

# CO<sub>2</sub> som köldmedium för mjölkkyllning



**8 augusti 2014**

*Chadi Beaini  
Jörgen Rogstam*

*Energi & Kylanalys AB, Älvsjö*

 **Energi &  
Kylanalys**

## Sammanfattning

Applikationen mjölkkyllning är en nisch i den svenska kylbranschen men har ändå två internationella aktörer med bas i Sverige; De Laval och Wedholms. Applikationen är ny inom Effsys+ och projektparterns har varit Wedholms, Green & Cool, Danfoss, Cupori och VM-pumpar.

Projektet har genomfört en studie på en gårdsbaserad 5 m<sup>3</sup> mjölkkyltank anpassad för s.k. robotmjölkning. Dessa tankar använder normalt R134a som köldmedium och är utrustad med en on-/off-reglerad kolvkompressor. Värmeåtervinning finns oftast vilken kan förvärma t ex varmvatten, vilket är högst intressant då diskvatten används för tanken, mjölkrobotar, mm.

HFC-medier är föremål för utfasning enligt F-gasförordningen så andra köldmediekandidater är intressanta. Naturliga medier är en framtidssäkrad lösning där en av dessa är koldioxid (CO<sub>2</sub>, R744). Denna studie har använt CO<sub>2</sub> som köldmedium i en mjölk tanksapplikation och utvärderat den både teoretiskt och i praktiska test.

Koncept togs fram som indirekta och direkta systemlösningar. En direkt lösning har på sikt störst möjlighet att bli framgångsrik pga systemkostnad och effektivitet. Det var inte möjligt att realisera den direkta lösningen i projektet pga av tid- och kostnadsskäl. Ett indirekt system designades vilket bygger på att tanken kylv via en köldbärare och ett mindre "standard-CO<sub>2</sub>-aggregat".

Tester genomfördes med referenssystemet, R134a samt med CO<sub>2</sub>-systemet. Båda systemen utvärderades vad gäller totalt använd energi, prestanda, avgiven värme från återvinningssystemet, etc.

Resultaten visar på en högre än förväntad energianvändning för CO<sub>2</sub>-systemet. CO<sub>2</sub>-aggregatet var en prototyp och framförallt var den varma sidan inte optimerad. Detta i kombination med den indirekta lösningen på kalla sidan bidrog till en dubbelt så hög energianvändning för CO<sub>2</sub>-systemet. Nyckeltalet "kWh/100 liter mjölk" har använts för jämförelsen och R134a-systemet fick som bäst ca 1.4 kWh/ 100 l medan CO<sub>2</sub>-systemet fick 2.95 kWh/100 l. Den dagliga energianvändningen för kylningen ökade med ca 30 kWh men samtidigt så ökades även värmeåtervinningen från ca 9 kWh per dygn med R134a till 22 kWh per dygn med CO<sub>2</sub>. Det finns potential för ytterligare ökad värmeåtervinning genom att optimera styr- och reglering av systemet.

En TEWI-analys genomfördes baserat på ett tänkt optimerat CO<sub>2</sub>-system vilken pekar på en minskning med ca 15 ton CO<sub>2</sub>-ekvivalenter, dvs. en 35 % -ig minskning med CO<sub>2</sub> jämfört med R134a. CO<sub>2</sub>-systemets kostnader antas vara ca 50 % högre och samtidigt som servicekostnaderna antas var hälften jämfört med R134a. Inga läckagekontroller är nödvändig och köldmediet är betydligt mycket billigare. Energikostnaderna för kylproduktionen antogs konservativt vara 10 % högre men bör kunna bli lägre på sikt. CO<sub>2</sub>-systemet skulle kunna få en rak återbetalningstid (payback) på ca 5 år. En LCC visar på lönsamhet med en livcykelkostnad som är ca 38 000 kr lägre för CO<sub>2</sub>-systemet.

Nästa steg är att utveckla en CO<sub>2</sub>-förångare med minst 80 bar arbetstryck. Arbete är påbörjat men är ännu inte färdigt och till detta behövs ett optimerat CO<sub>2</sub>-system. De inbyggda fördelarna med CO<sub>2</sub> måste utnyttjas, vilket med fördel skulle vara en flödande förångare som skulle ge bättre driftpunkt. Det kan också bidra till ett enklare styrsystem vilket sänker systemkostnaden.

Det framtida CO<sub>2</sub>-systemet behöver utformas så att det fortsatt kan leverera ännu högre temperaturer. Om detta realiseras så är potentialen för ett ännu högre totalutbyte än som antytts i denna utredning möjlig.

