI har påpekt flere problemer med denne metoden å kvantifisere lyskvalitet. CRI samsvarer ikke godt med subjektiv fargegjengivelse i praksis, særlig for lyskilder med ujevnt emisjonsspekter

(f.eks. lysrør og hvite LED). CRI er også diskontinuerlig ved 5000 K. På tross av dette brukes CRI fortsatt mye av lysindustrien.

I praksis bruker mange dagligvarebutikken lyskilder med forskjellig emisjonsspekter forskjellige steder avhengig av hvilke varer som belyses (Figur 3-9). Lys med passende emisjonsspektrum kan få varer til å se ferskere og mer fristende ut. For eksempel brukes rødlig lys for kjøtt, oransje lys for frukt og hvitt lys for grønne grønnsaker (Philips Electronics, 2012).

God belysning kan bidra til å skape en behagelig atmosfære for kunden og samtidig presentere varene på en god måte. Flere studier og pilotprogram har sett på belysnings effekt på kundeoppførsel. I visse tilfeller oppholdt kundene seg i opp til 8% lenger i butikker med god belysning og salg økte med 5.5% (Philips Electronics, 2010)



Figur 3-9 – Eksempler på emisjonsspektrum og effekt på dagligvarer

3.4 Ventilasjonssystemer

Oppvarming av dagligvarebutikker foregår som tidligere nevnt ofte ved oppvarming av tilluften i ventilasjonsanlegget. På grunn av dette står luftbehandlingssystemet ofte for en stor del av dagligvarebutikkers totale energibruk, fordelt på drift av vifter, pumper i eventuelle varmegjenvinningskretser, drift av roterende varmegjenvinner og i mange anlegg bruk av elektrisk varmebatteri.

Forbruk av energi til vifter avhenger av hvor stor luftmengde som kjøres og hvor stort trykktap det er i systemet. Trykktapet avhenger av luftfilteret, størrelsen på kanaler og andre komponenter luften må passere gjennom. SFP (Specific Fan Power) er et mål på energieffektiviteten til viftene i et ventilasjonsanlegg. SFP er hvor mye elektrisk kraft som er nødvendig for å drive en vifte relativt til hvor stor luftstrømning som kjøres i anlegget (3).

$$SFP = \frac{\sum P_{\text{vifte}}}{\dot{V}_{\text{luft}}} \tag{3}$$

I henhold til byggteknisk forskrift 2010, **§** 14-3 (KRD, 2010) må nye ventilasjonsanlegg må han en SFP <= 2kW/(m3/s)og gi et termisk inneklima i rom for varig opphold med tilfredsstillende komfort og begrense innendørs luftfuktighet. Et moderne ventilasjonsanlegg som tilfredsstiller alle disse kravene er det balanserte. Både mengden tilluft og avtrekksluft kontrolleres, i motsetning til et sentralavtrekkssystem hvor kun avtrekksluften kontrolleres.

Fordeler med det balanserte ventilasjonsanlegget er at varme gjenvinnes, tilluften er temperert slik at man ikke får kalde trekk i bygget og tilluften blir renset for pollen. Ulempene er kostnaden ved installasjon og utskifting av filter.

Denne seksjonen tar for seg forskjellige typer balanserte ventilasjonsanlegg.

3.4.1 Konstant luftvolum (CAV-Constant Air Volume)

Konstant luftvolum har som navnet tilsier en konstant mengde tilluft som kjøres i systemet. Temperaturen på tilluften varieres etter oppvarmingsbehov i bygget. CAV system blir ofte brukt på grunn av enkel styring, lav kostnad, lavt behov for vedlikehold og pålitelighet. Ulempen med et CAV system er at det ikke er mulig å regulere luftmengde etter oppvarmings-/kjølebehov og slike systemer vil derfor ha et betydelig høyere elektrisk forbruk til drift av vifter enn systemer med variabel luftmengde (McQuay International, 2001).

3.4.2 Variabelt luftvolum (VAV-Vairable Air Volume)

Et variabelt luftvolumssystem varierer luftmengden som kjøres i systemet etter oppvarmingsbehov. I enkle VAV systemer er temperaturen på tilluften konstant og en økning i oppvarmingsbehov i bygget må dekkes av en økt mengde tilluft. Med variabelt luftvolum vil det ikke kjøres noe tilluft i systemet i perioder hvor det ikke er noe varmebehov. I løpet av året vil et VAV system ha lavere energibruk til drift av vifter i ventilasjonsanlegget (American standard inc, 2001).

Det er også mulig å ha et VAV system med variabel temperatur på tilluft.

3.4.3 Behovskontrollert ventilasjon (DVC-Demand Controlled Ventilation)

Behovsstyrte systemer varierer mengden tilluft som kjøres etter lokale byggtekniske forskrifter og ASHRAE standard 62 ”ventilasjon for akseptabel innendørs luftkvalitet”. Innendørs luftkvalitet bestemmes typisk etter CO2 konsentrasjon. DCV systemer operer med både variabel luftmengde og variabel temperatur på tilluften. Alle ventilasjonssystem levert fra Carrier leveres i dag med innebygd kontrollmuligheter for CO2 konsentrasjon (Carrier Corporation, 2001).

Alle de tre systemene nevnt ovenfor kan kombineres med et omluftsystem. Med omluft menes sirkulering av avtrekksluften. Ved å redusere mengden frisk luft som hentes utenfra senkes oppvarmingsbehovet (gitt at temperatur på utendørs luft er lavere enn ønsket temperatur innendørs).

4 REMA 1000 Dragvoll systembeskrivelser

REMA 1000 Dragvoll er en dagligvarebutikk som ligger i Trondheim, Gamle Jonsvannsveien 45. Butikken ble ferdigstilt i 2008. Åpningstider er 07.00 – 23.00 på ukedager og 08.00 – 21.00 på lørdager, det holdes ikke åpent på søndager eller helligdager. Det er en mellomstor butikk med et bruttoareal på 1266 m2, hvorav salgsarealet utgjør 804 m2 (Nerum, 2012).

4.1 Kjølesystem

Kjølesystemet i REMA 1000 Dragvoll er en kombinasjon av et sentralisert system og et desentralisert system.

4.1.1 Sentralisert system

For kjøle- og frysedisker og kjøle- og fryserom leveres kjøling med et sentralisert CO2 boosteranlegg med direkte ekspansjon både i fordamperne (kjøle- og frysediskene) og i kondensatoren på taket. Det totale kuldebehovet til det sentraliserte anlegget ble beregnet av Lars Kristian Nerum i 2012, basert på daværende antall kjøle- og frysedisker. Etter den tid har det blitt utført en ombygging for å gjøre plass til flere kjøle- og frysedisker, men samtidig har det blitt installert dører på flere av diskene for å senke kuldebehovet. Det totale kuldebehovet til det sentraliserte anlegget har dermed ikke forandret seg nevneverdig, og ligger rundt 73 kW.

Utstyr/rom	m2	kW
Kjølereoler og -disker		44,1
Kjølerom	48	15,7
Frysegondoler		11,6
Fryserom	18,1	3,8
Totalt kuldebehov		89,6

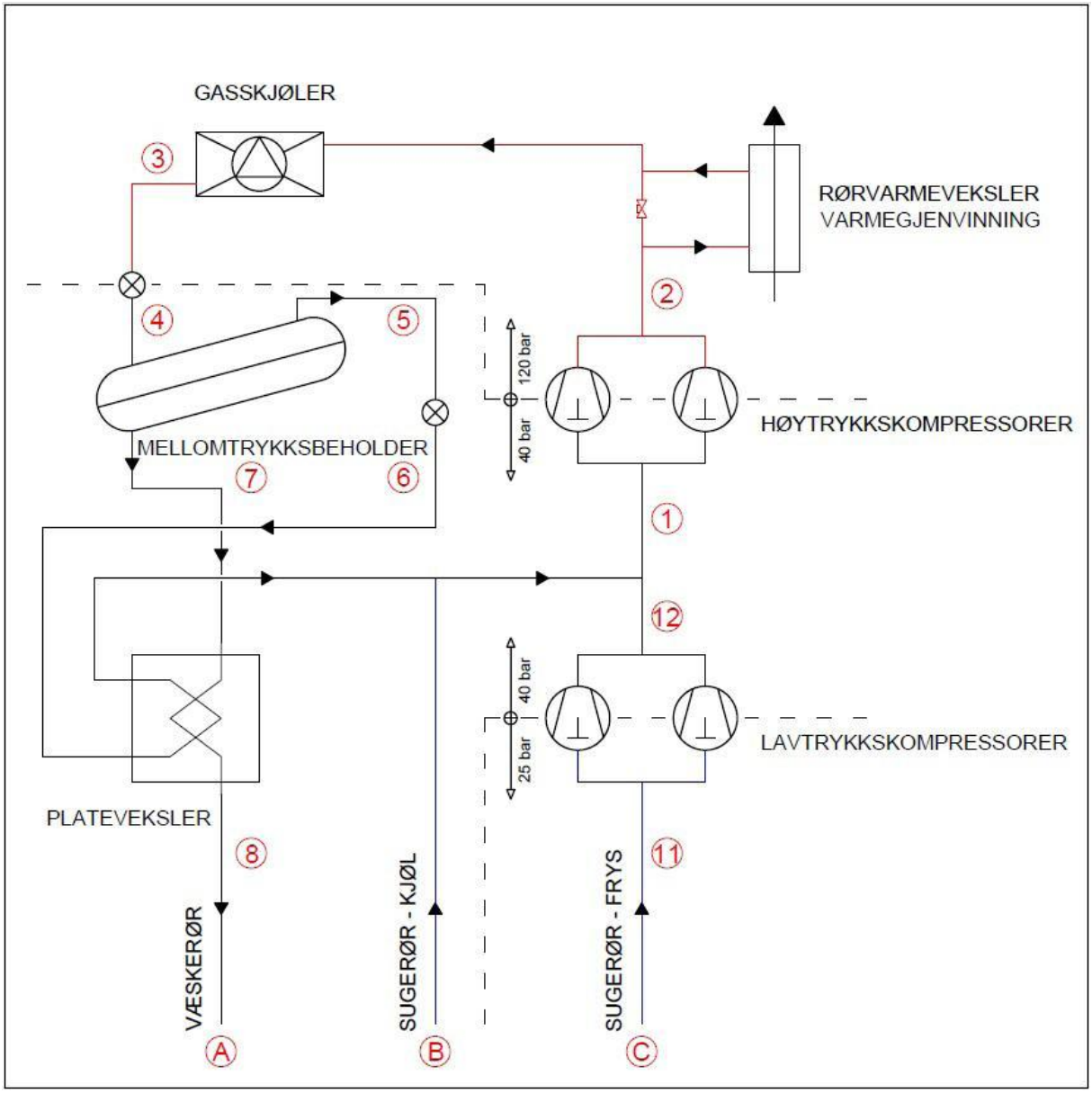
Tabell 4-1- Oversikt over kuldebehov (Nerum 2012)

Det totale kuldebehovet i Tabell 4-1- Oversikt over kuldebehov (Nerum 2012) inkluderer reservekapasitet (Nerum, 2012).

Figur 4-1 er en prinsippskisse av det sentraliserte systemet i REMA 1000 Dragvoll. Anlegget har to lavtrykks- og to høytrykkskompressorer. Alle er semi-hermetiske stempelkompressorer fra Bitzer og er frekvensregulert e.

Som i et typisk booster anlegg er lavtrykkskompressorenes sugerør koblet etter fordamperne i LT kretsen. Komprimert CO2 blandes med fordampet CO2 fra MT kretsen og går til høytrykkskompressorenes sugerør.. Dette fører til overopphetning av CO2 ved MT som sørger for tørr mating av høytrykkskompressorene.

LT kretsen er dimensjonert for en turtemperatur på -32˚C og et trykk på 25 bar. Fordampning av CO2 i LT kretsen foregår ved et trykk på 12 bar. Kjølekretsen er dimensjonert for en turtemperatur på -8˚C og et trykk på 40 bar. Fordampning av CO2 i MT kretsen foregår ved 28 bar. Gasstrekket på høytrykkssiden er dimensjonert for maks 120 bar. Høytrykkssiden i systemet er designet for å være avhengig av utendørs temperatur og behov for varmegjenvinning. For øyeblikket styres ikke MT kompressorene etter disse parameterne, men kjøres med flytende kondenseringstemperatur. Figur 4-3 viser Log p-h diagram for booster systemet.



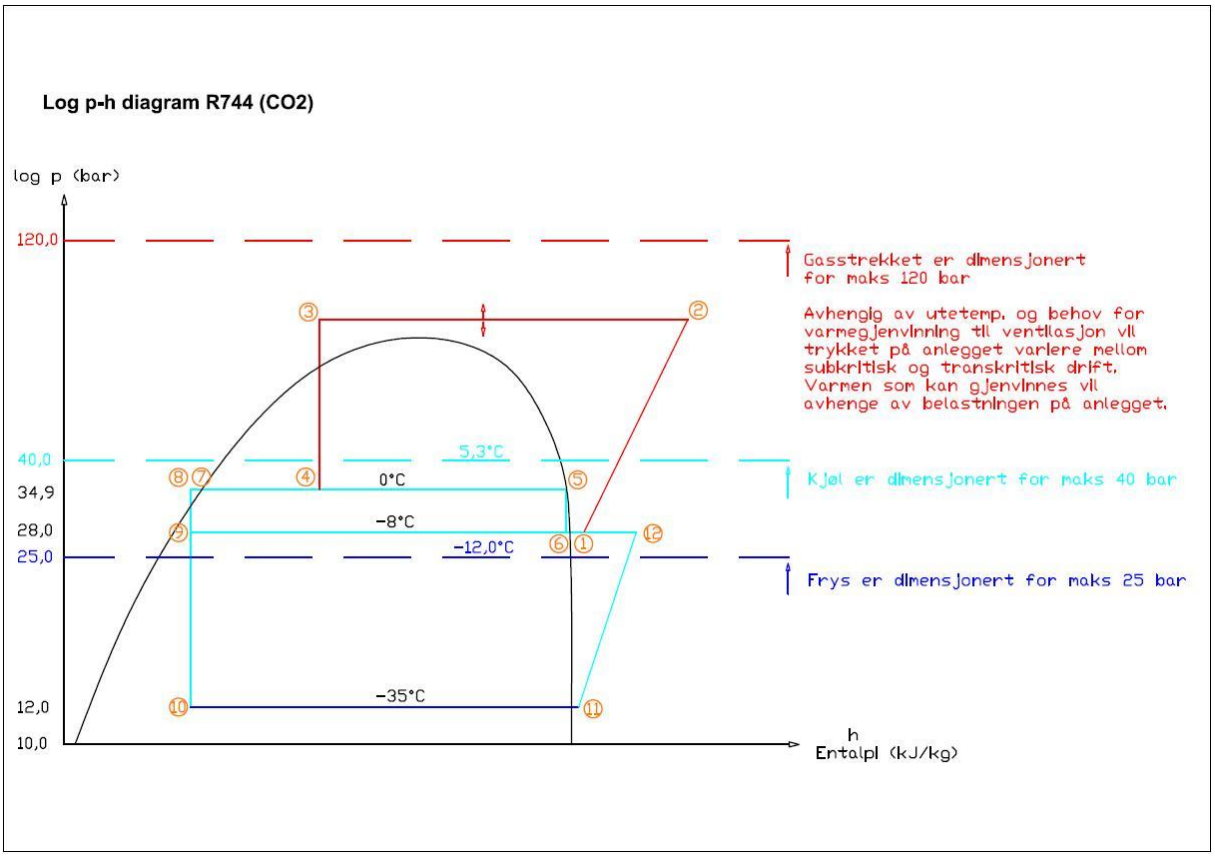
Figur 4-1 – Prinsippskisse av det sentraliserte systemet (Nerum 2012)

Figur 4-3 viser kondensatoren på taket. Det er en LU-VE SAV8R 4141 H CO2 luftkjølt kondensator med 4 motorer koblet i serie. Et fluidvolum på 48 L, maksimal varmeavgivelse på 155 kW og dimensjonert for maksimalt arbeidstrykk på 120 bar. Ytelsen til kondensatoren reguleres ved en frekvensomformer av typen Telemacanique Altivar 61 (1,5 kW). CO2 pumpes fra skall og rør varmeveksleren (overopphetningsvarmeveksleren) til kondensatoren (Figur 4-2) for å kjøles ned.

Etter kondensatoren strupes CO2 til 34,9 bar og går til en mellomtrykksbeholder hvor mettet væske og gass skilles(Figur 4-3, henholdsvis punkt 4,5 og 7), før den kjøles videre i en plateveksler som fungerer som en underkjøler.

Figur 4-2- Kondensatoren på taket i REMA 1000 Dragvoll

Anlegget er levert av Carrier Refrigeration Norway AS (vedlegg X). Maskinaggregatet er levert med styreskap og nødkjøleaggregat for å hindre tap av kuldemedium ved eventuell driftsstopp.



Figur 4-3 - Log p-h diagram for kjølesystemet (Carrier 2011)

4.1.2 Desentralisert system

Det desentraliserte systemet består av en rekke plug-in kjøleenheter for øl, brus, tobakk og mineralvann. I tillegg er det et flere plug-in frysedisker i butikken. En full oversikt kan ses i Tabell 4-2, hentet fra fjorårets masteroppgave da dette ikke har forandret seg.