Kartläggning av verkliga servicekostnader behöver genomföras då det kan vara ett tungt argument för CO<sub>2</sub>. Ett mindre behov av läckagekontroller och en lägre köldmediekostnad utgör potentiellt besparingarna.

## ***Summary***

Milk cooling is a niche in the Swedish refrigeration business, although Sweden has two international players in the field: De Laval and Wedholms. This project group consisted of Wedholms, Green & Cool, Danfoss, Cupori and VM-pumpar.

Farm based milk cooling tanks have been studied and specifically a 5 m<sup>3</sup> so called robot tank, which means it is adapted for milk robots which sends small batches of milk regularly. Consequently a test method adapted for these conditions was developed for the laboratory based tests.

HFC is subject to be phased out according to the F-gas regulation. Natural refrigerants are good solutions of future since they will never be phased out.

Carbon dioxide, CO<sub>2</sub>, is a suitable candidate since it is non-flammable and has favorable heat recovery characteristics. Hot water for cleaning is required of 85-90 °C for the tank and robots. System concepts were developed and a direct solution was favored, however, due to time and cost constraints an indirect CO<sub>2</sub>-solution was realized.

The project evaluated the overall energy usage of the CO<sub>2</sub> system vs. the conventional system. The CO<sub>2</sub>-system had higher energy usage than expected with 2.95 kWh/100 l vs 1.4 kWh/100 l, however, it was also concluded that the CO<sub>2</sub>-system operation was unfavorable. Primarily the indirect solution contributes to this but also a less optimized warm side of the CO<sub>2</sub>-unit. The heat recovery test was very favorable for the CO<sub>2</sub>-system and partly compensates for the low cooling efficiency. The CO<sub>2</sub> system recovers 22 kWh per day whereas the R134a system recovers 9 kWh per day, which is due to the higher delivered temperature from the CO<sub>2</sub> system.

A TEWI analysis was performed that included the hot water production and it shows a 15 tons reduction in CO<sub>2</sub> emissions due to the use of CO<sub>2</sub> as refrigerant, which corresponds to a 35% reduction.

A cost analysis was performed to evaluate the profitability in switching to a future optimized CO<sub>2</sub> system. With a system cost which is 50% higher and a refrigeration performance which is 10% lower, the CO<sub>2</sub> system is still a profitable solution. The straight payback time is 5 years and in a LCC perspective the 20 year economical life time will generate a 38 000 SEK positive net.

Next step is proposed to include a CO<sub>2</sub> system optimization based on a simplified system solution, which will reduce the investment and increase the efficiency.

## Innehåll

|       |                                                                    |    |
|-------|--------------------------------------------------------------------|----|
| 1     | Introduktion.....                                                  | 7  |
| 1.1   | Syfte & Mål .....                                                  | 7  |
| 1.1.1 | Mål 1.....                                                         | 8  |
| 1.1.2 | Mål 2.....                                                         | 8  |
| 1.1.3 | Mål 3.....                                                         | 8  |
| 1.2   | Metod .....                                                        | 9  |
| 1.2.1 | Utveckling av "extern" CO <sub>2</sub> -system – koncept 1 .....   | 9  |
| 1.2.2 | Utveckling av integrerat CO <sub>2</sub> -system – koncept 2 ..... | 9  |
| 2     | Bakgrund till mjölkkyllning .....                                  | 10 |
| 2.1   | Mjölkproduktionen i Sverige och världen .....                      | 10 |
| 2.2   | Traditionell mjölkning och robotmjölkning.....                     | 10 |
| 2.3   | Energianvändning på en mjölkgård.....                              | 11 |
| 2.3.1 | Kylning av mjölk.....                                              | 11 |
| 2.3.2 | Mjölkkyltanken .....                                               | 12 |
| 2.3.3 | Kylsystemet .....                                                  | 13 |
| 2.3.4 | Värmeåtervinning.....                                              | 14 |
| 2.4   | Värmebehov på gården .....                                         | 15 |
| 2.4.1 | Diskning och rengöring.....                                        | 15 |
| 2.4.2 | Dricksvatten och frostskydd .....                                  | 18 |
| 2.4.3 | Kontor, personalrum och omklädningsrum .....                       | 18 |
| 2.4.4 | Uppvärmning av bostadshuset.....                                   | 19 |
| 3     | Teoretisk bakgrund och utvärdering.....                            | 20 |
| 3.1   | Introduktion till koldioxid .....                                  | 20 |
| 3.2   | Historik .....                                                     | 20 |
| 3.3   | Varför CO <sub>2</sub> ? .....                                     | 20 |
| 3.4   | Tillverkning & miljöegenskaper .....                               | 21 |
| 3.5   | Termodynamiska egenskaper för CO <sub>2</sub> .....                | 21 |
| 3.5.1 | GWP & TEWI .....                                                   | 22 |
| 3.6   | CO <sub>2</sub> -processen .....                                   | 24 |
| 3.6.1 | Olika typer av CO <sub>2</sub> -system .....                       | 24 |
| 3.6.2 | Värmeåtervinning.....                                              | 25 |

|       |                                                       |    |
|-------|-------------------------------------------------------|----|
| 4     | Testförutsättningar.....                              | 26 |
| 4.1   | Testprocedurer.....                                   | 26 |
| 4.2   | Testsystemet och mätutrustning - generellt.....       | 26 |
| 4.3   | Värmeåtervinningssystem.....                          | 28 |
| 5     | Referenssystem.....                                   | 29 |
| 6     | Koldioxidsystem.....                                  | 31 |
| 6.1   | Systemkoncept.....                                    | 31 |
| 6.1.1 | Koncept 1a – externt kylsystem och direktkylning..... | 31 |
| 6.1.2 | Koncept 1b - externt kylsystem och köldbärare.....    | 33 |
| 6.1.3 | Koncept 2 – direkexpansion i tanken.....              | 34 |
| 6.1.4 | Dimensionering av koncept 1b och 2.....               | 34 |
| 7     | Resultat.....                                         | 43 |
| 7.1   | Introduktion.....                                     | 43 |
| 7.2   | Referenssystem – R134a.....                           | 43 |
| 7.2.1 | Värmeåtervinning med referenssystemet.....            | 44 |
| 7.3   | CO2-system.....                                       | 46 |
| 7.3.1 | Funktion och prestanda.....                           | 46 |
| 7.3.2 | Energianvändning.....                                 | 51 |
| 7.3.3 | Tillförd el-, upptagen kyleffekt och köldfaktor.....  | 52 |
| 7.3.4 | Värmeåtervinning.....                                 | 55 |
| 7.3.5 | Totalprestanda.....                                   | 57 |
| 7.4   | Potentiella förbättringar av CO2-systemet.....        | 58 |
| 7.4.1 | Potential med koncept 2.....                          | 58 |
| 7.4.2 | Potentiella energivinster.....                        | 59 |
| 8     | Ekonomiska- och miljöaspekter.....                    | 60 |
| 8.1   | Kostnader.....                                        | 60 |
| 8.1.1 | Inköpskostnad.....                                    | 60 |
| 8.1.2 | Servicekostnad.....                                   | 60 |
| 8.1.3 | Energikostnad.....                                    | 60 |
| 8.2   | Lönsamhetsanalys.....                                 | 60 |
| 8.2.1 | Antaganden.....                                       | 61 |
| 8.2.2 | Återbetalningstid.....                                | 61 |
| 8.2.3 | Livscykelanalys.....                                  | 62 |
| 8.3   | Miljöaspekter.....                                    | 62 |

|    |                               |    |
|----|-------------------------------|----|
| 9  | Diskussion och slutsats ..... | 64 |
| 10 | Fortsatt arbete.....          | 65 |
| 11 | Referenser .....              | 65 |

# 1 Introduktion

Applikationen mjölkkyllning är en nisch i den svenska kylbranschen men har ändå två internationella aktörer med bas i Sverige; De Laval och Wedholms. Årligen produceras det omkring tre miljoner ton mjölk i Sverige, varvid en tredjedel av denna mängd blir till konsumtionsmjölk. Mjölken måste bevaras kall för att bibehålla kvalitén fram tills dess att den konsumeras som dryckesmjölk eller blir till en annan mejeriprodukt. För att kyla mjölken används på gårdsbasis traditionellt en mjölkkyltank med tillhörande kylsystem.

De konventionella kylsystem som används för mjölkkyllning idag använder oftast R134a eller R404A som köldmedium. Värmeåtervinning är sällan möjlig till högre temperatur än 45- 50 °C, vilket sätter en begränsning för återvinningen vad gäller diskvatten till tankar och robotar.

På senare år har CO<sub>2</sub> blivit ett viktigt köldmedium inom olika applikationer. Från ett säkerhets- och miljöperspektiv, CO<sub>2</sub> är ett av de mest hållbara köldmedierna för bl.a. butikskyla. Samtidigt, CO<sub>2</sub> är inte någon universal ersättare för alla köldmedier som finns på marknad, och hur attraktivt det är bör utvärderas för varje enskild applikation baserat på TEWI (Total Equivalent Warming Impact).