Beskrivelse	Leverandør	Utforming
Mineralvannkjøler	Norcool	Skap m/dør
Mineralvannkjøler	Norpe	Skap m/dør
Mineralvannkjøler	Norcool	Skap m/dør
Frysedisk	Carrier	Åpen disk
Frysedisk	Carrier	Åpen disk
Frysedisk	Carrier	Åpen disk
Rekedisk	Carrier	Lukket disk
Øl-kjøler	Norpe	Skap m/dør
Øl-kjøler	Norpe	Skap m/dør
Øl-kjøler	Scandinavian Appliances	Skap m/dør
Øl-kjøler	Scandinavian Appliances	Skap m/dør
Kjøledisk	Carrier	Åpen disk
Meieriprodukter	Norpe	Åpen reol
Diverse mat	Norpe	Åpen reol
Is-disk	Carrier	Åpen disk
Is-disk	Iarp	Lukket disk
Is-disk	Carrier	Åpen disk
Tobakkskap		Lukket skap

Tabell 4-2- Oversikt desentralisert system REMA 1000 Dragvoll (Nerum)

4.2 Oppvarmingssystem

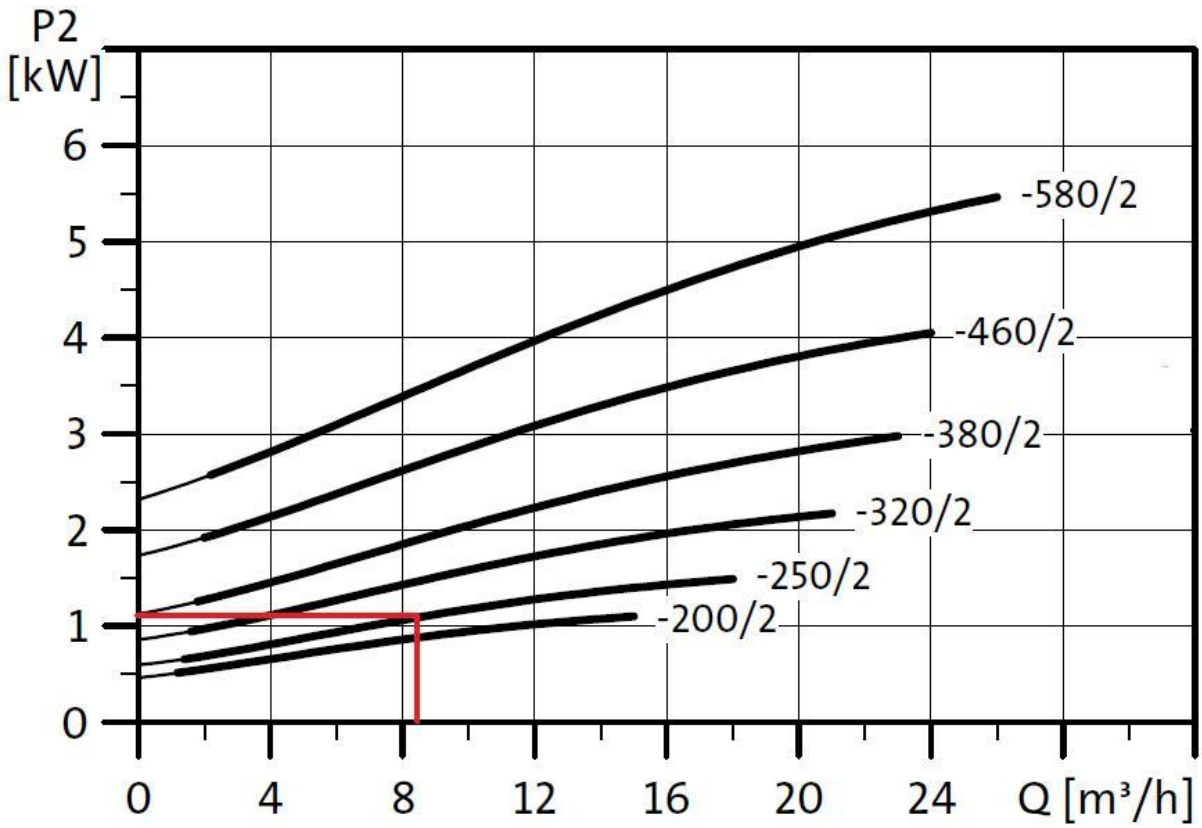
Oppvarmingssystemet i REMA 1000 Dragvoll er basert på varmegjenvinning og foregår utelukkende ved oppvarming av tilluft i ventilasjonsanlegget. Frisk luft varmes opp med en roterende varmegjenvinner (virkningsgrad 74,6 %) for så å passere gjennom et varmtvannsbatteri for videre oppvarming. Om tilluften ikke har nådd nødvendig temperatur etter varmtvannsbatteriet varmes den videre av et elektrisk varmebatteri.

Den roterende varmegjenvinneren har et variabelt drivsystem slik at virkningsgraden kan styres etter hvor mye oppvarming som er nødvendig. I perioder hvor oppvarming ikke er nødvendig vil ikke varmegjenvinneren rotere.

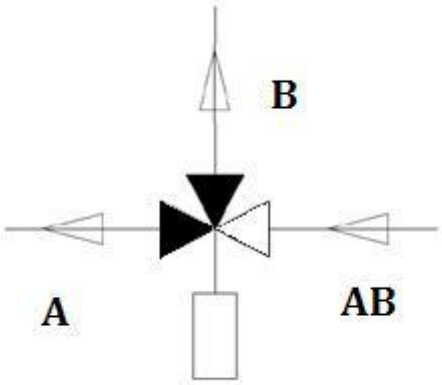
Varmegjenvinning fra kjølesystemet foregår med en overhetningsvarmeveksler. Figur 4-6 er en enkel prinsippskisse av systemet. Varmeveksleren er en skall og rør varmeveksler koblet i serie før sekundærfluidet, CO_2, går til kondensatoren. Primærfluidet i varmeveksleren er blanding av etylenglykol og vann (45 % etylenglykol)

med frysepunkt på -27˚C. Fra nå av vil blandingen av etylenglykol og vann bli referert til som glykol for enkelhetsskyld. Varmebatteriet har en merkeeffekt på 60 kW, faktisk effekt 48.6 kW og er dimensjonert for en glykolmassestrøm på 2.5 kg/s med en turtemperatur på 38˚C og en returtemperatur på 32˚C. Varmtvannsbatteriets effekt kan antas å være 52.7 kW ved ideelle forutsetninger (Nerum, 2012), men det velges her å bruke en mer konservativ verdi på 48.6 kW. Det elektriske varmebatteriet har en effekt på 34 kW og sørger for at det leveres nok varme til butikken, men ideelt sett skal ikke dette brukes i det hele tatt.

Sirkulasjonspumpen i varmegjenvinningskretsen er en Grundfos TP 32-250/2 med en oppgitt effekt på 1.5 kW og en maksimumskapasitet på 13.6 m3/h (3.78 l/s). Pumpen er i konstant drift. Basert på produktbladet til pumpen vil pumpemotoren bruke omtrentlig 1.1 kW ved dimensjonert glykolmengde (2.5 kg/s eller 8.5 m3/h).

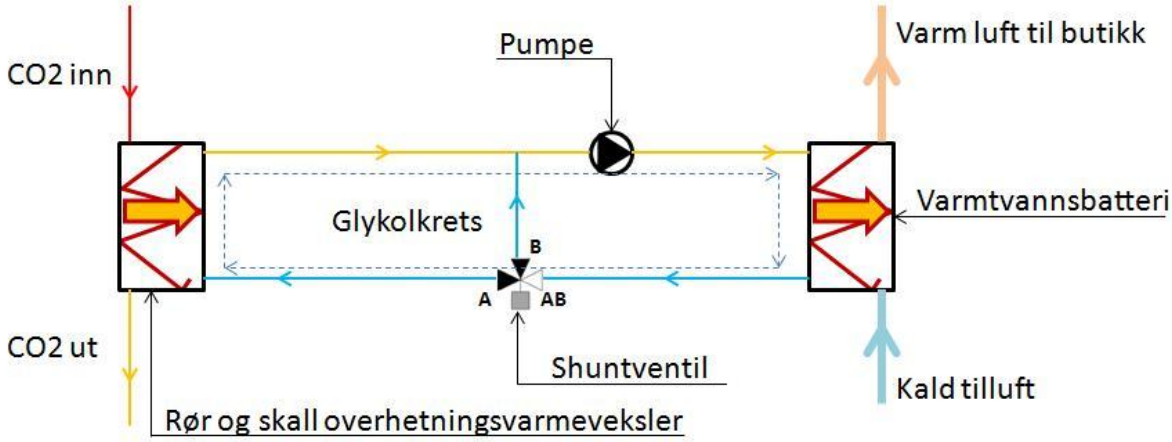


Figur 4-4- Oversikt over forbruk ved forskjellige volumstrømmer



Figur 4-5 - Shuntventilen i kretsen

En Belimo R348 DN50 3-veis shuntventil er satt inn i rørsystemet etter varmebatteriet for å regulere mengden varme avgitt til ventilasjonsluften. En shuntventil er en innretning for trinnløs regulering av væskestrømmer. Figur 4-5 viser hvordan fordelingen foregår i varmegjenvinningskretsen. Løpet AB er alltid 100 % åpent, og strømningen fordeles til løp A og B avhengig av varmebehov fra varmtvannsbatteriet. Shuntventilens regulering styres fra 1 (løp A-AB 100 % åpent) til 0 (løp A-AB stengt) med spindeldreiing. Om det ikke er varmebehov fra varmtvannsbatteriet vil shuntventilen være satt på 0 slik at løp A-AB er stengt og hele returstrømningen fra varmtvannsbatteriet går gjennom løp B. Dermed vil det ikke tilføres ny oppvarmet glykol fra overhetningsvarmeveksleren og kun nedkjølt glykol pumpes gjennom varmtvannsbatteriet. Med denne koblingen av shuntventilen operer den som en fordelingsventil.



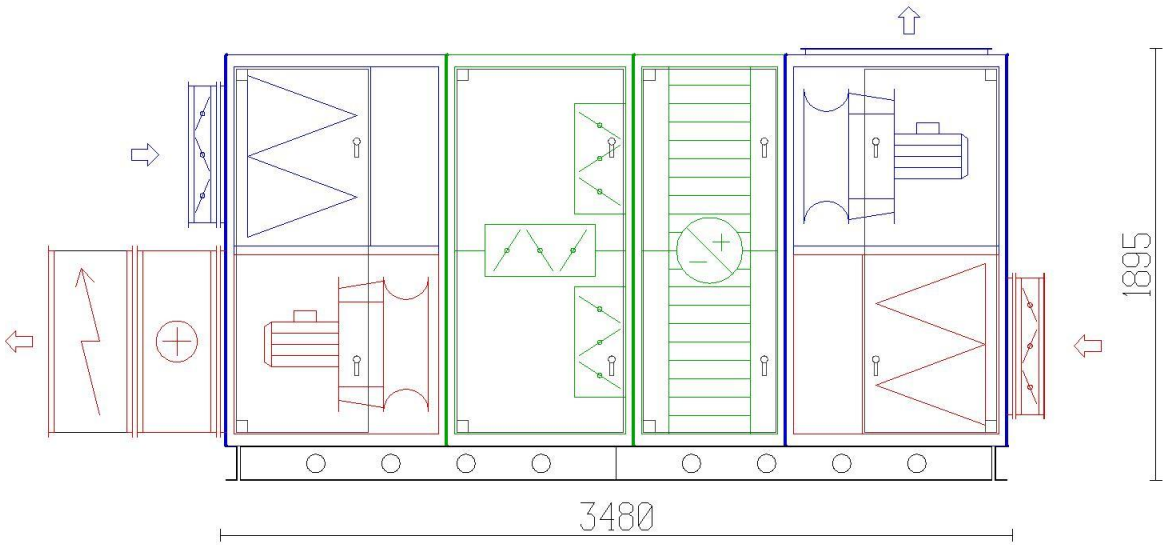
Figur 4-6 - Prinsippskisse av varmegjenvinningskretsen

4.3 Ventilasjonssystem

Ventilasjonssystemet i REMA 1000 Dragvoll er et CAV system dimensjonert for en luftføring på 10 000 m3/h (3.33 kg/s) under butikkens åpningstid og 5000 m3/h (1.67 kg/s) når butikken er stengt.

Med halvert luftmengde åpnes omluftspjeldet og avtrekksviften skrus av. Frisk luft tas ikke inn og varmebehovet til butikken senkes. Med ren omluft stiger CO2 konsentrasjonen i butikken, derfor gjøres dette utenfor åpningstid. Anlegget har vanlig operasjon fra 08:00-22:00 og omluftsoperasjon 22:00-08:00 uavhengig om butikken er stengt eller holder andre åpningstider.

Figur 4-7 er en systemskisse fra Systemair av ventilasjonssystemet. Systemet består av komponentene nevnt i underkapittel 4.2 i tillegg til en avtrekksvifte, en tilluftsvifte og et F7 filter. Viftemotorene har en maksimal effekt på 4 kW og en virkningsgrad på 0.87, viftene har en virkningsgrad på 0.81 i følge leverandør. Systemets SFP er 2.02 kW/(m³/s)



Figur 4-7 – Ventilasjonsanlegget i REMA 1000 Dragvoll (Systemair)

4.4 Belysningsanlegg

Belysningen i bygget består av arealbelysning i salgsarealet, arealbelysning utenfor salgsareal, reolbelysning, reklameskilt og armaturer ved

inngangsparti og lasterampe. Innendørs belysning styres av av/på brytere og utendørs belysning styres av en fotocelle.

Belysningen i butikken er delt inn i 7 kategorier.

1. **Salgsareal –** I salgsarealet brukes det T8 lysrør av typen Osram Natura 76- 58W. De er montert i par i gondoler fra suspenderte bæreskinner.
2. **Grønnsaker –** I grønt og frukt seksjonen er det pendler med 1 lyspære i hver. Det var vanskelig å komme til disse da det ikke var en stige å oppdrive i bygget, men de ble estimert til å ha en effekt på 30W.
3. **Lager –** På lageret brukes det T8 lysrør av typen Osram Natura 76-58 W. De er montert i par i armaturer festet i taket.
4. **Kjølerom –** I kjølerommet brukes det T8 lysrør av typen Osram Natura 76- 58 W montert i armaturer i taket som holder 1 lysrør.
5. **Kontor –** Med kontorbelysning menes belysningen på kontor, pauserom, toalett, garderobe og gangen mellom disse rommene. Det brukes T8 lysrør av typen Osram Natura 76 - 36W. De er montert i armaturer i taket som holder 1 lysrør.
6. **Reoler –** I reolene er det brukt 3 forskjellige typer T8 lysrør. Philips TLD 30 W, Osram Natura 76 - 36 W og Osram Natura 76 - 58 W. De er montert i rekker på 1 stk for hver hylle i reolene.
7. **Annen –** Dette er reklameskilt og belysningen ved inngangsparti og lasterampe. Det var ikke mulig å se hvilke typer lys som er brukt for denne belysningen, men gjennom avlesninger fra Intent har den totale effekten for denne kategorien blitt estimert til 1kW. I energiberegninger er denne belysningen kun regnet med utenom driftstid (åpningstider).

Fryserommet var låst da jeg var på befaring for å få oversikt over belysning og er dermed ikke med i oversikten.

Alle lyspærer i kategori 1-6 har blitt telt og en fullstendig oversikt kan ses i Tabell 4-3.

Nr	Hvor	Type	Montering	Watt	Lumen/W	Antall rør/pærer
1	Salgsareal	Osram Natura 76	Gondol 2stk	58	49,14	262
2	Grønnsaker		Pendel 1 stk	30		8
3	Lager	Osram Natura 76	Armatur tak 2 stk	58	49,14	20
4	Kjølerom	Osram Natura 76	Armatur tak 2 stk	58	49,14	10
5	Kontor	Osram Natura 76	Armatur tak 1 stk	36	50,00	19
		Philips TLD	Reol rekker a 1 stk	30	51,67	3
6	Reoler	Osram Natura 76	Reol rekker a 1 stk	36	50,00	36
		Osram Natura 76	Reol rekker a 1 stk	58	49,14	23
7	Annen			1000		uvisst

Tabell 4-3 – Belysning REMA 1000 Dragvoll

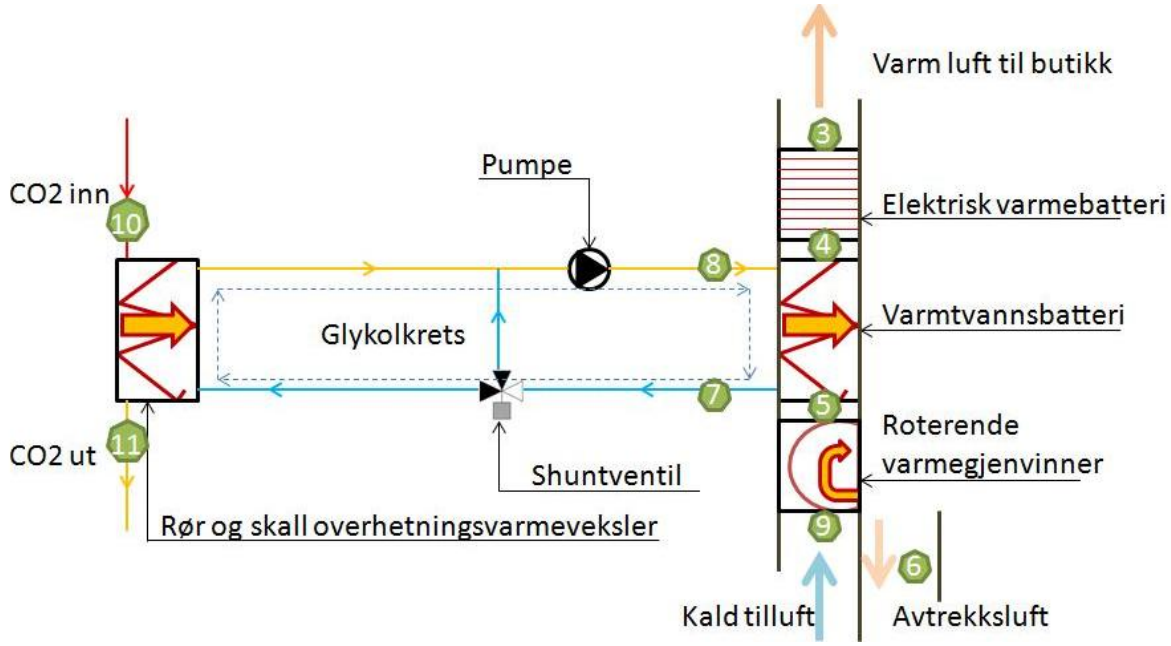
5 Energimålinger

I dette kapittelet beskrives målesystemene som ble brukt for å estimere elektrisitetsforbruk og potensiell innsparing og de mest relevante måleresultatene blir gjennomgått.

5.1 Målesystem

Det er to målesystem i butikken. Den sentraliserte driftskontrollen som logger timeverdier fortløpende gjennom Intent AS for hovedmåler, kompressorer, ventilasjonssystem og lys. En rekke målepunkter i varmegjenvinningskretsen og ventilasjonssystemet er koblet til en Fluke Hydralogger.

Oppvarming i butikken foregår ved å varme opp ventilasjonsluften og det er i første rekke målepunkt her som er de mest interessante. For å finne ut hvor mye det er mulig å spare på optimal varmegjenvinning holder det å se hvor stort forbruk det elektriske varmebatteriet leverer til tilluften. Målingene som vises for ventilasjonsanlegget for Intent skiller ikke mellom elektrisk energi brukt i det elektriske varmebatteriet og elektrisk energi brukt i pumper, vifter og roterende varmegjenvinner. Lars Kristian Nerum etablerte derfor i sammenheng med sin masteroppgave en rekke målepunkter i ventilasjonsanlegget. Målingene ble brukt til å undersøke hvor mye varme som ble levert fra roterende varmegjenvinner, det vannbårne varmebatteriet og det elektriske varmebatteriet samt se hvordan varmegjenvinningskretsen fungerte. Disse målepunktene ble også brukt i denne oppgaven. Figur 5-1 viser varmegjenvinningskretsen med målepunkter.



Figur 5-1 - Varmegjenvinningskrets med målepunkter

Målingene ble registrert på en Fluke Hydralogger (Figur 5-2) koblet til termoelement type T (kobber – konstantan legering). Tallene i heptagonene tilsvarer kanalene de var koblet til i loggeren. En fullstendig oversikt over hva kanalene i Fluke Hydralogger målte er i underkapittel 5.2, Tabell 5-1.