Koldioxid är ett naturligt köldmedium. Den finns naturligt i vatten, luft och mark och är ett intressant alternativ till HFC köldmedier som dominerar i branschen. Kylsystem med CO<sub>2</sub> är miljövänligare eftersom CO<sub>2</sub> har den lägsta GWP (1) och ODP (0) än alla andra köldmedier. Koldioxid är ej brännbar, kemiskt inaktiv och ofgiftig, men inte ofarlig!

Ur ett termofysiskt perspektiv har CO<sub>2</sub> en hög volymetrisk kyleffekt och lågt massflöde. Koldioxid har dock även sina nackdelar: den kritiska temperaturen är 31 °C, vilken är mycket lägre än alla andra köldmedier. Ett betydligt högre arbetstryck kräver även hög säkerhet i systemet. En fördel är i sammanhanget höga temperaturer på den varma sidan vilka möjliggör god värmeåtervinning. Om CO<sub>2</sub> används som köldmedium i t ex mjölkkyltankar skulle temperaturnivån på den återvunna värmen kunna öka betydligt jämfört med R134a – sannolikt nära de 85-90 °C som diskningen de facto kräver.

## 1.1 Syfte & Mål

Projektet ska identifiera en lämplig referensprodukt/mjölktank för jämförelse med motsvarande system baserat på CO<sub>2</sub> som köldmedium och analysera energianvändning samt totalkostnad ur ett slutanvändarperspektiv.

Målet med projektet är att undersöka om det transkritiska kylsystemet med CO<sub>2</sub> som köldmedium har potential att minska energianvändningen i mjölkkyllningsprocessen, jämfört med referenssystemet. Samtidigt finns det, teoretiskt sett, en stor potential för värmeåtervinning. Inga fältnätningar på värmeåtervinning från sådana system har gjorts tidigare. En möjlighet med detta projekt är att undersöka värmeåtervinning från referens- och koldioxidsystemet i praktiken.

### 1.1.1 Mål 1

Ta fram minst 2 koncept för CO<sub>2</sub>-kylsystem i en mjölkkyllapplikation:

1. "externt kylsystem" (förångaren utanför tanken)
2. "konventionell systemlösning" dvs externt kylsystem med en i tanken inbyggd förångare

Koncept 1 betyder att mjölken behöver pumpas ut ur tanken för att kylas vilket har implikationer vad avser diskning, hygien, kostnader, etc. Till detta kopplas ett anpassat CO<sub>2</sub>-system med lämplig värmeåtervinningslösning för att uppnå önskad temperatur och energimängd.

Koncept 2 innebär nykonstruktion av förångaren med avseende på hållfasthet och värmeöverföring, vilket görs genom simulering och beräkningar. På samma sätt som ovan kopplas till detta ett anpassat CO<sub>2</sub>-system med lämplig värmeåtervinningslösning.

### 1.1.2 Mål 2

Genomför teknisk testning av referenssystem och av vald CO<sub>2</sub>-lösning vad avser:

- Kyleffekt
  - Kyleffekten ska vara i nivå med referenssystemet
- COP
  - COP<sub>2</sub> väntas vara lika eller möjligen något lägre för CO<sub>2</sub>-systemet
- Värmeåtervinningsgrad
  - Total avgiven värme bör kunna bli likvärdig referenssystemet men temperaturnivån gör en större del användbar
- Temperaturnivå för värmeåtervinningslösning
  - CO<sub>2</sub>-lösningen bör kunna leverera minst 85-gradigt vatten från VåV-systemet
- Övergripande energieffektivitet (med kyl- och värmeproduktion inkluderad)
  - När kyl- och värmeproduktion vägs samman i ett totalt godhetstal så bör CO<sub>2</sub>-systemet uppvisa bättre totaleffektivitet
- Bedömning och jämförelse av referens- och CO<sub>2</sub>-systemens totala miljöpåverkan
  - TEWI är ett nyckeltal som används för just denna typ av jämförelse

### 1.1.3 Mål 3

Genomför en totalkostnadsanalys för slutanvändaren där konventionella lösningar jämförs med en vald CO<sub>2</sub>-lösning. I analysen som ska spegla en livcykelkostnad ska följande delar ingå:

- Inköpskostnad
- Servicekostnad
- Energikostnad
- Och andra faktorer som kan tänkas påverka slutkundens totaltkostnad (livscykelkostnad).