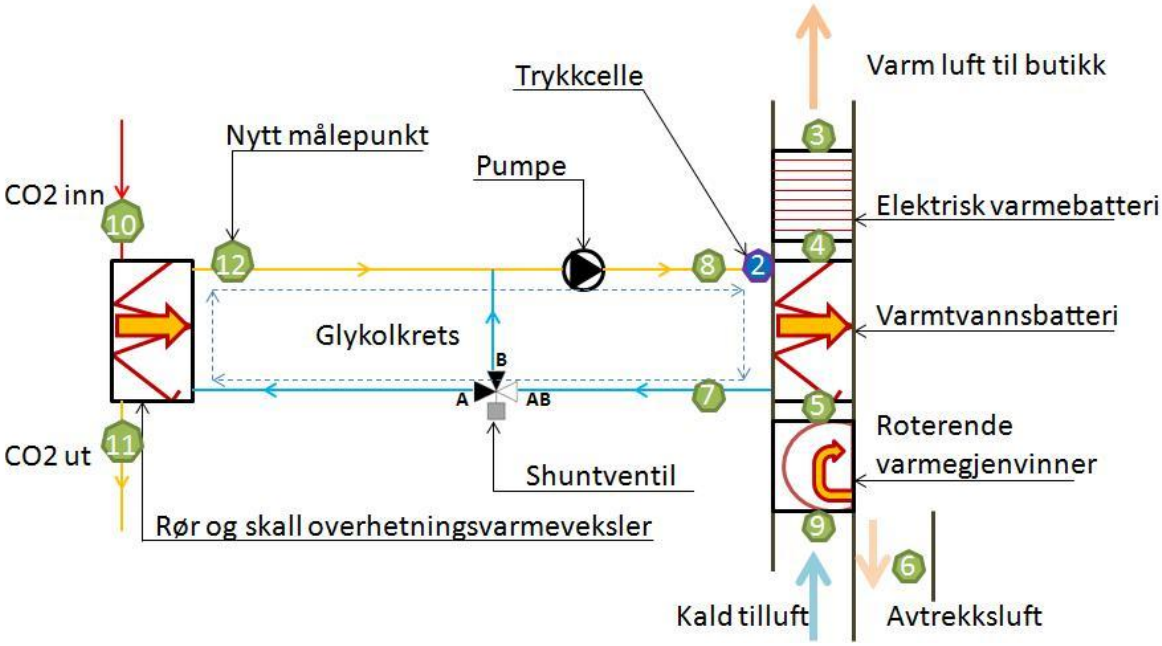
Det er også nødvendig å vite hvor stor massestrøm det er gjennom varmtvannsbatteriet. Det er satt inn en TA Stad reguleringsventil koblet til en trykkcelle i glykolkretsen før varmtvannsbatteriet. Denne ventilen er koblet til enn trykkcelle som måler trykkdifferansen over ventilen (Figur 5-2). Trykkcellens utgangssignal er i volt. Lars Kristian Nerum kalibrerte denne ventilen på NTNU i sammenheng med sin masteroppgave og kom frem til formel (4) for å beregne massestrømmen gjennom varmtvannsbatteriet. Trykkcellen ble koblet til kanal 2 i Fluke Hydralogger.

$$y = -1092{,}389463940x^2 + 1552{,}499815791x - 423{,}140880135 \qquad (4)$$

Figur 5-2 - Fra venstre: Fluke hydralogger, trykkcelle og ventil (Nerum)

5.2 Modifikasjoner på målesystem

Ettersom styringen av shuntventilen ikke blir logget var det vanskelig å se hvor stor effekt eventuell feilregulering hadde på systemet. Det ble derfor montert inn et nytt målepunkt i varmegjenvinningskretsen ved glykolutløpet fra rør og skall varmeveksleren (Figur 5-3).



Figur 5-3 - Varmegjenvinningskrets med nytt målepunkt og trykkcelle

Kanal	Måling	Enhet
2	Trykkfall over TA Stad reguleringsventil	V
3	Temperatur luft etter elektrisk varmebatteri	˚C
4	Temperatur luft etter varmtvannsbatteri	˚C
5	Temperatur luft etter roterende varmegjenvinner	˚C
6	Temperatur avtrekksluft	˚C
7	Temperatur glykol etter varmtvannsbatteri	˚C
8	Temperatur glykol før varmtvannsbatteri	˚C
9	Temperatur luft utendørs	˚C
10	Temperatur CO2 inn til rør og skall varmeveksler	˚C
11	Temperatur CO2 ut fra rør og skall varmeveksler	˚C
12	Temperatur glykol ut fra rør og skall varmeveksler	˚C

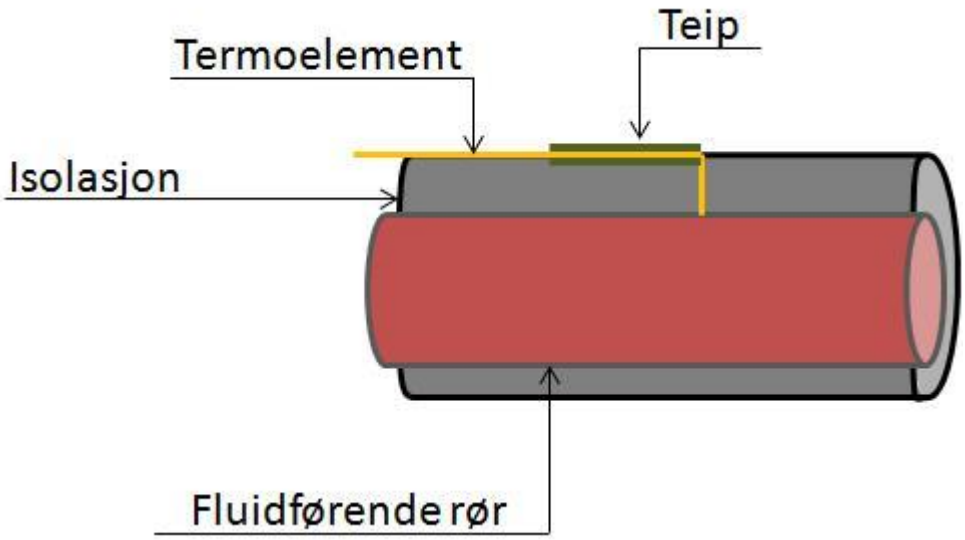
Tabell 5-1- Kanalkoblinger Fluke Hydralogger

Etter gjennomgang av måleresultater ble det etter hvert tydelig at det var noe feil med målepunktene. Det nye målepunktet målte en betydelig høyere temperatur på glykol turtemperatur enn hva punkt 8 gjorde, selv når shuntventilen ikke fordelte noe glykol til utløp B (se Figur 5-3).

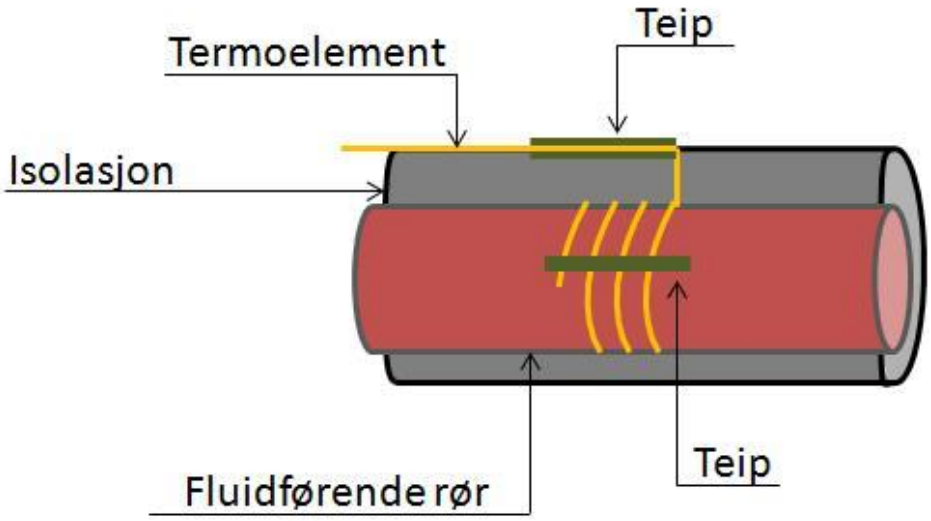
Ved å måle temperaturen på rørene og i ventilasjonssystemet med et Fluke 51 II digitalt termometer (Figur 5-4) ble det oppdaget at målepunkt 7,8,10 og 11 målte for lav temperatur. For eksempel målte punkt 10 en temperatur mer enn 15 ˚C under faktisk temperatur da kontrolleringsmålingene ble gjennomført (vedlegg (xxx)). Isolasjonen til rørene ble skåret opp for å undersøke hvordan termoelementene var koblet til rørene. Det ble oppdaget at de var dyttet gjennom isolasjonen til de kom i kontakt med rørene for så å bli teipet fast til isolasjonen (Figur 5-5).

Isolasjonen ble skåret opp ved samtlige målepunkt. Termoelementet ble tvinnet rundt røret for så å bli teipet fast med isolasjonsteip for å sørge for god kontakt (Figur 5-6).

Figur 5-4- Fluke 51 II digitalt termometer



Figur 5-5 - Feilkobling av termoelement



Figur 5-6 - Ny kobling termoelement

Feilen som følge av den dårlige koblingen førte til at de gamle målingene og resultater basert på målingene måtte forkastes. Etter modifikasjonen stemte termodynamiske beregninger for varme overført i varmtvannsbatteriet basert på glykolstrømning og temperaturforskjell bedre overens med termodynamiske beregninger basert på luftstrømning og temperaturforskjell. Store avvik i denne varmebalansen hadde tidligere gjort det vanskelig å bestemme om de målte verdiene på lufttemperatur inn til det elektriske varmebatteriet var pålitelige. Dette gav usikkerhet rundt beregnet varme levert fra det elektriske varmebatteriet.

5.3 Måleresultater

Som nevnt i underkapittel 5.1 ble det brukt to målesystem for å estimere årlig energibruk og potensiell energiinnsparing. Intent ble brukt for totalt energibruk, lys og total energibruk i ventilasjonssystemet. Målesystemet i ventilasjonssystemet ble brukt for å estimere potensiell innsparing.

5.3.1 Energibruk i ventilasjonssystemet

Total energibruk i ventilasjonssystemet kan hentes ut direkte fra Intent, men ettersom det ikke skilles mellom energibruk til vifter, pumper og det elektriske varmebatteriet ble det gjennomført beregninger for å skille disse fra hverandre.

Det ble logget målinger i ventilasjonssystemet hvert 30 sekund fra 13.mars 2013 - 11. mai 2013 med Fluke Hydralogger (169 820 målinger). For å beregne hvor stor massestrøm glykol som gikk gjennom varmtvannsbatteriet ble formel (4) brukt med målinger fra kanal 2 som x-verdier. For å beregne avgitt effekt i varmtvannsbatteriet ble denne massestrømmen brukt i en formel (5) med målinger fra kanal 8 og 7 som ΔT. Cp ble beregnet med Coolpack til 3.4 kJ/(kgK) for 45 % etylenglykol-vann med en temperatur på 25 ˚C. Dette var registrert gjennomsnittstemperatur til glykolen i kanal 8 i måleperioden 13.mars 2013 - 11.april 2013.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{5}$$

Temperaturforskjellen til luft ble målt over varmtvannsbatteriet i kanal 4 og 5, og det ble antatt at all energi avgitt fra glykolen ble absorbert av luftstrømningen. Formel (5) ble brukt for å beregne massestrømmen til luft gjennom ventilasjonsanlegget. Denne beregnede massestrømmen ble brukt til å beregne avgitt effekt fra det elektriske varmebatteriet ved å bruke formel (5) og målinger fra kanal 3 og 4 (Figur 5-3).

For å beregne total avgitt effekt fra det elektriske varmebatteriet ble systemet behandler som statisk i 30 sekunder av gangen (perioden mellom målingene).

Disse beregningene ble gjennomført i Excel for alle målingene (vedlegg XXX). Fra resultatene kan man se at behovet for elektrisk oppvarming synker mye når utendørs temperatur er over 6 ˚C. For estimering av årlig forbruk antas det derfor at når utendørs temperatur er over 6 ˚C er det ikke nødvendig med elektrisk oppvarming. Fra en årssimulering (Vedlegg XXX) , gjennomført av arkitekt under byggingen av butikken, kan man se at gjennomsnittlig utendørs temperatur er over 6 ˚C i perioden 1.mai til 30 september (152 dager).

I måleperioden 13.mars-11.april går temperaturen aldri over 6 ˚C. Gjennomsnittlig behov for elektrisk oppvarming for dager under 6 ˚C ble basert på denne måleperioden og funnet å være 153 kWh.

5.3.2 Energibruk belysning

Energibruk av belysning ble estimert ved å hente ut måleverdier for lys fra Intent i perioden 01. januar 2013 til 17.april 2013. Basert på den målte verdien ble daglig forbruk beregnet. Det ble antatt at daglig forbruk for lys holder seg tilnærmet konstant gjennom året. Det daglige forbruket ble så multiplisert med antall dager i året, uten å ta hensyn til feriedager, søndager eller kortere åpningstid på lørdager. Den estimerte verdien ble sammenlignet med en beregnet verdi basert på installert effekt multiplisert med antall arbeidstimer i 2013 (henholdsvis Tabell 5-3 og Tabell 5-2). De to verdiene var tilnærmet like. Målt verdi fra Intent kan ses i Tabell 5-4. I målingene vil lysverdien fra Intent brukes, men for energimodellene vil beregnet verdi fra Tabell 5-3 brukes.

	Dager	Åpningstider
5 ukedager/uke x 52 uker	260	
(-1)helligdager	10	
Antall arbeidsdager man-fre	250	07.00-23.00
Antall lørdager i 2013	52	
(-1)helligdager	0	
Antall arbeidsdager lørdag	52	08.00-21.00
Antall arbeidstimer 2013	4676	
Antall timer stengt 2013	4084	

Tabell 5-2 - Åpningstider REMA 1000 Dragvoll 2013

Nr	Hvor	Type	Montering	Watt	Lumen/W	Antall rør/pærer	Forbruk/time [kWh]	Forbruk/år [kWh]
1	Salgsareal	Osram Natura 76	Gondol 2stk	58	49,14	262	15,196	**71 056,5**
2	Grønnsaker		Pendel 1 stk	30		8	0,24	**1 122,2**
3	Lager	Osram Natura 76	Armatur tak 2 stk	58	49,14	20	1,16	**5 424,2**
4	Kjølerom	Osram Natura 76	Armatur tak 2 stk	58	49,14	10	0,58	**2 712,1**
5	Kontor	Osram Natura 76	Armatur tak 1 stk	36	50,00	19	0,684	**3 198,4**
		Philips TLD	Reol rekker a 1 stk	30	51,67	3	0,09	**420,8**
6	Reoler	Osram Natura 76	Reol rekker a 1 stk	36	50,00	36	1,296	**6 060,1**
		Osram Natura 76	Reol rekker a 1 stk	58	49,14	23	1,334	**6 237,8**
7	Annen			1000		uvisst	1	**4 084,0**
							SUM	**100 316,1**

Tabell 5-3 - Oversikt eksisterende belysning og årlig forbruk

5.3.3 Total energibruk

Energidata fra perioden 01. januar 2013 til 17.april 2013 ble hentet ut for hovedmåler, måler i ventilasjonsanlegg og lysmåler fra Intent. I denne

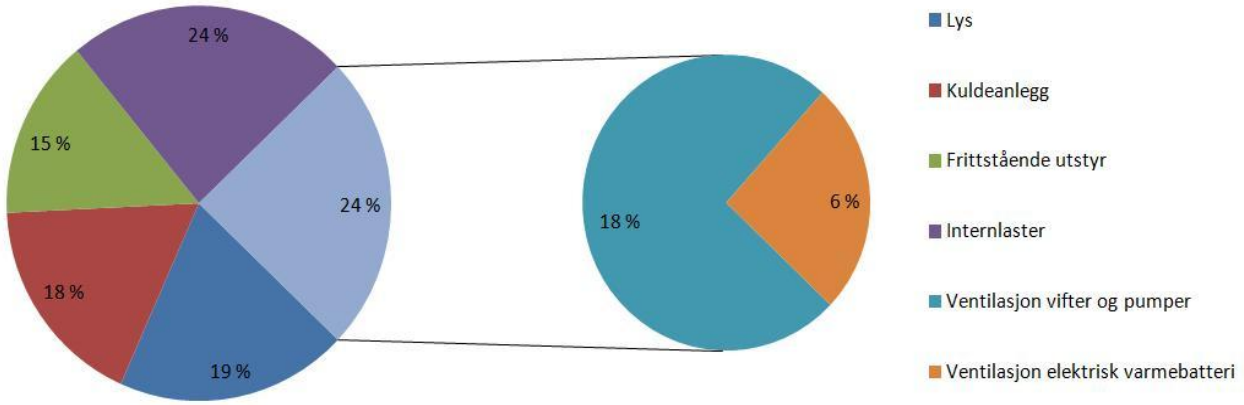
perioden ble det brukt totalt 160 208 kWh. Et enkelt estimat som antar at verdiene holder seg konstante gjennom året ga et årlig energiforbruk på 550 145 kWh. Dette er selvfølgelig for høyt ettersom energi brukt til oppvarming vil forandre seg i løpet av året og gå mot 0 i de varmere periodene. Energibruk til belysning, kuldesystem, internlaster og frittstående utstyr kan antas å være tilnærmet konstante. Dette er en rimelig antakelse ettersom temperaturen i butikken holdes rundt 20˚C (påvirker kuldeanlegg, frittstående utstyr og internlaster). Belysning har ikke noen form for regulering avhengig av sollys.

Totalt årlig energibruk ble beregnet med formel (6) og funnet ti l å være 526 889 kWh. Fordeling av forbruk kan ses i Tabell 5-4 og Figur 5-7. Ettersom ingen nevneverdig forandring har forekommet for kuldeanlegg eller frittstående utstyr brukes verdier fra fjorårets masteroppgave av Lars Kristian Nerum. Verdien for internlaster er funnet ved å trekke fra alle de kjente verdiene fra totalforbruket.

$$E_{\text{år}} = E_{\text{tot,konstant}} - E_{\text{el,gj.snitt/dag}} \cdot n_{\text{dag T} > 6^{\circ}\text{C}} \tag{6}$$

Energipost	Årlig forbruk [kWh]
Lys	102 927
Kuldeanlegg	92 580
Frittstående utstyr	78 000
Internlaster	125 532
Ventilasjon	127 851
Totalt	**526 890**

Tabell 5-4- Energibruk per år fra Intent



Figur 5-7- Oversikt elektrisk forbruk REMA 1000 Dragvoll i løpet av året

5.3.4 Potensiell innsparing korrekt regulering av shuntventil

Det var allerede en kjent sak at shuntventilen i systemet ikke opererte korrekt (Nerum, 2012). De følgende beregningene ser på hvor mye som kunne ha blitt spart om denne reguleringen ikke hadde forekommet i perioder hvor det var nødvendig med høyere levert effekt fra varmtvannsbatteriet.