## 1.2 Metod

Projektet har organiserats av Energi & Kylanalys och projektparterna Wedholms, Green & Cool, Danfoss och Cupori bidrar med produkter, komponenter och eget arbete. Test av referenssystem och applikationer genomfördes i Wedholms lokaler i Nyköping. CO<sub>2</sub>-systemet byggdes och funktionstestades vid Green & Cools' produktionsenheter i Sverige och Frankrike. Energi & Kylanalys har genomfört instrumentering, tester, analys av data och rapportering av resultat. I samarbete med projektets partners så togs möjliga koncept för CO<sub>2</sub>-systemet fram enligt nedan,

### 1.2.1 Utveckling av "externt" CO<sub>2</sub>-system – koncept 1

Koncepten som projektet studerat och testat finns i detalj beskrivna i kapitel 6. Det första konceptet, Koncept 1a - den externa CO<sub>2</sub>-lösningen, bygger på en s.k. "condensing unit" inklusive extern förångare, vilket är en enklare lösning att realisera tekniskt. Mjölken kyls här direkt i den externa förångaren, vilket har servicemässiga fördelar då hela kylsystemet är åtkomligt. Samtidigt är en uppenbar nackdel rengöringsaspekten då en plattväxlare är svårare att hålla ren än den integrerade värmeväxlaren. Den senare utgör en del av tankens innermantel och är således en slät metallyta vilket är mycket enkelt att rengöra.

Projektgruppen valde att lämna den "externa" lösningen (koncept 1a) till förmån för ett indirekt system baserat på en pumpad köldbärare, då risken för frysning ansågs vara för stor. Denna lösning gavs beteckningen 1b och är också baserad på en CO<sub>2</sub> "condensing unit" med skillnaden att köldbäraren pumpas i den befintliga värmeväxlaren i tanken (se vidare kapitel 6).

### 1.2.2 Utveckling av integrerat CO<sub>2</sub>-system – koncept 2

Med hjälp av beräkningsverktyg så dimensionerades en konventionell systemlösning med s.k. "inskummad förångare" med ett tillåtet arbetstryck på minst ca 80 bar. Den integrerade förångaren benämns "inskummad" eftersom den placeras mot tankens innermantel, varefter utrymmet mellan inner- och ytttermantel isoleras med polyuretanskum. Följaktligen är värmeväxlaren/förångaren "inskummad".

Kanalhöjden är en nyckelparameter för både framtida hållfasthet men inte minst för tryckfall och värmeöverföring. Detta arbete, i form av simulering och analys genomfördes men de praktiska hållfasthetstesterna visade sig ta längre tid än väntat varför denna lösning aldrig testades kyltekniskt.

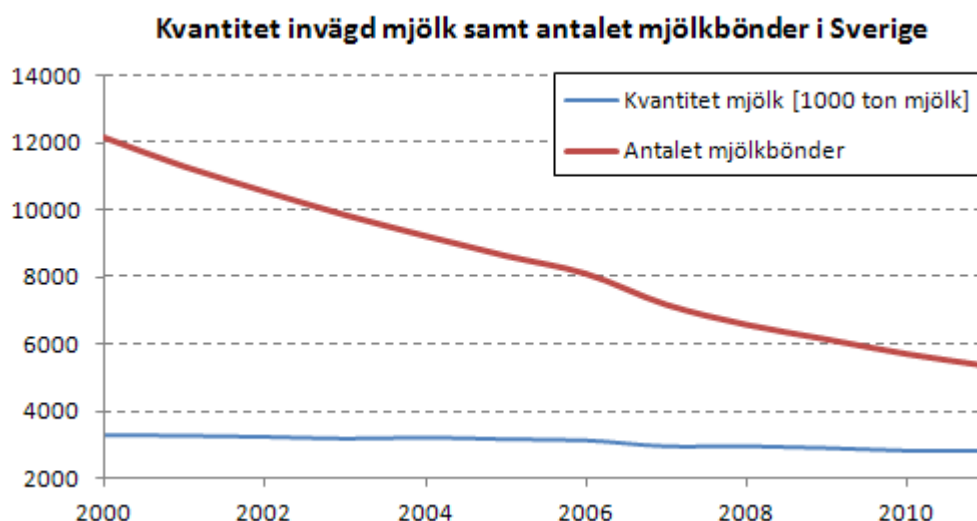
## 2 Bakgrund till mjölkkyllning

### 2.1 Mjolkproduktionen i Sverige och världen

Antalet mjölkgårdar har under en längre tid minskat i Sverige. Trots det minskade antalet gårdar har den totala mjölkproduktionen inte reducerats i samma takt. Tvärtom så har den årliga invägda mängden mjölk varit relativt oförändrad i drygt 10 år. Färre mjölkgårdar har medfört att de kvarvarande gårdarna har expanderat, effektiviserat och ökat produktionen av mjölk.

Årligen produceras det omkring tre miljoner ton mjölk i Sverige, varvid en tredjedel av denna mängd blir till konsumtionsmjölk. På senare år har produktionen i Sverige minskat något till strax under 3 miljoner ton, vilket motsvarar ungefär 0,5 % av världens totala mjölkproduktion (ca 580 miljoner ton årligen). Utöver dryckesmjölk används råvaran till att framställa ost, grädde och andra produkter så som mjölkpulver.