For å kvantifisere hvor stor effekt dette har på energibruk i systemet ble målte temperaturer i kanal 12 og 8 sammenlignet. Om den målte temperaturen til glykolen er lavere i kanal 8 enn i kanal 12 kommer dette mest sannsynlig av blanding med kaldere glykol som følge av at shuntventilen regulerer. Da blir glykol i retur fra varmtvannsbatteriet pumpet gjennom løp B. For å beregne hvor mye energi som kunne ha blitt spart antas det at glykolen kunne ha kjørt med temperaturen som måles i kanal 12 og fortsatt ha samme returtemperatur. Potensiell reduksjon av energi levert fra elektrisk varmebatteri beregnes med formel (5). Om verdien er høyere enn energi levert fra det elektriske varmebatteriet settes potensiell innsparing lik energi levert fra elektrisk varmebatteri.

Innsparingen blir kun estimert for perioder hvor temperaturen utendørs er under 6 ˚C. I perioden 13.mars-11.april var gjennomsnittlig innsparing ved korrekt regulering av shuntventilen 6.8 kWh/dag. Med formel (7) blir dette 1448.4 kWh på årsbasis.

$$E_{\text{reduksjon}} = E_{\text{shuntfeil}/\text{dag}} \cdot n_{\text{dag T <6 }^{\circ}\text{C}} \quad (7)$$

Hovedårsaken til hvorfor varmtvannsbatteriet ikke leverer nok varme ligger derfor ikke i reguleringen til shuntventilen, men i turtemperaturen til glykolstrømningen. Gjennomsnittlig turtemperatur målt på glykolstrømningen i kanal 8 (turtemperatur varmtvannsbatteri) i perioden 13.mars 2013 - 11. mai 2013 er 24.5 ˚C. Betydelig lavere enn turtemperaturen varmebatteriet er dimensjonert for (38 ˚C).

Det er likevel ønskelug å få shuntventilen til å operere korrekt. Det er mulig PID – innstillingene til ventilen er suboptimale, men det kan også komme av koblingen. I produktbladet til BELIMO shuntventiler er det anbefalt ”svensk” rørkobling for turtemperaturregulerte anlegg. I svensk kobling er shuntventilen montert som fordelningsventil på primærsiden (tursiden), mens sekundærsiden (retursiden) er utstyrt med en bypass (VVS Norge). Det er også eksplisitt frarådet å montere shuntventilen med spindelen pekende nedover da dette kan forstyrre reguleringen, det er slik ventilen er montert i REMA 1000 Dragvoll (Figur 5-8).

Figur 5-8 - Shuntventilkobling REMA 1000 Dragvoll

5.3.5 Potensiell innsparing korrekt operasjon varmegjenvinningskrets

Maksimal effekt for varmtvannsbatteri er høyere enn maksimalt oppvarmingsbehov i løpet av året , henholdsvis 48.6 kW og 40.5 kW (Nerum, 2012). Om varmegjenvinningskretsen opererer optimalt vil det i teorien ikke være nødvendig med noe elektrisk oppvarming av tilluften. For

å estimere potensiell innsparing multipliseres gjennomsnittlig oppvarming per dag fra elektrisk varmebatteri med antall dager i året som har en utendørs temperatur under 6˚C. Ettersom det er 152 dager i året uten behov for elektrisk oppvarming av tilluft vil det si det er 213 dager i løpet av året med behov. For å beregne potensiell årlig reduksjon brukes formel (8).

$$E_{\text{reduksjon}} = E_{\text{el.vb.gj.snitt}/\text{dag}} \cdot n_{\text{dag T} < 6\ ^{\circ}\text{C}} \tag{8}$$

Ved å bruke gjennomsnittlig forbruk i det elektriske varmebatteriet fra underkapittel 5.3 i formel (8) beregnes årlig potensiell innsparing fra varmegjenvinningskretsen til 32 589 kWh.

Potensiell innsparing er oppsummert i Tabell 5-5.

Energireduserende tiltak	Innsparing per dag [kWh]	Antall dager	Innsparing per år [kWh]
Korrekt styring shuntventil	6,8	213	1 448,4
Korrekt operasjon varmegjenvinningskrets	153	213	32 589,0

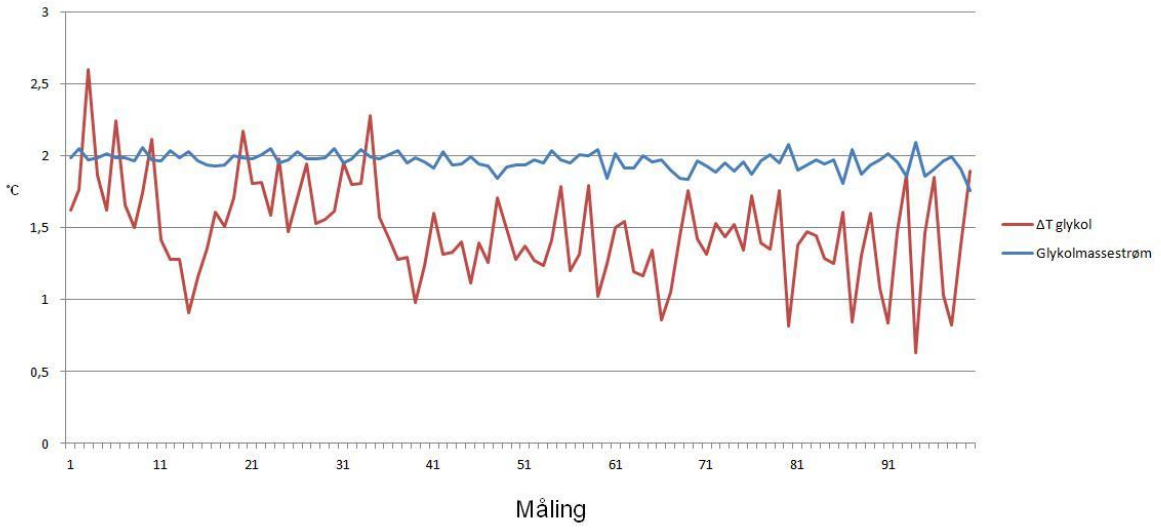
Tabell 5-5 - Energireduserende tiltak i varmegjenvinningskretsen

5.3.6 Målinger av varmegjenvinningskretsen

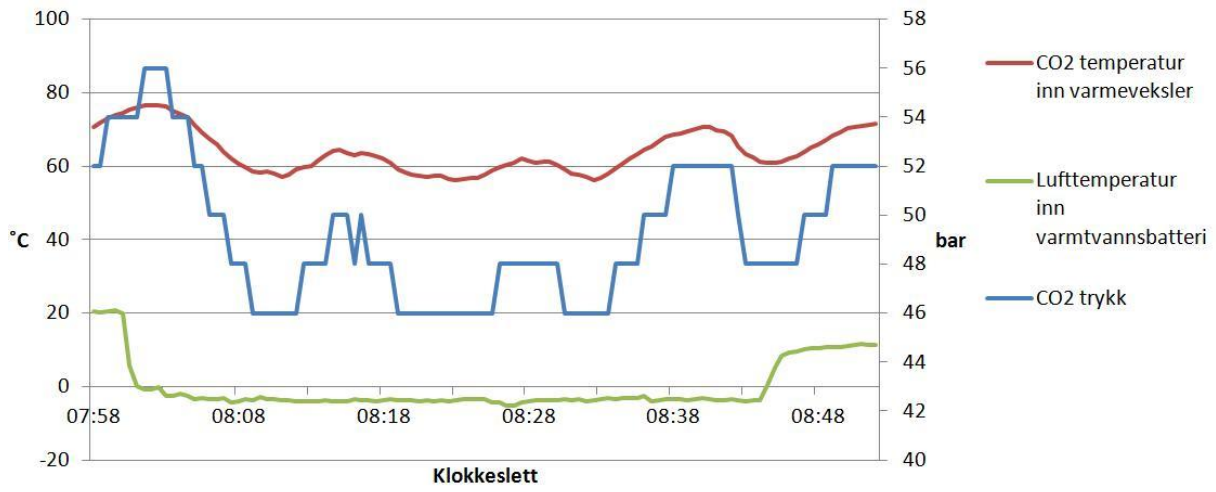
Figur 5-9 og Figur 5-12 er basert på gjennomsnittlige verdier i måleperioden 13.mars-11.april. Hvert punkt er et gjennomsnitt av 830 måleverdier (6 timer og 54 minutter) og gir derfor ikke noe informasjon om hvordan reguleringen/styringen forandrer seg fortløpende, men gir et innblikk i hvordan kretsen operer. Ettersom dette er i måleperioden hvor det i gjennomsnitt er nødvendig med 153 kWh per dag vil det si at ΔT over varmebatteriet i gjennomsnitt er 1 ˚C under nødvendig verdi (formel (5)).

Figur 5-13 og Figur 5-14 viser henholdsvis temperaturforløp og nødvendig økning i turtemperatur i varmtvannsbatteriet den 14.mars 2013. For beregning av nødvendig økning i turtemperatur er det antatt samme returtemperatur. Hvert målepunkt er gjennomsnittlig verdi for 10 minutter. Fra figurene er det tydelig at feilen oppstår klokken 08:00 og forplanter seg videre. Klokken 08:00 går ventilasjonsanlegget over fra omluftsmodus til normal operasjon med frisk luft. Fra Figur 5-10 og Figur 5-11 kan man se hvordan varmegjenvinningskretsen styres fra 07:58-08:58.

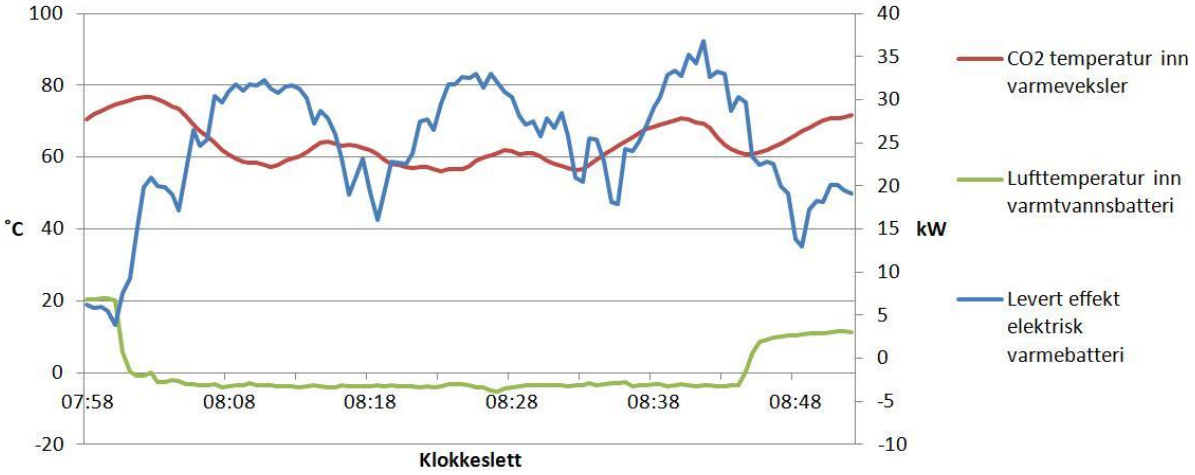
Fra det brå fallet i temperatur på tilluften ser man at det ikke lenger kjøres omluft i anlegget. Samtidig faller trykket på CO2 ettersom systemet kjøres med flytende kondenseringstemperatur. Nå kan kondensering foregå ved lavere temperatur på grunn av kaldere glykol i overhetningsvarmeveksleren. I denne perioden burde trykket ha økt for å kompensere for det økte oppvarmingsbehovet. Senkingen av trykket gjør at det må leveres enda mer energi fra det elektriske varmebatteriet som kan ses i Figur 5-11. Denne trenden gjelder for hver dag i måleperioden 13.mars-11.april.



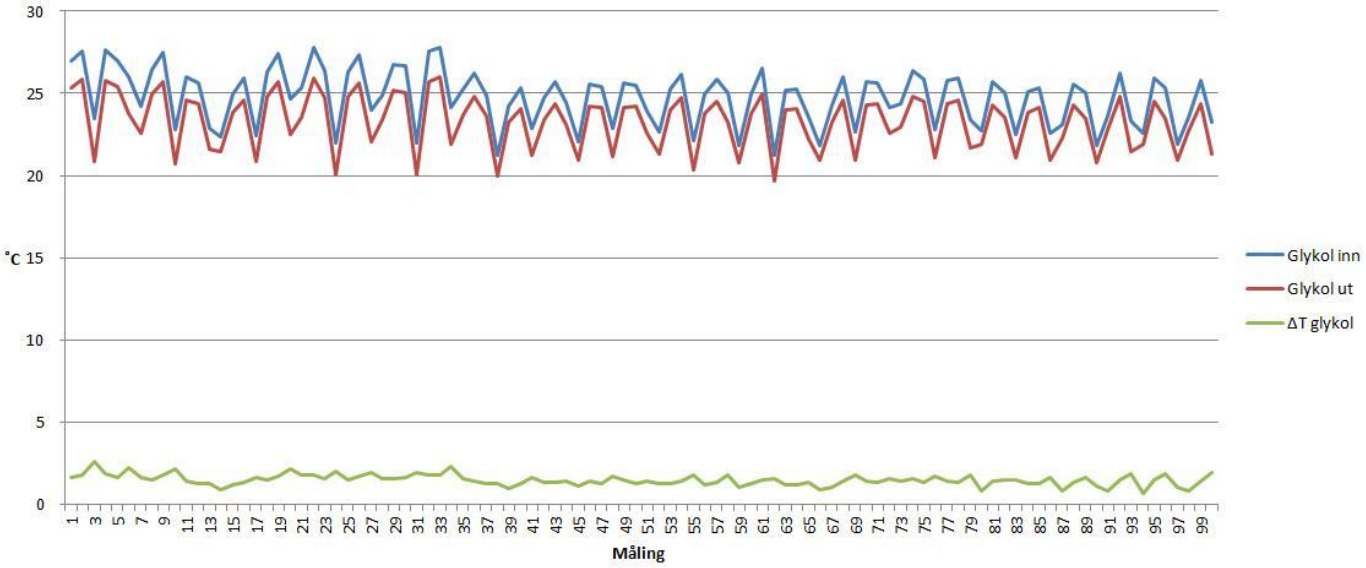
Figur 5-9 - Varmtvannsbatteri ΔT og massestrøm 13.mars-11.april 2013



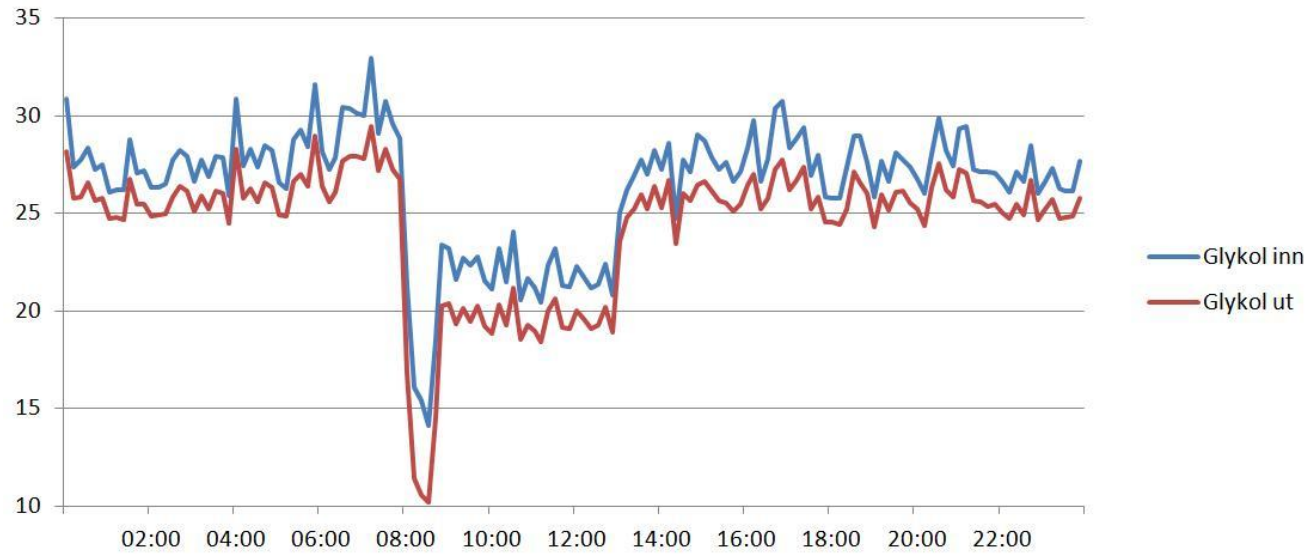
Figur 5-10 - CO2 temperatur, lufttemperatur, trykk CO2 07:58 – 08:58 14.mars



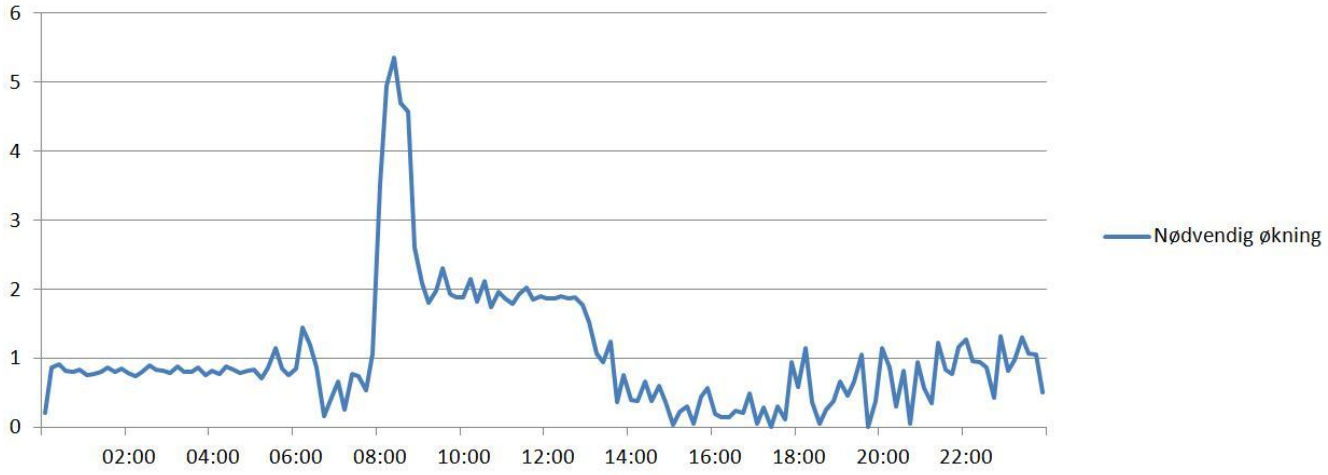
Figur 5-11 - CO2 temperatur, lufttemperatur, elektrisk effekt 07:58 – 08:58 14.mars



Figur 5-12 - Varmtvannsbatteri temperaturer 13.mars-11.april 2013



Figur 5-13 - Temperaturer glykol i varmtvannsbatteriet 14.mars 2013



Figur 5-14 - Glykol nødvendig turtemperaturøkning 14.mars 2013

5.3.7 Nødvendige forandringer for korrekt operasjon

Om det skal være mulig å gjenvinne 32 589 kWh i året er det ikke nok å sørge for at shuntventilen opererer korrekt. For øyeblikket regulerer ikke kompressorene opp trykket når det er nødvendig med høyere oppvarmingskapasitet, men kjører med et flytende kondenseringstrykk uten varmegjenvinningskontrollering. I måleperioden 13.mars-11.april kjørte høytrykkskompressorene med et gjennomsnittlig trykk på 50 bar. Det

lave trykket forklarer hvorfor glykolen ikke nådde en høyere temperatur. Forandringer på systemet vil diskuteres nøyere senere i oppgaven.

6 Modell for energikalkulering og varmegjenvinning

6.1 Eksisterende energimodell

Det nåværende anlegget i REMA 1000 Dragvoll er ikke i stand til å møte oppvarmingsbehovet butikken har i løpet av året uten å bruke det elektriske varmebatteriet. En energimodell ble tilpasset REMA 1000 Dragvoll i 2012 av Lars Kristian Nerum, basert på en modell utviklet tidligere av Stefano Poppi. Det mest optimistiske resultatet fra denne modellen kan ses i Tabell 6-1. Dette er resultatene fra modellen hvor det gikk minst energi til det elektriske varmebatteriet.

Post	Årlig behov [kWh]
Belysning	90 070
Andre internlaster	132 746
Kuldeanlegg	92 851
Frittstående utstyr	77 522
Ventilasjonsanlegg	60 217
- *Elektrisk varmebatteri*	*7 591*
- *Vifter*	*44 260*
- *Rotormotor, roterende gjenvinner*	*482*
- *Sirkulasjonspumpe,varmegjenvinningskrets*	*7 884*
Totalt elektrisitetsbehov	**453 135**

Tabell 6-1 - Beregnet energiforbruk energimodell for REMA 1000 Dragvoll (Nerum)

Sammenligning av målte og beregnede verdier

Det estimerte forbruket for belysning er underestimert med minst 10 000 kWh i forhold til installert belysningseffekt i butikken og åpningstider i løpet av året.

Fra underkapittel 5.3.3 Total energibruk er det tydelig at ventilasjonsanlegget bruker mer elektrisk energi i løpet av året enn 60 217 kWh selv uten drift av det elektriske varmebatteriet (95 262 kWh).

Noe av avviket kan forklares av økt viftearbeid som en følge av trykktap i ventilasjonsanlegget på grunn av filter, roterende varmegjenvinner,

varmtvannsbatteri og elektrisk varmebatteri samt et større forbruk av det elektriske varmebatteriet enn hva som ble estimert (32 589 kWh). Selv om det estimerte forbruket av det elektriske varmebatteriet er for lavt kan det ikke forklare det store avviket fra estimert forbruk i modellen og det målte forbruket. For å illustrere: Et urealistisk estimat av forbruk i det elektriske varmebatteriet er å anta at det målte gjennomsnittlige forbruket på 153 kWh/dag holder seg konstant gjennom hele året. Dette vil øke forbruket til 55 845 kWh per år. Det årlige forbruket i ventilasjonsanlegget ekskludert forbrukt fra det elektriske varmebatteriet blir da 72 005 kWh. Fortsatt godt over 60 217 kWh. 95 262 kWh/år er trolig en mer realistisk verdi.

For fremtidige beregninger

Det velges å legge til grunn 95 262 kWh/år som energiforbruk i ventilasjonsanlegget når det elektriske varmebatteriet ikke er i drift. Årlig forbruk av internlaster antas lik den målte verdien fra Intent på 125 530 kWh/år og kompressorforbruk antas lik 92 580 kWh/år.

Ettersom det mest optimistiske estimatet fra energimodellen er et forbruk på 7 591 kWh fra det elektriske varmebatteriet brukes denne verdien videre. Total innsparing per år ved optimal drift blir da 25 479 kWh (Tabell 6-2), en reduksjon på 4.9 %.

Post	Årlig behov [kWh]
Belysning	100 316
Andre internlaster	125 530
Kuldeanlegg	92 580
Frittstående utstyr	77 522
Ventilasjonsanlegg	102 853
- *Elektrisk varmebatter*	*7 591*
- *Vifter*	*44 260*
- *Rotormotor, roterende gjenvinner*	*482*
- *Sirkulasjonspumpe, varmegjenvinningskrets*	*7 884*
- *Ukjent*	*42 636*
Totalt elektrisitetsbehov	**498 801**
Før forandring	*524 280*
Reduksjon	***25 479***

Tabell 6-2 - Årlig reduksjon nåværende system

6.2 Bakgrunn for ny varmegjenvinningskrets

Det var ønskelig å spare inn mer enn dette per år og det ble derfor utviklet en modell for å se på andre energiinnsparende tiltak og hvor mye disse kan redusere det elektriske energibehovet per år.

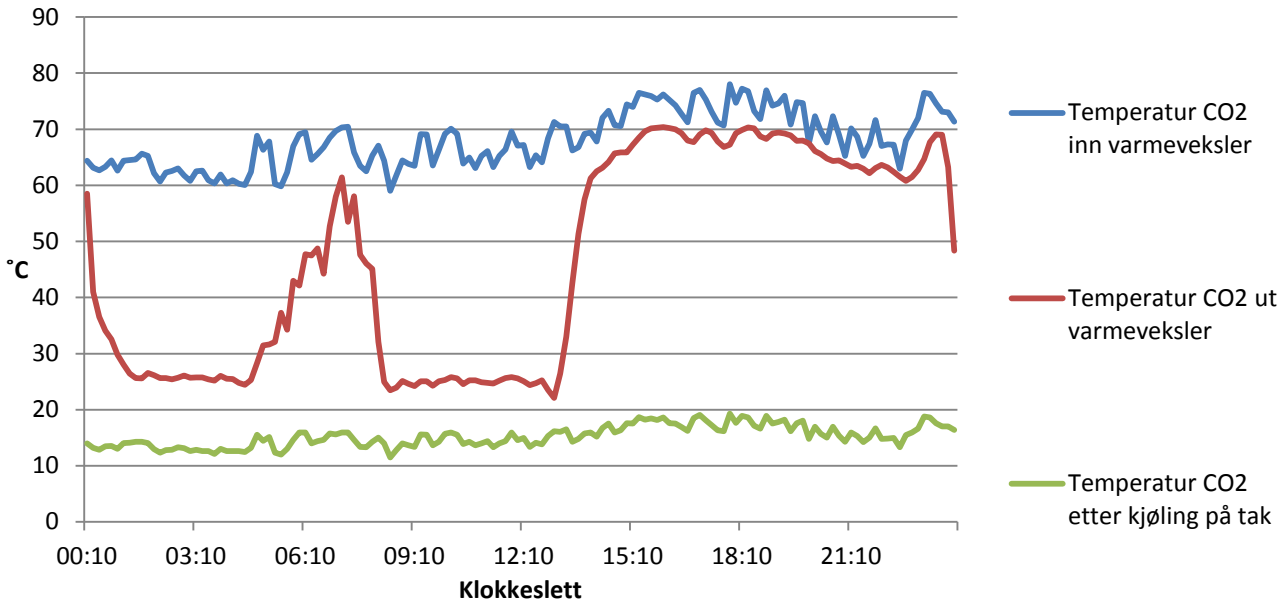
Målsettingen var å redusere energibehovet til REMA 1000 Dragvoll nok til å kvalifisere til støtte fra ENOVA for å gjennomføre forandringene. Kravene fra ENOVA i 2013 er som følger

- Komplett utfylt søknadsskjema i Enovas søknads- og rapporteringssenter.
- Søknader med samlet energimål mindre enn 100.000 kWh/år kan kun bestå av predefinerte tiltak.
- Minimum samlet reduksjonsmål for søknader som inneholder energireduksjonstiltak: 15 %.
- Maksimal gjennomføringstid er 3 år fra dato for prosjektstart angitt i tilskuddsbrevet.
- Energioppfølgingssystem (EOS) er obligatorisk i yrkesbygg.

Minimum reduksjonsmål for REMA 1000 Dragvoll er 79 035 kWh/år. Det ble først gjennomført en analyse for å se om det var mulig å oppnå denne innsparingen ved å kun bruke predefinerte tiltak. Dette lot seg gjøre, men det resulterte i flere tiltak som ikke nødvendigvis var økonomisk gunstige ettersom det måtte velges fra en liste av tiltak. Det var også stor usikkerhet rundt hvor realistiske de beregnede verdiene for estimert innsparing var da estimatene ble automatisk kalkulert på ENOVA sine sider basert på byggets areal og normerte verdier. Søknaden ble laget elektronisk på deres hjemmesider, men et sammendrag av tiltak og innsparing finnes i (referanse vedlegg XXX).

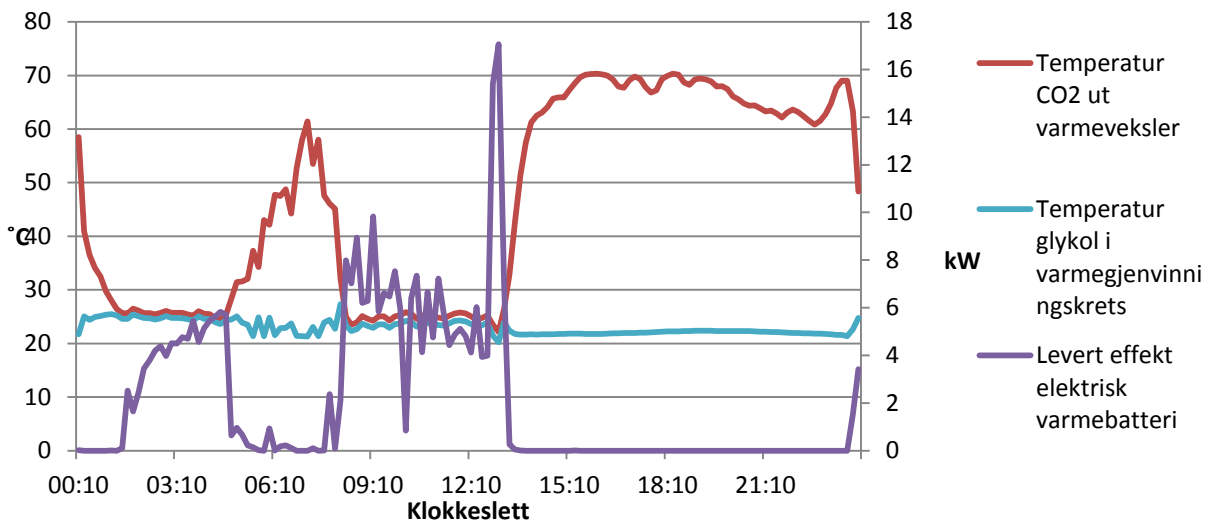
Det ble så sett på muligheten for å nå energimålet på 100 000 kWh/år med bruk av egendefinerte tiltak.

Det ble foreslått en ny varmegjenvinningskrets i stand til å møte oppvarmingsbehov uten bruk av direkte elektrisk oppvarming. Problemet med den eksisterende kretsen er blant annet at i perioder hvor det ikke er stort oppvarmingsbehov i butikken vil mye varme ”dumpes” i den luftkjølte kondensatoren på taket.



Figur 6-1- Temperaturforløp CO2 10.mai 2013

Figur 6-1 illustrerer denne situasjonen og er basert på måledata fra målesystemet i varmegjenvinningskretsen den 10.mai 2013. I perioder hvor det er lite behov for oppvarming er temperaturen på CO2 inn og ut av rør og skall varmeveksleren nære hverandre ettersom det er lite kjøling tilgjengelig fra glykolen. Fra Figur 4-1 ser man at det er en bypassledning for CO2 før overhetningsvarmeveksleren som trolig brukes her.



Figur 6-2 - Sammenheng figur 1 og bruk av elektrisk varmebatteri 10. mai 2013

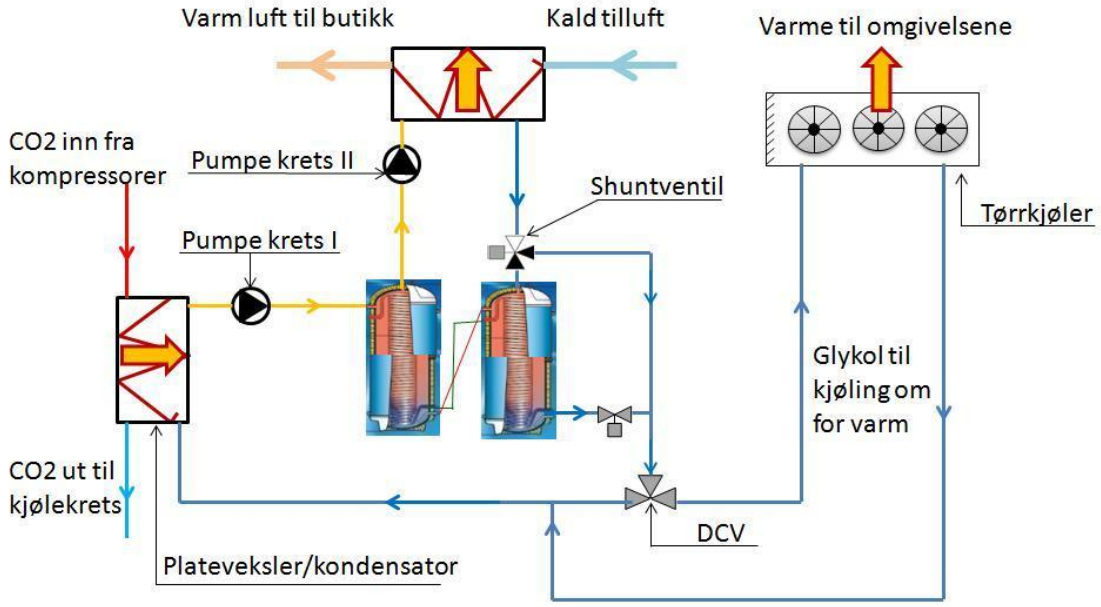
Figur 6-2 viser turtemperaturen til glykol i varmegjenvinningskretsen i samme måleperiode som Figur 6-1. Det er tydelig at temperaturen holder

seg tilnærmet konstant i periodene med lav temperaturforskjell for CO2 (kl 13:30 – 23:40). Dette ville ikke vært tilfelle om hele massestrømmen til CO2 gikk gjennom rør og skall varmeveksleren med en temperatur på 70 + ˚C, og indikerer derfor at CO2 massestrømmen ikke går gjennom veksleren i denne perioden.

Figur 6-2 viser også effekt levert fra det elektriske varmebatteriet. Den 10.mai 2013 ble gjennomsnittlig temperatur på uteluft målt til 9.3 ˚C og det bør derfor ikke være behov for elektrisk oppvarming. Totalt denne dagen ble det brukt 49.24 kWh i det elektriske varmebatteriet. Man kan se at periodene med bruk av det elektriske varmebatteriet kommer etter perioder hvor det har blitt dumpet mye varme på taket. Om denne varmen i stedet hadde blitt vekslet med glykolen i varmegjenvinningskretsen ville det ikke ha vært nødvendig med elektrisk oppvarming.

6.3 Ny varmegjenvinningskrets

En prinsippskisse for den foreslåtte varmegjenvinningskretsen kan ses i Figur 6-3.



Figur 6-3 - Prinsippskisse av den foreslåtte varmegjenvinningskretsen

6.3.1 Ny varmeveksler

For å bedre varmeoverføringen fra CO2 til glykol er det foreslått å erstatte den nåværende rør og skall varmeveksleren med en slagloddet plateveksler. Denne typen varmeveksler er mer kompakt, har høyere varmeoverføringskoeffisient og kan brukes ved høye temperaturer og trykk. Det har blitt sett på en rekke forskjellige typer varmevekslere for systemet. Forslag som kan passe godt for systemet er Alfa Laval AXP 27 og Alfa Laval AXP 52. (vedlegg XXX)

6.3.2 Akkumuleringstanker

Ved å koble inn akkumuleringstanker for glykol er det mulig å utnytte periodene hvor det ikke er stort oppvarmingsbehov til å ”lagre” varme i form av oppvarmet glykol. Pumpe krets I styrer mengden glykol som kjøres gjennom varmeveksleren mens Pumpe krets II styrer hvor mye glykol som kjøres gjennom varmtvannsbatteriet. Kretsene kan operere med forskjellige massestrømmer. Om glykolmassestrømmen gjennom varmtvannsbatteriet er større en strømningen gjennom plateveksleren returneres forskjellen til tankene ved hjelp av shuntventilen. Om det motsatte er tilfelle vil forskjellen hentes fra glykoltankene.

Denne varmelagringen tillater også kompressorene å kjøre med et mer konstant trykk, noe som forlenger levetiden. Om det nåværende systemet skal trykkreguleres for å møte oppvarmingsbehov er det nødvendig med store forandringer i trykk over korte tidsperioder, for eksempel hver morgen klokken 08:00 når frisk luft kjøres i ventilasjonsanlegget.

Størrelsen på de to glykoltankene bør være minst 1000 L for å ha ønsket effekt. Om man velger for små tanker vil glykolmassen sirkulere i løpet av en kort periode. Ettersom glykoltankene skal fungere som et ”varmelager” er ikke det hensiktsmessig.

6.3.3 Ny rørkobling

I stedet for å kjøle CO2 på taket blir den kun kjølt av glykol i plateveksleren. Den luftkjølte kondensatoren på taket kjøler glykol i stedet for CO2. Det er koblet inn en temperaturregulert DCV (Directional Control Valve) etter glykoltankene. Om temperaturen til glykolen er for høy for til

å levere nødvendig kjøling styrer den glykolstrømningen opp til den luftkjølte kondensatoren, som nå opererer som en tørrkjøler.

6.3.4 Ny styring av ventilasjonssystemet

Det er foreslått å omprogrammere det eksisterende CAV anlegget til et DCV anlegg. Anlegget er levert av Carrier og har derfor innebygd kontrollmuligheter for CO2 konsentrasjon. Det er nødvendig å installere 2 trykkgivere 0-500 Pa for VAV – regulering av DVCompact i tilluft- og avtrekkskanal, noe som er en relativt liten operasjon.

I forhold til et CAV system vil variabel luftmengde ha en betydelig reduksjon i både vifteforbruk og oppvarmingsbehov som følge av redusert luftmengde.

6.3.5 Ny belysning

Den eksisterende belysningen i REMA 1000 Dragvoll står for 20 % av butikkens totale elektrisitetsforbruk (ca 100 000 kWh/år). Den nye belysningen som ble foreslått er et LED system.

6.4 Energimodell

For å beregne potensiell energiinnsparing ble det utviklet en ny energimodell for REMA 1000 Dragvoll. Ettersom de foreslåtte forandringene gjelder ventilasjonsanlegget beregner modellen energibruk i varmegjenvinningskretsen og ventilasjonssystemet for hver time gjennom ett år. Ettersom resten av butikken forblir uforandret fra forrige modell er det antatt at de beregnede verdiene for varmebehov, frittstående utstyr og minste nødvendige friskluftmengde for å holde CO2 under 1000 ppm fra forrige modell kan brukes.