Den nedåtgående trenden avseende mjölkproduktionen i Sverige är dock inte lika dramatisk som det ständigt sjunkande antalet mjölkbönder. År 2000 fanns det drygt 12 000 mjölkbönder i Sverige. Idag har den siffran minskat till strax över 5 000. På ca 10 år har antalet mjölkgårdar mer än halverats enligt (Svensk Mjolk, 2012).



Figur 1: Figuren visar hur den årliga kvantiteten mjölk och antalet mjölkbönder varierat under perioden 2000-2012

### 2.2 Traditionell mjölkning och robotmjölkning

I Sverige finns det omkring 350 000 mjölkkor vilket ger ett genomsnitt på ca 70 kor per mjölkgård (Jordbruksverket, 2010). En mjölkko mjölkas producerar omkring 25 liter per dygn men mängden mjölk som kon producerar varierar och beror på flera faktorer. Om kon nyligen fött en kalv kan den mjölka upp till 50 liter per dygn. Även dricksvattnet som korna dricker inverkar på dess mjölkproduktion. För en ökad mjölmängd bör dricksvattnet till korna vara ljust, omkring 15-18 °C.

När det gäller mjölkningsprocessen finns det två olika tekniker; traditionell mjölkning och mjölkning med robot. Traditionell mjölkning innebär att korna på en gård mjölkas vid bestämda tidpunkter, 2-3 gånger per dag. Denna typ av mjölkning innebär en hel del manuella steg och därmed arbete för bonden. Kornas spenar måste göras rent innan spenkopparna kan fästas på dess juvret. Efter mjölkningen, som tar ca 5 minuter per ko, måste bonden manuellt koppla bort spenkopparna. En tidskrävande och arbetssam process.

Alternativet till den traditionella mjölkningen är robotmjölkning, en metod som blir allt vanligare bland mjölkbönder i Sverige. Robotmjölkning är, som namnet antyder, mjölkning med hjälp av en robot. Ett robotsystem sköter hela mjölkningsprocessen med allt vad det innebär. En rad sensorer, med tillhörande datorsystem, gör det möjligt för en robot att utföra alla de uppgifter som bonden annars behövde utföra manuellt. Mjolkprocessen är mer flexibel och korna bestämmer själva, med vissa restriktioner, när de ska bli mjölkade. Roboten insamlar även information om respektive ko vid varje mjölkningstillfälle t.ex. hur mycket mjölk den aktuella kon har mjölkat eller om mjölken håller god kvalitet eller ej.

När kon kommer till roboten för att mjölkas kontrollerar systemet först att kon har tillåtelse att mjölkas. Om kon har tillåtelse så startar en rengöringsprocess av kornas spenar. Därefter mjölkas kon och som belöning får den kraftfoder innan den lämnar stationen. Har kon redan mjölkats tillräckligt för dagen, eller om den är sjuk och inte ska mjölkas, så kommer den inte få tillåtelse till mjölkning utan måste passera robotstationen utan kraftfoder.



**Figur 2:** En robot utgörs av ett avancerat system som kan utföra alla de sysslor en bonde annars behöver utföra manuellt vid mjölkning.

## **2.3 Energianvändning på en mjölkgård**

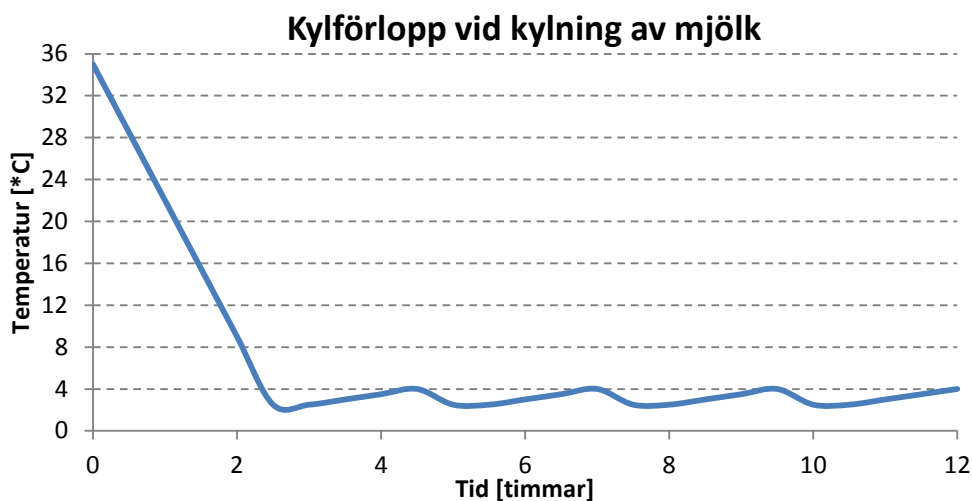
I det kommande kapitlet presenteras energianvändningen på en mjölkgård. Kapitlet inleds med en genomgång av mjölkkyltanken och dess vitala funktion på en mjölkgård. Inom ramen för mjölk tankens kylsystem beskrivs även möjligheten till värmeåtervinning från kylsystemet. Avslutningsvis presenteras övriga tänkbara energianvändare på en mjölkgård.