6.4.1 Metode for ventilasjonsanlegg

Massestrøm i ventilasjonsanlegg og varmtvannsbatteri

Med et VAV anlegg kjøres det en forskjellig luftmengde fra time til time. For å beregne kjørt mengde luft ble det antatt en grunnlast med omluft på 0.1 kg/s. Dette ble gjort for å ha en initialverdi å beregne ut fra i den påfølgende iterative prosessen. Det ble så beregnet nødvendig temperatur på tilluften for å levere nødvendig oppvarming til butikken

basert på total mengde luft kjørt den timen (omluft og frisk luft) med formel (9)

$$T_{\text{tilluft}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nødvendig}}}{\dot{m}_{\text{luft}} \cdot c_{p\ \text{luft}}} + T_{\text{inne}} \tag{9}$$

Basert på nødvendig mengde oppvarmingsbehov ble glykolmengden gjennom varmtvannsbatteriet regulert lineært med formel (10).

$$\dot{m}_{\text{glykol}} = 0.6 + (2.5 - 0.6) \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{oppvarming}}}{48.6} \tag{10}$$

Formel (10) bruker 0.6 som minimumsverdi da dette er den minste massestrømmen pumpen kan levere, og det antas at pumpen kjører kontinuerlig gjennom året . Glykolmengden reguleres ned for å unngå to ineffektiviteter. Høy glykolstrømning gir lav ΔT og det må derfor i mange tilfeller dumpes mye varme på taket. Samtidig returneres forskjellen til akkumulasjonstanken om strømningen gjennom varmtvannsbatteriet er større enn strømningen gjennom plateveksleren. Dette senker temperaturen og varmelagereffekten.

Oppvarming

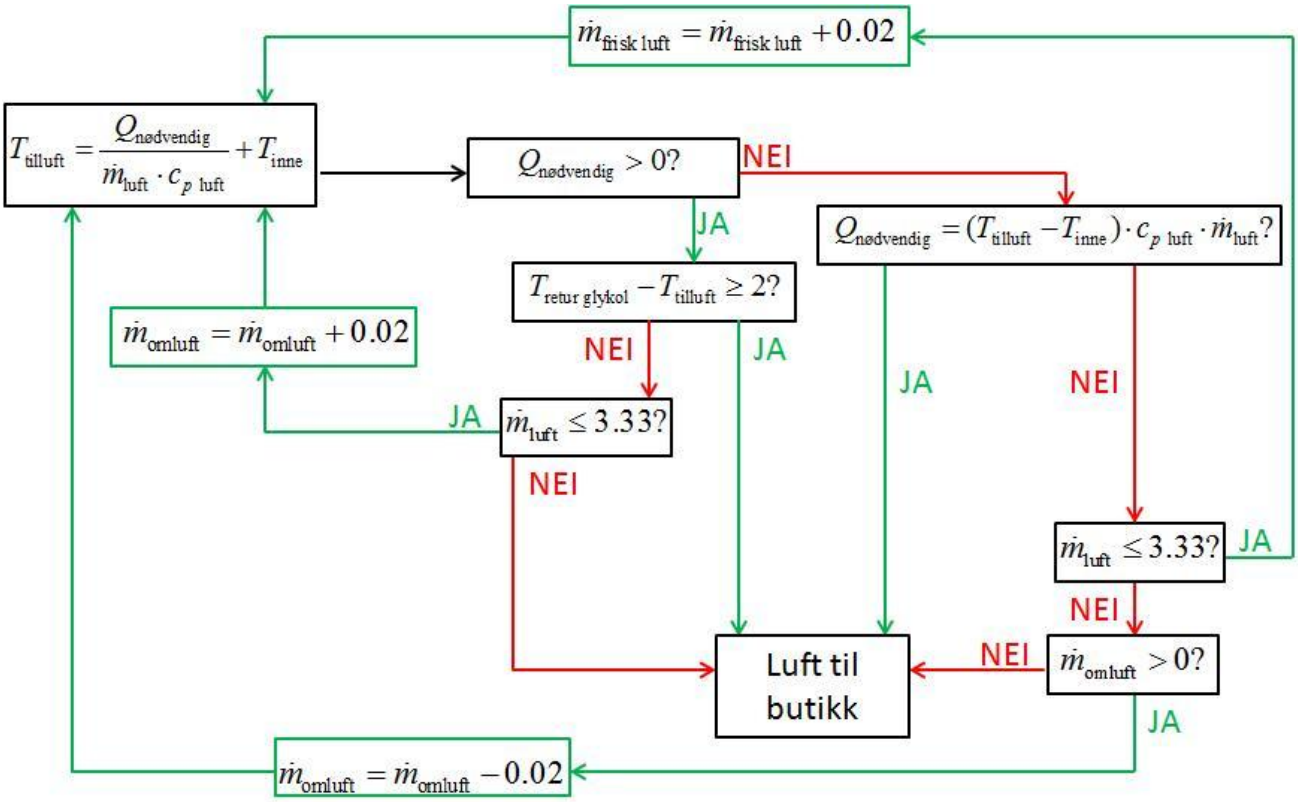
Om det var nødvendig med oppvarming ble temperatur på luften levert til butikken sammenlignet med returtemperaturen til glykolen i varmtvannsbatteriet. Det ble antatt en minimum temperaturforskjell på 2 ˚C mellom glykol retur fra varmtvannsbatteriet og luft tur ut av batteriet. Om forskjellen ikke var overholdt ble mengden omluft kjørt i systemet regulert opp med 0.02 kg/s, så lenge maksimal luftmengde på 3.33 kg/s ikke var nådd.

Kjøling

Om det var nødvendig med kjøling ble levert mengde kjøling beregnet og sammenlignet med den nødvendige. Om det ikke var levert nok kjøling ble mengden frisk luft kjørt i systemet regulert opp med 0.02 kg/s, så lenge maksimal luftmengde på 3.33 kg/s ikke var nådd. Om den maksimale

luftmengden var nådd ble kjørt mengde omluft regulert ned med 0.02 kg/s så lenge den kjørte mengden ikke var mindre enn 0.02.

Luften ble så levert til butikken enten når alle krav var tilfredsstilt eller når det ikke var mulig med mer regulering. Et flytskjema av den iterative prosessen kan ses i Figur 6-4. For hver time var startverdien til luft lik minste nødvendige friskluftsmengde og grunnlasten til omluft.



Figur 6-4 - Flytskjema for den iterative luftberegningsprosessen

Styring av roterende varmegjenvinner

Den roterende varmegjenvinneren kan også levere kjøling i perioder hvor innendørs temperatur er lavere enn uteluft. Dette ble ikke implementer i energimodellen. I stedet ble virkningsgraden til den roterende varmegjenvinneren regulert fra minimumsverdi 0 (roterer ikke) til maksimumsverdi 0.746 (maksimal rotasjonshastighet). Om det var nødvendig med oppvarming i løpet av timen ble maksimumsverdi brukt. Om det var nødvendig med kjøling ble minimumsverdi brukt.

Temperatur etter roterende varmegjenvinner

Ettersom det brukes timesverdier er det ikke mulig å dele en times luftstrømning opp i en periode hvor det ble kjørt frisk luft og en periode hvor det ble kjørt omluft. For å få en gjennomsnittlig temperatur på tilluften etter den roterende varmegjenvinneren ble luftstrømningene behandlet som konstante verdier i løpet av hver time, med et blandekammer etter den roterende varmegjenvinneren hvor frisk luft blandes med omluft. Relativ luftfuktighet ble ikke tatt hensyn til. For å beregne temperaturen i ”blandekammeret” ble formel (11) brukt. Rvg er brukt som en forkortelse for ”roterende varmegjenvinner”.

$$T_{\text{luft ut rvg}} = \frac{(\dot{m}_{\text{frisk min}} + \dot{m}_{\text{frisk regulert}}) \cdot (\mathrm{T}_{\text{ute}} + \eta_{\text{rvg}} \cdot (\mathrm{T}_{\text{ute}} - \mathrm{T}_{\text{inne}}) + (\dot{m}_{\text{omluft}} + \dot{m}_{\text{omluft regulert}}) \cdot \mathrm{T}_{\text{inne}}}{\dot{m}_{\text{frisk min}} + \dot{m}_{\text{frisk regulert}} + \dot{m}_{\text{omluft}} + \dot{m}_{\text{omluft regulert}}} \quad (11)$$

Oppvarming nødvendig for å dekke butikkbehov

For å beregne nødvendig oppvarming for å dekke butikkbehov ble den beregnede massestrømmen for luft, nødvendig temperatur på tilluft og temperaturen etter den roterende varmegjenvinneren brukt i formel (5). Oppvarming nødvendig for å dekke butikkbehov blir høyere enn butikkbehovet ettersom luften må varmes opp over 20 ˚C (temperatur på luft i butikken) før varme leveres.

Varme og kjøling levert til butikk og varme levert fra varmtvannsbatteriet

Varme og kjøling levert ble beregnet med formel (5) med fysiske verdier for luft. Den samme formelen ble brukt for levert varme fra varmtvannsbatteriet, men med fysiske verdier for glykolkretsen.

Akkumuleringstanktemperatur

Det ble laget en modul for å beregne temperaturen til glykoltanken etter hver time i løpet av året. Modulen tar inn glykoltemperatur inn på tank, temperatur på tanken i begynnelsen av timen, glykoltemperatur etter varmtvannsbatteriet, massestrøm glykol gjennom varmtvannsbatteri, massestrøm glykol gjennom plateveksleren og mengde glykol i tanken for så å kjøre en iterasjon på 3600 (en for hvert sekund i løpet av timen).

Glykoltemperatur inn på tankene er avhengig av hvilket trykk som holdes i plateveksleren og massestrømmen av glykol gjennom plateveksleren. Massestrømmen av glykol er avhengig av hvor mye kjøling som er nødvendig av CO2 og hvor varm glykolen er inn på plateveksleren. Det ble gjort forsøk på å implementere dette i energimodellen for hele året, men uten hell. Det ble derfor besluttet å bruke en forenklet modell som ikke regulerer kondenseringstrykk eller viser temperaturforløp i akkumulasjonstankene.

En modell beregnet årlig temperaturforløp i akkumuleringstankene (1000 L til sammen), men resultatene er trolig lite realistiske ettersom det ikke var implementert trykkstyring eller styring av massestrøm gjennom plateveksleren. Denne modellen kan finnes i (vedlegg xxx), men ingen resultater er inkludert i rapporten. I den brukte modellen ble det antatt at temperaturen i akkumuleringstankene holder seg rundt 40 ˚C gjennom hele året. Dette er trolig noe lavere enn den faktiske temperaturen, men ettersom dette avhenger av trykkregulering er det vanskelig å si noe med sikkerhet. Det ble valgt en gjennomsnittlig temperatur på 40 ˚C for å ha et konservativt energiestimat, ettersom en høyere temperatur i akkumuleringstankene gir en lavere nødvendig massestrøm av tilluft i butikken og derfor et lavere energiforbruk i viftene.

6.4.2 Metode for belysning

Det ble utviklet et alternativt system basert på antall lumen den eksisterende belysningen leverte til butikken. Dette ble valgt som grunnlag etter samtaler med franchisedeltakeren på REMA 1000 Dragvoll hvor det ble klart at det ikke var ønskelig med mindre belysning.

For å finne alternativer til eksisterende belysning ble produktkataloger for belysning av dagligvarebutikker gjennomgått. Det ble valgt alternativer som er relativt like den eksisterende belysningen og retrofit løsninger hvor dette var mulig og hensiktsmessig. Systemet som ble foreslått er trolig ikke det samme som ville ha blitt foreslått av en profesjonell, men ettersom det leverer samme lysmengde som det eksisterende anlegget er

det godt nok til å estimere omtrentlig forbruk og kostnad for en LED løsning.

Samme beregningsmetode som ble brukt for å finne forbruket på det eksisterende anlegget (5.3.2 Energibruk belysning) ble brukt for å finne forbruket til LED anlegget. De enkelte pærene/lysrørenes effekt ble hentet fra produktkataloger og antall timer de er på i løpet av året ble beregnet fra årlig driftstid for REMA 1000 Dragvoll.

6.4.3 Metode for elektrisk forbruk av vifter

De beregnede verdiene for massestrøm av luft i ventilasjonsanlegget ble omregnet til m3/h og brukt for å estimere timesforbruk i viftene i VAV anlegget. Det ble beregnet forbruk i avtrekksviften basert på mengde frisk luft og forbruk i tilluftsviften ble basert på mengde frisk luft og omluft. For å estimere forbruket i viftene ved forskjellige volumstrømmer ble det antatt en lineær økning i forbruk for hver m3/h fra 0-5000 m3/h og fra 5000-10 000 m3/h. For Tilluftsviften er forbruk ved 5000 m3/h 1.54 kW og ved 10 000 m3/h 3.75 kW. For avtrekksviften er de tilsvarende verdiene henholdsvis 1.4 kW og 3.41 kW. Forbruket ved 5000 m3/h for avtrekksviften er estimert ved å anta samme forhold i forbruk mellom viftene for 5000 m3/h som for 10 000 m3/h. Forbruket til tilluftsviften ble beregnet med formel (12) for volumstrømmer større enn 5000 m3/h og formel (13) for volumstrømmer mindre enn 5000 m3/h. Forbruket til avtrekksviften ble beregnet med formel (14) for volumstrømmer større enn 5000 m3/h og formel (15) for volumstrømmer mindre enn 5000 m3/h.

$$P_{\text{tilluft}} = (\dot{V}_{\text{frisk}} + \dot{V}_{\text{omluft}} - 5000) \cdot \frac{dP_{\text{tilluft } \dot{V} > 5000}}{d\dot{V}} + P_{\text{tilluft } \dot{V} = 5000} \tag{12}$$

$$P_{\text{tilluft}} = (\dot{V}_{\text{frisk}} + \dot{V}_{\text{omluft}}) \cdot \frac{dP_{\text{tilluft } \dot{V} < 5000}}{d\dot{V}} \tag{13}$$

$$P_{\text{avtrekk}} = (\dot{V}_{\text{frisk}} - 5000) \cdot \frac{dP_{\text{avtrekk } \dot{V} > 5000}}{d\dot{V}} + P_{\text{avtrekk } \dot{V} = 5000} \tag{14}$$

$$P_{\text{avtrekk}} = \dot{V}_{\text{frisk}} \cdot \frac{dP_{\text{avtrekk } \dot{V} < 5000}}{d\dot{V}} \tag{15}$$

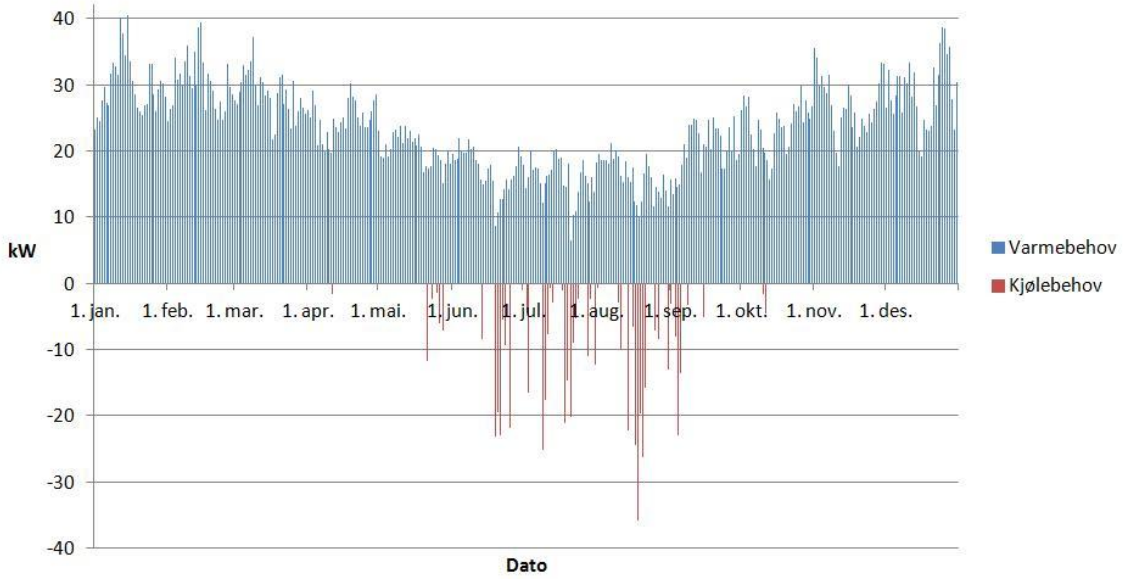
Ifølge viftekarakteristikken er minste mulig volumstrøm for viftene rundt 3000 m3/h, men ettersom vi opererer med gjennomsnittlige timesverdier i modellen er det antatt at denne beregningsmåten gir et relativt godt estimat for gjennomsnittlig forbruk i løpet av timen. Når det i beregningene brukes en volumstrøm på for eksempel 300 m3/h vil dette i systemet tilsvare at viften kjører en volumstrøm på 3000 m3/h i 6 minutter i løpet av timen og er avskrudd de resterende 54 minuttene.

7 Beregningsresultater

7.1 Bygningens varme- og kjølebehov

Figur 7-1 viser en oversikt over varmebehov og kjølebehov i løpet av året for beregningsmodellen. Figuren viser nødvendig oppvarming/kjøling av luftmassestrømmen i ventilasjonsanlegget for å holde butikken ved 20 ˚C, ikke nødvendig varme eller kjøling levert til butikken. Ettersom luften må være over 20 ˚C for å levere varme, vil dette medføre et ekstra energibehov i periodene hvor tilluftens temperatur etter den roterende varmegjenvinneren er under 20 ˚C. Det samme gjelder for kjøling. Luften må være under 20 ˚C før kjøling leveres, dette medfører en økning i kjølebehov ettersom de største kjølebehovene oppstår på dager med utendørs lufttemperatur over 20 ˚C. I disse periodene kjøres også full luftmengde i ventilasjonsanlegget.

Det er varmebehov gjennom hele året og det største behovet oppstår i januar og desember. Kjølebehovet oppstår hovedsakelig i perioden 1.juni – 1.september.



Figur 7-1 – Oversikt over varmebehov og kjølebehov gjennom året

Største varmebehov inntreffer den 15. januar klokken 06:00, utendørs temperatur -17.7 ˚C, og er på 40.48 kW. Største kjølebehov inntreffer den

18. august klokken 15:00, utendørs temperatur 21.8 ˚C, og er på 35.92 kW. Systemet må dimensjoneres etter verste tilfelle og disse resultatene kan derfor kalles dimensjonerende effekter (Tabell 7-1).

Dato	Kl	Nødvendig effekt [kW]
18.aug	15:00	-35,92
15.jan	06:00	40,48

Tabell 7-1- Dimensjonerende effekt

Å bygge systemet for å kunne dekke kjølebehovene kan være uøkonomisk med tanke hvor sjeldent de inntreffer i løpet av året. Med full luftmengde i butikken vil innendørs temperatur bli omtrentlig lik utendørs temperatur (det tas inn 12 000 kg luft i løpet av en time, total luftmengde i butikken er 9377 kg).

Fra Tabell 7-1 er det tydelig at det eksisterende varmtvannsbatteriet har høy nok effekt for å møte oppvarmingsbehovet gjennom hele året.

		Oppvarming	Kjøling
Årlig behov [kWh]	CAV	153 288	6 145
	VAV	99 093	3 096
Årlig behov [kWh]	**Reduksjon**	**54 195**	**3 049**

Tabell 7-2 - Årlig varme- og kjølebehov

Tabell 7-2 viser årlig varme og kjølebehov for ventilasjonssystemet før og etter ombygging. Ombygging til VAV anlegg gir en reduksjon i årlig oppvarmingsbehov på 35.4 % og en reduksjon i årlig kjølebehov på 49.6 %. Dette er henholdsvis en følge av reduksjonen av luftmassestrømmen og styring av den roterende varmegjenvinneren.

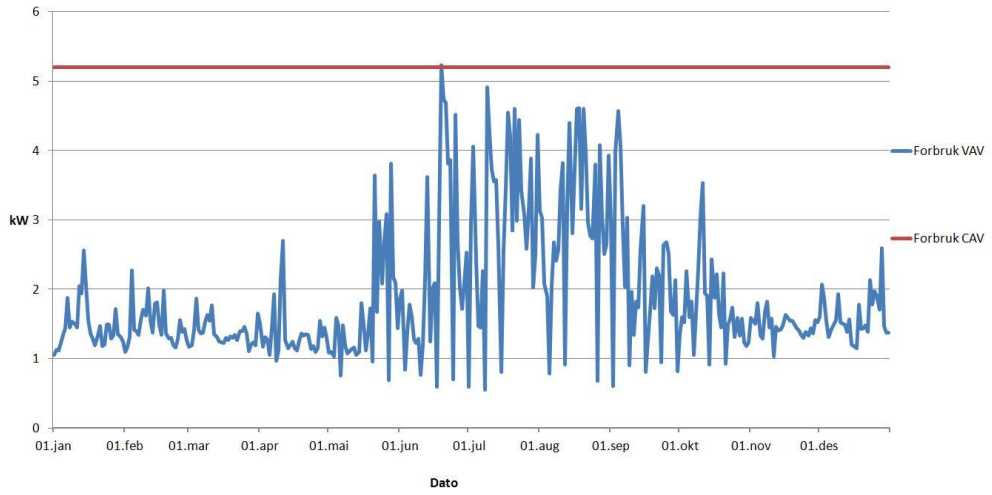
7.2 Vifteforbruk

Tabell 7-3 viser årlig elektrisk forbruk i viftene for det eksisterende CAV systemet og det foreslåtte VAV systemet. Figur 7-2 viser denne innsparingen grafisk med daglig forbruksgjennomsnitt gjennom året. Det er tydelig at mindre elektrisk energi går til drift av vifter med VAV. Denne reduksjonen av elektrisk forbruk kommer av at det kjøres mindre luft i ventilasjonsanlegget.

Innsparingen er mindre i løpet av de varmere periodene av året som en følge av de store luftmengdene som må kjøres for å levere kjøling når utendørs temperatur nærmer seg 20 ˚C.

Vifte	CAV	VAV tilluft	VAV avtrekk	SUM VAV
Årlig forbruk [kWh]	44 259,90	12 088,56	4 253,97	16 342,53
Reduksjon				**27 917,37**

Tabell 7-3 - Årlig forbruk i vifter



Figur 7-2 - Dagsgjennomsnitt vifteforbruk gjennom året

7.3 Belysning

Tabell 7-4 viser det foreslåtte anlegget, årlig forbruk og reduksjon av forbruk sammenlignet med det nåværende anlegget. Den beregnede reduksjonen er på 49 490.8 kWh/år. Dette er en reduksjon på 49.3 % av nåværende forbruk. Produktinformasjon i vedlegg (XXX).

Nr	Hvor	Alternativ	Montering	Watt	Lumen/W	Antall rør/pærer	Forbruk/time [kWh]	Forbruk/år [kWh]	Reduksjon	Sensor
1	Salgsareal	Philips Maxos LED panel (4)	Gondol 4stk	78	94,90	101	7,878	**36 837,5**	**34 219,0**	Nei
2	Grønnsaker	UnicOne Fresh Food LED Pendant	Pendel 1stk	37	62,00	4	0,148	**692,0**	**430,2**	Nei
3	Lager	MASTER LEDtube GA110 1200mm	Retrofit	19	86,84	20	0,38	**710,8**	**4 713,4**	Ja
4	Kjølerom	MASTER LEDtube GA110 1200mm	Retrofit	19	86,84	10	0,19	**355,4**	**2 356,7**	Ja
5	Kontor	Smartform LED	Pendel 1 stk	48	72,92	10	0,48	**897,8**	**2 300,6**	Ja
		MASTER LEDtube SA1 1200mm	Retrofit	25	72,00	3	0,075	**350,7**	**70,1**	Nei
6	Reoler	MASTER LEDtube SA1 1200mm	Retrofit	25	72,00	36	0,9	**4 208,4**	**1 851,7**	Nei
		MASTER LEDtube SA1 1200mm	Retrofit	25	72,00	23	0,575	**2 688,7**	**3 549,1**	Nei
7	Annen	N/A						**4 084,0**	**0,0**	Nei
								50 825,3	**49 490,8**	

Tabell 7-4 - Årsoversikt LED anlegg

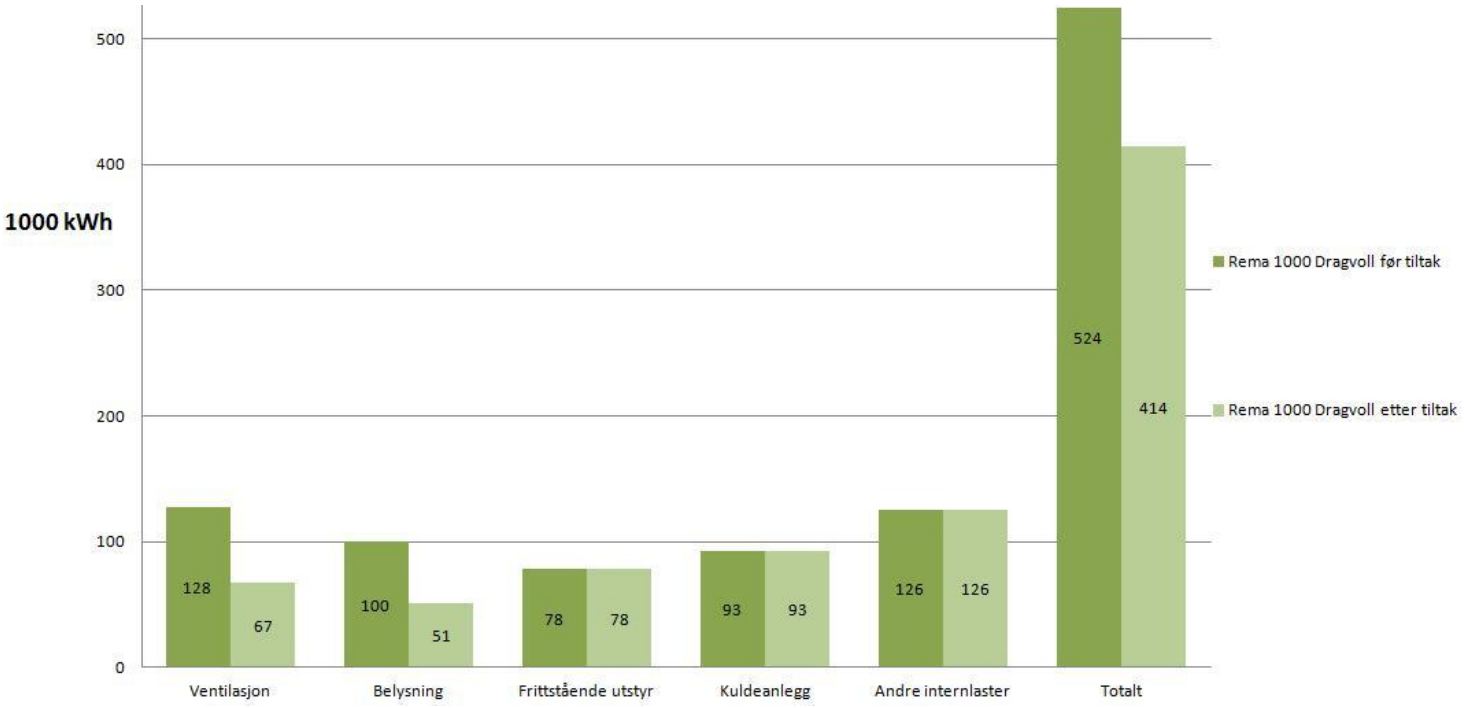
7.4 Total energibruk

7.4.1 Oppsummering

Figur 7-3 viser total energibruk for REMA 1000 Dragvoll før og etter tiltakene samt de individuelle energipostene. Før energireduserende tiltak er byggets totale energibruk beregnet til 524 280 kWh/år. Etter energireduserende tiltak er total energibruk beregnet til 414 480 kWh. Totalt gir det foreslåtte systemet en energiredusering på 110 000 kWh/år, 20.98 % av byggets totale energibehov.

Etter energireduserende tiltak er byggets spesifikke energibruk 327.39 kWh/m2, en reduksjon på 86.73 kWh/m2 fra 414.12 kWh/m2.

Energireduseringen er delt omtrent likt mellom energisparende tiltak for belysning og ventilasjonssystem. Det er antatt at de andre energipostene forblir like før og etter tiltakene.



Figur 7-3 - Oversikt energibruk før og etter tiltak

7.4.2 Diskusjon

Det var flere faktorer som ikke ble tatt hensyn til i modellen, hva og hvordan de trolig ville påvirket resultatene diskuteres her.

Kompressorforbruk

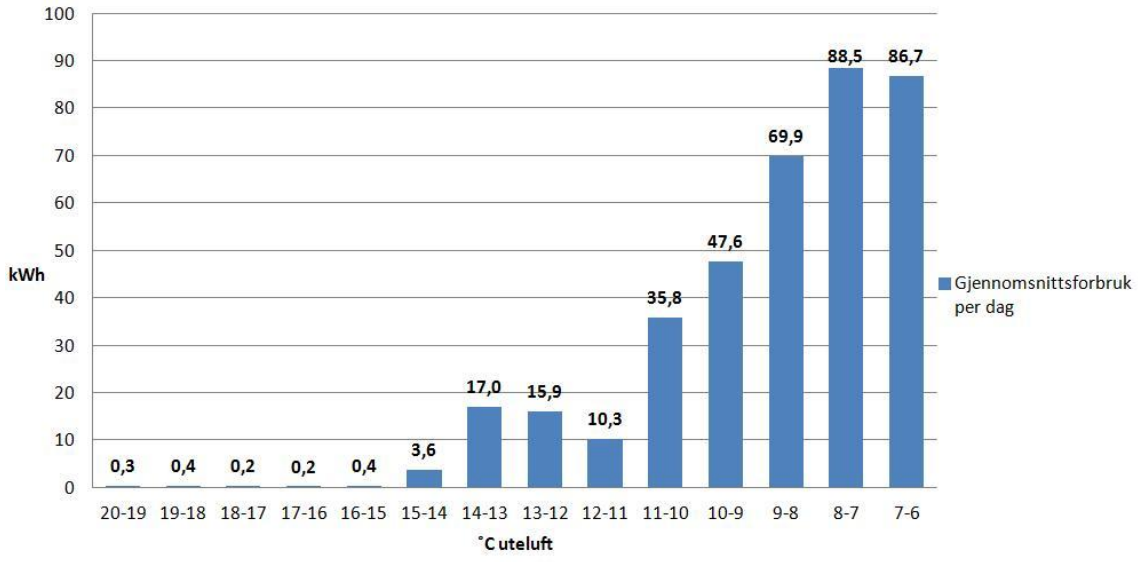
Det ble antatt at forbruket i kompressorene vil holde seg konstant før og etter systemforandring. Ettersom trykket økes i kretsen vil nødvendig kompressorarbeid øke. Dette vil med andre ord redusere årlig energireduksjon. Det er mulig å måle kompressorforbruk i Intent, men det er ikke noe målesystem for trykket kompressorene arbeider på. Sammenhengen brukt tidligere i oppgaven ble funnet ved å gå i maskinrommet og notere hvilket trykk de kjørte på ved forskjellige målte temperaturer i varmegjenvinningskretsen.

Pumpearbeid

Det er ikke tatt hensyn til effekten av en pumpe til i varmegjenvinningskretsen. Det pumpes mindre glykol gjennom varmtvannsbatteriet enn i det nåværende systemet, og den nye pumpen vil være mindre enn den eksisterende pumpen ettersom den bare trenger å levere opp til 1 l/s for å levere nødvendig kjøling av CO2. Det ble antatt at disse faktorene omtrentlig utligner hverandre.

Elektrisk varmebatteri

I modellen er det antatt at det ikke brukes elektrisk energi til oppvarming på dager hvor temperatur på utendørs luft er over 6 ˚C. Fra målinger kan man se at dette ikke stemmer. Figur 7-4 viser gjennomsnittlig forbruk i elektrisk varmebatteri når temperatur på utluft var over 6 ˚C i måleperioden 11.april – 11.mai.



Figur 7-4 - Gjennomsnittlig forbruk elektrisk varmebatteri uteluft over 6 ˚C

Fra målingene er det tydelig at det elektriske varmebatteriet er i drift for temperaturer på uteluft opp til 15 ˚C. Siden det laveste trinnet til det elektriske batteriet er oppgitt til 2.3 kW, er det fornuftig å anta at den reelle effekten til batteriet var 0 kW i periodene med temperatur høyere enn 15 ˚C og at dette skyldes unøyaktighet i målekretsen. Om måleverdiene kombineres med gjennomsnittlig temperatur på uteluft fra årssimuleringen tilsvarer dette et årlig forbruk på 6144 kWh.

Belysning

Det er nok mulig å ha færre lysarmaturer og lys enn det foreslåtte systemet ettersom mange av LED modulene har mulighet for lysstyring (dobbel asymmetrisk lysfordeling) og derfor kan belyse varene på en mer effektiv måte en tradisjonelle armaturer.

Trolig vil årlig forbruk for belysning være noe høyere ettersom det ikke er tatt med perioder hvor ansatte oppholder seg i bygget etter stengetid (varetelling, vasking, gjøre opp kassen, dekke til fryse- og kjøledisker, vareflytting, rydding av pauserom og lager). Om det antas at det i gjennomsnitt brukes 1 time hver dag for slike sysler (Jacobsen, 2013) med kun salgsarealbelysning gir dette en årlig reduksjon på 2 210 kWh (Tabell 7-5).

Belysning	Hvor	Forbruk/time [kWh]	Arbeidsdager i året	Ekstra forbruk [kWh]
Nåværende	Salgsareal	15,196	302	4 589
Alternativ	Salgsareal	7,878	302	2 379
Reduksjon				**2 210**

Tabell 7-5 - Ekstra forbruk lys

Det er ikke tatt med økt varmebehov som følge av mindre varme avgitt fra belysning, men samtidig er det ikke tatt med reduksjon av kjølebehov i reolene og kjølerom.

Det er ikke tatt hensyn til en reduksjon i kostnader som en følge av lenger levetid på lampene. Mens en LED kan levere lys opp til 60 000 timer kan et typisk lysrør kun levere lys i 10 000 timer.

Levetid til filter

Ettersom det kjøres mindre luft i ventilasjonsanlegget vil filtrene måtte byttes sjeldnere. Dette er en økonomisk innsparing det ikke er blitt tatt høyde for.

Målepunkter i ventilasjonsanlegget

Målingene av lufttemperaturene i ventilasjonsanlegget ble gjennomført med ett termoelement i hvert målepunkt. Avstanden mellom målepunktene før og etter varmebatteriene og varmebatteriene i anlegget var liten. Det kan ha medført direkte stråling fra batteriene på termoelementene. At det har blitt målt høyere levert effekt fra det elektriske varmebatteriet enn hva det er i stand til å levere er en indikasjon på dette, men denne feilen kan også ha kommet av unøyaktigheter andre steder i målekretsen.

8 Søknad til ENOVA

For søknaden til ENOVA var det nødvendig å ha god dokumentasjon på energimålet til de energireduserende tiltakene så vel som kostnaden til de forskjellige tiltakene.

8.1 Kostnad belysning

For å finne et estimat for kostnaden ved å skifte ut den eksisterende belysningen ble det sendt en etterspørsel for budsjettpris for det foreslåtte anlegget til Phillips Norge. Kostnaden for det foreslåtte anlegget er oppsummert i Tabell 8-1, fullstendig oversikt i vedlegg XXX.

Nr	Hvor	Produkt	Kostnad	NOK/kWh spart pr år
1	Salgsareal	Philips Maxos LED panel (4)	33 547	0,980
2	Grønnsaker	UnicOne Fresh Food LED Pendant	12 160	28,266
3	Lager	MASTER LEDtube GA110 1200mm	14 900	4,085
4	Kjølerom	MASTER LEDtube GA110 1200mm	7 450	4,085
5	Kontor	Smartform LED	20 150	21,124
		MASTER LEDtube SA1 1200mm	2 235	31,865
6	Reoler	MASTER LEDtube SA1 1200mm	26 820	14,484
		MASTER LEDtube SA1 1200mm	17 135	4,828
		Bevegelsessensor	1 800	0,611
		SUM	**136 197**	**2,752**

Tabell 8-1 - Kostnad LED belysning

Tabellen viser kostnad ekskludert mva, miljøavgift og frakttillegg, men bæreskinner og armatur er medberegnet. Inkludert mva, miljøavgift og frakttillegg blir kostnaden 176 760 NOK.

8.2 Kostnad ombygging ventilasjonsanlegg

Ettersom hele butikken er koblet til samme ventilasjonskrets er det kun nødvendig med 2 trykkgivere 0-500 Pa for VAV – regulering av DVCompact i tilluft- og avtrekkskanal. Listepris fra Systemair på denne delen er 3000 NOK ekskludert mva. Inkludert mva på 25 % blir kostnaden 3750 NOK (vedlegg xxx).

8.3 Kostnad varmegjenvinningskrets

Pumpe

Det er antatt at den nye pumpen trenger mye lavere kapasitet enn den eksisterende pumpen (1 l/s). En mindre pumpe gir lavere kostnad, men ettersom det ikke er foreslått en spesifikk modell blir antatt kostnad for denne delen 10 000 NOK da modeller som er i stand til å levere antatt massestrøm ligger rundt denne prisen.

Akkumulasjonstank

Det er ikke foreslått en spesifikk modell på akkumulasjonstanken i den nye varmegjenvinningskretsen. Indikasjon på pris ble hentet flere nettsider, blant annet (Price: Accumulator tank UK). Det ble antatt at tankene vil koste opp til 15 000 NOK for å ha et konservativt kostnadsestimat.

Varmeveksler

Det er ikke foreslått en spesifikk varmeveksler da dette bør tilpasses optimal styring av varmegjenvinningskretsen. Det ble sendt en etterspørsel for budsjettpris til Alfa Laval Norge for to forslag som ville være i stand til å dekke behovet til varmegjenvinningskretsen, men det er trolig ikke noen av disse som faktisk passer best. Kostnaden for varmeveksleren i kretsen ble basert på disse budsjettprisene og er antatt å være 12 500 NOK inkludert mva på 25 % (vedlegg XXX).