### **2.3.1 Kylning av mjölk**

Efter det att korna har mjölkats så måste den varma mjölken kylas. Mjölken måste sedan bevaras kall för att bibehålla kvalitén fram tills dess att den konsumeras som dryckesmjölk eller blir till en mejeriprodukt av något slag. Den varma mjölken som lämnar korna har en temperatur på omkring 35°C. Enligt gällande regler måste den varma mjölken sedan kylas till en temperatur lägre än 4°C under en tidsperiod på max 3 timmar (Swedish Standards Institute, 2002). För att kyla mjölken används traditionellt en mjölkkyltank med tillhörande kylsystem. Efter det att mjölken kylts till en temperatur under 4°C måste mjölktemperaturen bevaras vid denna nivå. Mjölken får inte överstiga temperaturgränsen under några omständigheter.

Figur 3 nedan illustrerar ett allmänt kylförlopp vid kylning av varm mjölk i en mjölk tank. Grafen visar hur den varma mjölken, med en temperatur på ca 35 °C, tillförs till mjölk tanken och kyls till en temperatur under 4 °C inom 3 timmar. Därefter bevaras mjölken kall med hjälp av kylsystemet och

dess reglersystem. I figuren nedan visas schematiskt temperaturer och tidsintervall för processen. Verkligheten skiljer sig något beroende på vilken typ av mjölkkyltank som används samt yttre omständigheter så som omgivningstemperatur.



Figur 3: Figuren illustrerar ett kylförlopp vid kylning av mjölk.

### 2.3.2 Mjölkkyltanken

För att kyla mjölken vid en mjölkkningsprocess används oftast en mjölkttank med ett kylsystem, så kallad mjölkkyltank. Det finns även varianter där mjölken kyla externt utanför själv mjölkttanken, som då används som förvaring av mjölken.

Den traditionella mjölkttanken finns i flertalet olika utformningar och storlekar för att passa mjölkböndernas olika förutsättningar och behov. De allra minsta tankarna är av typen stående modell och rymmer en mjölkvolym på drygt 200 liter upp till omkring 2000 liter (se figur 4 nedan). De mindre mjölkttankarna är lämpade för mjölgårdar med begränsade ytor för utrustningen.



Figur 4: Stående mjölkttankar från tillverkarna Wedholms (t.v.) respektive DeLaval (t.h.) med en volym från 200 liter upp till 2000 liter.

De större modellerna av mjölkttankarna finns i storlekarna 1600 liter upp till och med 30 000 liter (se nedan). Samtliga tankar är konstruerade i rostfritt stål. Utöver kylaggregatet består mjölkttankarna av ett disksystem, en omrörare (för en homogen mjölktemperatur) samt ett styrsystem för övervakning

och reglering. Omröraren i tanken bidrar till att reducera risken för isbildning genom att skapa en jämn temperaturfördelning hos mjölken.



Figur 5: Mjölkkyltankar från tillverkarna Wedholms (t.v.) respektive DeLaval (t.h.).

Med jämna mellanrum anländer en mjölkbil till gården för att tömma mjölktanken på den färska, kalla mjölken. Efter det att tanken har tömts på mjölk måste den rengöras noggrant för att avlägsna eventuella restprodukter som fastnat på tankens insida. En diskprocess är inkluderad i de flesta mjölktankssystem och rengöringen sköts automatiskt. För att tanken ska bli ren vid diskningen krävs det varmvatten och diskmedel. Doseringen av diskmedel till rengöringsprocessen kan integreras med tankens styr- och övervakningssystem. Med hjälp av en konduktivitetsmätare säkerställer systemet att rätt mängd diskmedel doseras till det varma vattnet. Om det inte finns tillgång till varmvatten för diskningen så finns det oftast möjlighet att komplettera mjölktanken med en värmare, om en sådan inte skulle ingå som standard. En elvärmare värmer upp det inkommande vattnet till en sluttemperatur på omkring 80-85°C beroende på tanktillverkarnas rekommendationer.