8.4 Total kostnad

Den totale kostnaden for å gjennomføre alle de energireduserende tiltakene er 217 250 NOK, 1.975 NOK/(kWh spart/år)).

8.5 Innsparing

For å beregne hvor lang tid det vil ta før prosjektet blir lønnsomt ble det estimert en strømpris basert på kostnad per kWh de siste 5 årene fra Hafslund (Tabell 8-2).

Hafslund gjennomsnittlige innkjøpspriser på strømbørsen Nord Pool i øre/ kWh inklusive mva, eksklusive påslag for elsertifikater.

Måned	2008	2009	2010	2011	2012	2013	Gjennomsnitt
Januar	46,51	48,26	70,37	69,19	35,88	39,40	51,60
Februar	40,97	42,89	101,35	64,07	47,57	36,91	55,63
Mars	33,10	39,28	64,32	62,94	26,86	41,94	44,74
April	45,05	39,64	46,78	53,54	30,33	45,96	43,55
Mai	39,87	37,88	44,23	53,79	28,15		40,78
Juni	57,95	40,63	44,48	48,27	25,44		43,35
Juli	59,00	36,76	46,55	39,13	12,58		38,80
August	65,29	34,67	43,20	40,29	22,14		41,12
September	76,04	26,50	51,24	31,45	26,97		42,44
Oktober	65,66	34,33	52,49	29,85	32,66		43,00
November	59,04	39,18	59,03	39,45	31,75		45,69
Desember	53,41	53,16	91,38	32,74	41,16		54,37
Gjennomsnittlig	53,49	39,43	59,62	47,06	30,12	41,05	**45,64**

Tabell 8-2 - Strømpris siste 5 år Hafslund

Innsparing per år ble så beregnet ved å multiplisere årlig reduksjon i elektrisitetsforbruk med denne gjennomsnittlige kWh prisen.

Årlige innsparinger er 50 204 NOK. Med en IRR på 10 % blir prosjektet lønnsomt i løpet av år 6. Resultatene er oppsummert i Tabell 8-3.

	Totalt	Enhet
Reduksjon	20,98 %	% av totalt forbruk
Reduksjon	110,00	1000 kWh
Innsparing per år	50 204	NOK
Investeringskostnad	217 250	NOK
IRR	10	%
Lønnsomt i løpet av år	6	
Fortjeneste NV slutten av år	1 402	NOK

Tabell 8-3 - Innsparing og lønnsomhet

Hvilket år prosjektet blir lønnsomt og fortjeneste ved slutten av året er beregnet med formel (16).

$$NV = \sum_{år=1}^{x} \frac{C_n}{(1+IRR)^x} \tag{16}$$

Om prosjektet får støtte lik gjennomsnittet for 2012 (103 øre/(kWh redusert)/år)) blir det lønnsomt allerede etter år 3, med en fortjeneste i nåverdi på 20 900 NOK (Tabell 8-4).

	Totalt	Enhet
Reduksjon	20,98	% av totalt forbruk
Reduksjon	110,00	1000 kWh
Innsparing per år	50 204	NOK
Investeringskostnad	217 250	NOK
IRR	10	%
Lønnsomt i løpet av år	6	
Støtte fra Enova	113 300	NOK
Lønnsomt i løpet av år	3	
Fortjeneste NV slutten av år	20 900	NOK

Tabell 8-4 - Innsparing og lønnsomhet med støtte fra Enova

8.6 Andre energireduserende tiltak

Frittstående utstyr er en stor bidragsyter til total energibruk i butikken. Det anbefales å koble så mye som mulig til det sentraliserte anlegget da dette er mer energieffektivt.

Det er installert dører på flere av reolene og kjølediskene, men det er fortsatt et betydelig antall reoler, kjøledisker og frysedisker uten dører/luker. Å installere dører på det resterende utstyret vil være en relativt lav investering for å redusere energibehovet.

Dagslysregulering på installert belysning kan senke energibehovet ytterligere.

9 Konklusjon

Det er tydelig fra energimålinger av systemet at varmegjenvinningskretsen ikke regulerer som den skal. Kompressorene regulerer ikke opp trykket for å dekke oppvarmingsbehov i perioder hvor dette er nødvendig og shuntventilen regulerer fortsatt feil.

Gjennom energimålinger og en tidligere utviklet modell ble det estimert at en ombygging av det eksisterende anlegget kan redusere energibehovet med 4.9 %, 25 479 kWh/år. Dette innebærer korrekt operasjon av kompressorene og shuntventil, men innebærer ingen store innkjøp.

Ifølge beregningene gjennomført i energimodellen for de energireduserende tiltakene har butikken et potensial for energibesparelse på ca 110 000 kWh/år. Dette krever at CAV anlegget bygges om til et VAV anlegg, varmegjenvinningskretsen bygges om og det installeres LED belysning i butikken. Dette gir en reduksjon på 20.98 % av byggets totale energibehov og er gjennomførbart for 217 250 NOK.

Det anbefales å gjennomføre de foreslåtte energireduserende tiltakene, da dette energimålet kvalifiserer til støtte fra ENOVA samtidig som det reduserer byggets energibehov betraktelig. Med støtte vil prosjektet lønne seg i løpet av det tredje året etter ombyggingen er ferdig, med en fortjeneste på 20 900 NOK i nåverdi ved slutten av året.

10 Forslag til videre arbeid

Temperaturforløp i akkumulasjonstankene bør modelleres og optimal styring av det foreslåtte anlegget bør undersøkes. En pumpe og akkumulasjonstank bør velges ut fra disse undersøkelsene for å optimalisere varmegjenvinningskretsen.

Det bør sammenlignes flere platevarmevekslermodeller og deres ytelse for systemforløp gjennom året slik at en god veksler velges.

Forbruk i ventilasjonsanlegget bør undersøkes nærmere. I store deler av måleperioden var dimensjonert trykkfall over filteret oversteget, noe som vil si at det bør byttes ut. Det kan være nyttig å se hvordan et nytt filter påvirker energibehovet.

Nødvendig LED belysning for å erstatte det eksisterende belysningsanlegget bør undersøkes nærmere. Det er her den høyeste investeringskostnaden er og det vil være hensiktsmessig å unngå å installere flere moduler enn nødvendig.

Om de foreslåtte forandringene gjennomføres bør det gjennomføres målinger for å beregne faktisk energireduksjon.

11 Siterte verk

AICHE. (2000). Compact Heat Exchangers. American Institue of Chemical Engineers.

Alfa Laval. (2004). Brazed plate heat exchangers - A product catalogue for refrigeration.

American standard inc. (2001). *VAV systems.* American standard inc.

Arias, J. (2005). *Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements.* Stockholm: KTH.

Carrier Corporation. (2001). *Demand Controlled Ventilation system design.* Carrier Corporation.

EC. (2006, 5 17). DIRECTIVE 2006/40/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL. *Official Journal of the European Union* , s. 7.

enova. (2012). *Enovas byggstatistikk 2012.* Trondheim: enova.

ETSU et. WS Atkins Consultants Ltd. (2000). Guide to Compact Heat Exchangers. Storbritannia.

Jacobsen, J. (2013, 05 10). Ansattes tilstedeværelse i butikker utenfor stengetid. (A. H. Johnsen, Intervjuer)

KRD. (2010). *Byggteknisk forskrift.* Kommunal- og regionaldempartementet.

McQuay International. (2001). *Constant Volume-Variable Temperature Systems.* McQuay International.

Melinder, Å. e. (2007). *Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems.* Kullavik: Svenska Kyltekniska Föreningen, KTF.

Miljøministeriet. (u.d.). *webversioner af Miljøstyrelsens publikationer (1998-2011)*. Hentet april 5, 2013 fra http://www2.mst.dk/common/Udgivramme/Frame.asp?http://www2.mst.dk/Udgiv/publikationer/2004/87-7614-357-0/html/kap02.htm

Nerum, L. (2012). *Oppvarming og varmegjenvinning i dagligvarebutikker.* Trondheim: NTNU.

Philips Electronics. (2010). *Case study PLUS Heerlerheide.* Heerlen: Philips Electronics.

Philips Electronics. (2012). *Supermarkets - See what light can do for your customers.* Philips.

Price: Accumulator tank UK. (u.d.). Hentet mai 10, 2013 fra http://accumulator-tank.co.uk/price.php

Sawalha, S., & Chen, Y. (2010). *Investigations of Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets.* Stockholm: KTH.

Systemair A/S. (2008, 02 25). Oversikt for aggregat.

UBA. (2009). *Comparative Assessment of the Climate Relevance of Supermarket Refrigeration Systems and Equipment.* Dessau-Roßlau: Federal Environment Agency (Umweltbundesamt).

VVS Norge. (u.d.). *coBuilder - innhold i databasen.* Hentet mars 14, 2013 fra http://hms.cobuilder.no/doc/variant/pdf/katalog/04-regulering.pdf

12 Vedlegg

A Arkitekttegninger i

B Beregningsmodell i

B.1 Utviklet modell i

B.1.1 Figurer i

B.1.2 Energibruk dagsnivå 12 januar i

B.1.3 Energimodell i

B.1.4 Energimodell med glykoltank i

B.1.5 Årssimulering ii

B.2 Eksisterende modell ii

B.2.1 Klimadata for Voll, Flesland og drammen ii

B.2.2 Inndata REMA 1000 Dragvoll ii

B.2.3 Modell for energikalkulasjon ii

C Enova ii

C.1.1 Kommentar ii

C.1.2 Prosjektbeskrivelse iii

C.1.3 Veiledning iii

C.1.4 Tiltaksliste eksisterende bygg iii

D Kostnader iii

D.1.1 LED budsjettpris iii

D.1.2 VAV budsjettpris iii

D.1.3 Plateveksler budsjettpris iv

E Litteratur iv

F Målinger iv

F.1 Intent iv

F.1.1 Hovedmåler 01.01.2013-17.04.2013 iv

F.1.2 Lys 01.01.2013 – 17.04.2013 iv
F.1.3 Ventilasjon 01.01.2013 – 17.04.2013 iv
F.1.4 Ventilasjon, hovedmålet, lys 01.01.2013 – 17.04.2013 iv
F.2 Varmegjenvinningskrets v
F.2.1 Måling 13.03.2013 – 11.04.2013 v
F.2.2 Måling 11.05.2013 – 11.05.2013 v
F.2.3 Før forandring av termoelementer v
G Produktinformasjon v
G.1 Lys v
G.2 Varmevekslere vi
G.3 Ventilasjonsanlegg og varmegjenvinning vi
H Vitenskapelig artikkel vi
I HMS sjekkliste vi

A Arkitekttegninger

Plan, snitt- og fasadetegninger av REMA 1000 Dragvoll hentet fra Nerum sin masteroppgave. De ble originalt mottatt fra Arc Arkitekter AS. De ble brukt for å estimere BRA (bruksareal) for predefinerte tiltak. Tegningene finnes i pdf og er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

B Beregningsmodell

Alle relevante filer for den utviklede beregningsmodellen brukt i denne masteroppgaven. Samtlige er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

B.1 Utviklet modell

Den utviklede Excel modellen brukt for å beregne luftmengde, vifteforbruk, lysforbruk og energireduksjon fra det alternative systemet.

B.1.1 Figurer

Filnavn: Figurer

B.1.2 Energibruk dagsnivå 12 januar

Filnavn: Energibruk dagsnivå 12 januar

Et forsøk på å implementere temperaturforløp i akkumulasjonstankene. Behovsstyrt kondenseringstrykk har ikke blitt implementert.

B.1.3 Energimodell

Filnavn: VAV energimodell REMA 1000 Dragvoll

Excel-fil som beregner nødvendig massestrøm frisk luft og omluft iterativt for hver time gjennom året, vifteforbruk, lysforbruk og energireduksjon. Varme- og kjølebehov er hentet fra den forrige energimodellen.

B.1.4 Energimodell med glykoltank

Filnavn: VAV energimodell REMA 1000 Dragvoll med glykoltemperatur

Samme modell som B.1.3med unntak av implementert temperaturforløp i akkumulasjonstankene. Behovsstyrt kondenseringstrykk er ikke implementert og derfor er resultatene lite realistiske.

B.1.5 Årssimulering

Filnavn: Årssimulering (energiregnskap) REMA1000 Dragvoll

Pdf som presenterer resultatene fra et energiregnskap gjennomført av arkitektene for bygget. Gjennomsnittlig utendørs temperatur fra denne simuleringen er brukt videre for å estimere energibruk i det elektriske varmebatteriet i løpet av året. Vindus- og ytterdørsareal er brukt i predefinerte tiltak søknaden til ENOVA.

B.2 Eksisterende modell

Excel modellen Nerum tilpasset til REMA 1000 Dragvoll og tilhørende filer.

B.2.1 Klimadata for Voll, Flesland og drammen

Filnavn: 2010-11 Klimadata for Voll, Flesland og Drammen

B.2.2 Inndata REMA 1000 Dragvoll

Filnavn: Inndata REMA 1000 Dragvoll

Excel-fil som inneholder beregninger av U-verdier, statistikk over kundebesøk og bemanning i butikken, varebeholdning av frukt og grønnsaker, samt beregning av ventilasjonsviftenes effektbehov.

B.2.3 Modell for energikalkulasjon

Filnavn: REMA 1000 Dragvoll - Modell for energikalkulasjon

Excel-fil som inneholder beregninger av varmebehov, kjølebehov, CO2 konsentrasjon og minimum mengde frisk luft for å holde CO2 ppm innenfor akseptable verdier.

C Enova

Oversikt av relevante dokumenter for søknaden om støtte fra ENOVA. Alle filer er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

C.1.1 Kommentar

Filnavn: Kommentar til ENOVA søknadsforandringer

En kommentar til den første søknadsprosessen basert på predefinerte tiltak. Forklarende tekst til hvordan søknaden foregår og kommentarer til hvordan prosessen har blitt forandret de siste årene

C.1.2 Prosjektbeskrivelse

Filnavn: Prosjektbeskrivelse enova

En beskrivelse av tiltakene valgt fra listen over predefinerte tiltak og deres respektive energimål.

C.1.3 Veiledning

Filnavn: Støtte til eksisterende bygg ENOVA veiledning

Veiledning til søknad om støtte fra ENOVA som oppsummerer kriterier, gir informasjon om vanlig støttenivå og gir generelle råd og tips.

C.1.4 Tiltaksliste eksisterende bygg

Filnavn: Tiltaksliste eksisterende bygg ENOVA

Listen over predefinerte tiltak hentet fra ENOVA sine hjemmesider. Brukt i C.1.2.

D Kostnader

Oversikt over budsjettpriser for komponenter i det alternative systemet. Det lyktes ikke å få budsjettpriser for alle komponentene. Alle mottatte budsjettpriser er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

D.1.1 LED budsjettpris

Filnavn: Konsept priser Rema 1000 LED Quotation 21782827 10-05-2013 10_46_48

Oversikt over kostnaden til det foreslåtte systemet.

D.1.2 VAV budsjettpris

Filnavn: Konstnad VAV epost

Epost mottatt fra Systemair med listepris på nødvendig tillegg og produktinformasjon.

D.1.3 Plateveksler budsjettpris

Filnavn: Kostnad plateveksler epost

Epost mottatt fra Alfa Laval med forslag til varmevekslere basert på systembeskrivelse og tilhørende kostnader. Estimatet for kostnaden til plateveksleren i kretsen ble basert på disse forslagene.

E Litteratur

All referanselitteratur til oppgaven som ble funnet elektronisk. Inkludert på CD-en til oppgaven.

F Målinger

Alle måledata som er brukt eller snakket om i oppgaven. Samtlige filer er inkludert på CD-en til oppgaven.

F.1 Intent

Målinger hentet fra intent

F.1.1 Hovedmåler 01.01.2013-17.04.2013

Filnavn: Intent hovedmåler year to 17 april

CSV verdier hentet ut for hovedmåleren i butikken fra begynnelsen av året til 17. april 2013.

F.1.2 Lys 01.01.2013 – 17.04.2013

Filnavn: Intent lys year to 17 april

CSV verdier hentet ut for belysning fra begynnelsen av året til 17. april 2013.

F.1.3 Ventilasjon 01.01.2013 – 17.04.2013

Filnavn: Intent ventilasjon year to 17 april

CSV verdier hentet ut for ventilasjonssystem og varmegjenvinningskrets fra begynnelsen av året til 17.april 2013.

F.1.4 Ventilasjon, hovedmålet, lys 01.01.2013 – 17.04.2013

Filnavn: Intent ventilasjon, hovedmåler, lys year to 17 april

De ovennevnte verdiene samlet og satt i et Excel ark.

F.2 Varmegjenvinningskrets

Målinger gjennomført i ventilasjonssystemet og varmegjenvinningskretsen.

F.2.1 Måling 13.03.2013 – 11.04.2013

Filnavn: Ny måling 1,2,3,4,5 kombinert 13 mars-11 april

Måledata fra 5 målinger kombinert i ett Excel ark. Data for perioden 13.mars – 11.april. I tillegg til registrerte verdier er det beregnet massestrøm gjennom varmtvannsbatteriet, effekt av feilregulering fra shuntventilen og forbruk fra det elektriske varmebatteriet.

F.2.2 Måling 11.05.2013 – 11.05.2013

Filnavn: Ny måling 6 11 april-11 mai

Måledata for perioden 11.april – 11.mai. Registerte verdier og beregnet massestrøm gjennom varmtvannsbatteriet, effekt av feilregulering fra shuntventilen og forbruk fra det elektriske varmebatteriet.

F.2.3 Før forandring av termoelementer

To målinger i perioden 05.03.2013 – 12.03.2013 før koblingen til termoelementene ble forandret.

G Produktinformasjon

Produktblader for komponenter i det foreslåtte systemet og eksisterende komponenter i varmegjenvinningskretsen. Alle filer er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

G.1 Lys

Produktinformasjon for det foreslåtte belysningsanlegget og produktblader med oversikt over forskjellige produkter for dagligvarebutikker.

G.2 Varmevekslere

Produktinformasjon for platevekslerne det ble gitt en budsjettpris på i tillegg til en oversikt over forskjellige platevekslere som passer for HVAC tjeneste.

G.3 Ventilasjonsanlegg og varmegjenvinning

Informasjon for eksisterende komponenter i anelgget.

Produktinformasjon for BELIMO shuntventiler, Grundfos sirkulasjonspumper og LU-VE kondensatorer. I tillegg er HXSim simulering av varmtvannsbatteri, Systemair viftekarakteristikk 5000 m3/h og Systemair oversikt for aggregat (ventilasjonsanlegg) inkludert.

H Vitenskapelig artikkel

Punkt 7 i oppgaven er å skrive en vitenskapelig artikkel med hovedresultatene fra oppgaven. Denne er inkludert på CD-en til oppgaven.

I HMS sjekkliste

Oversikt over potensielle farer ved arbeidet og tiltak for å unngå skader. Inkludert på CD-en til denne oppgaven.