### 2.3.3 Kylsystemet

Kylsystemet till en mjölktank består oftast av scroll- eller kolvkompressorer med R407C, R404a eller R134a som köldmedium. Beroende på tankstorlek användes vanligen en eller två kompressorer. Förångaren är integrerad i innertanken varvid köldmediet cirkulerar genom kanaler och förångas. Beroende på tankens storlek är det vanligt med flera förångare. Oftast används en termostatisk expansionsventil med det förekommer även elektriska ventiler. Systemen är utrustade med luftkylda kondensorer där två eller fyra fläktar är vanligast förekommande. Enligt figur 6 nedan så är systemen uppbyggda i moduler och kan enkelt anpassas efter exempelvis kylbehov eller andra önskemål. En del kylsystem till mjölktankar är även utrustade med en vätskereceiver som buffert.



**Figur 6: Kylsystemet till mjölkkyltank tillverkad av Wedholms.**

### 2.3.4 Värmeåtervinning

Nya mjölkkyltankar är oftast konstruerade för återvinning av värmen från kylsystemet. Detta sker vanligen med en hetgas-värmeväxlare (se bild t.v. i figur 7). Värmen från hetgasen efter kompressorn överförs till en sekundär vätskekrets där en (vatten-)pump är inkluderad.



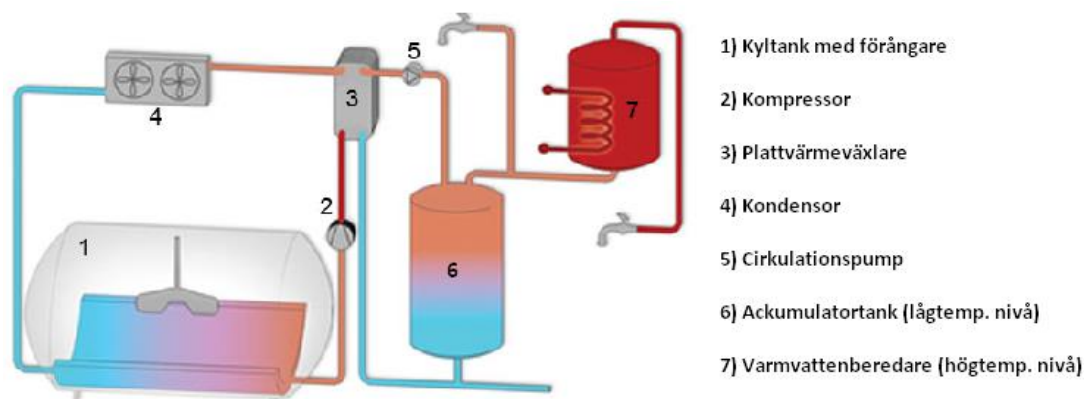
**Figur 7: Till vänster i figuren ses ett värmeåtervinningssystem från Wedholms. T.h en pump från Wilo.**

Som det beskrevs tidigare i kapitlet är kondensorn till mjölkkyltankar i de flesta fall luftkylda men det förekommer även system med vätskekyld kondensor. Med en vätskekyld kondensor finns det större möjlighet att återvinna värmen från kylprocessen samtidigt som en sådan lösning ställer högre krav på tillgängligheten av kallt vatten i syfte att transportera bort värmen från just kondensorn.

Värmen som överförs från köldmediet till vätskesystemet kan sedan användas till flera ändamål på en mjölgård. Oftast används någon form av ackumulatortank för att lagra den återvunna värmen innan den används till det slutgiltiga ändamålet. Det är nämligen inte alltid behovet av värme överensstämmer i tiden med den överskottsvärme som finns tillgänglig från kylprocessen.

För att värmeåtervinning skall fungera optimalt och inte inverka negativt på kylsystemet är ett styr- och reglersystem av betydelse. Oftast sker detta enklast genom att inkludera styrningen av pumpen för värmeåtervinningskretsen med det övriga styrsystemet för mjölkkyltanken. På så sätt säkerställs först och främst kylsystemets funktion så att det fungerar optimalt. Figur 8 illustrerar ett mjölkkylsystem med en värmeåtervinningskrets. Den överförda värmen transporteras sedan till en ackumulatortank där kallt vatten värms upp till varmt vatten och sedan lagras i tanken tills ett behov uppstår. Ackumulatortanken är oftast ansluten till en varmvattenberedare som slutvärmer vattnet

med eltillskott. Genom att förvärma vattnet till varmvattenberedaren så behöver elpatronen inte tillföra lika mycket el för att uppnå den önskade temperaturen. På så sätt sparar man energi.



Figur 8: En mjölkkyltank med värmeåtervinning kopplad till en ackumulatortank.

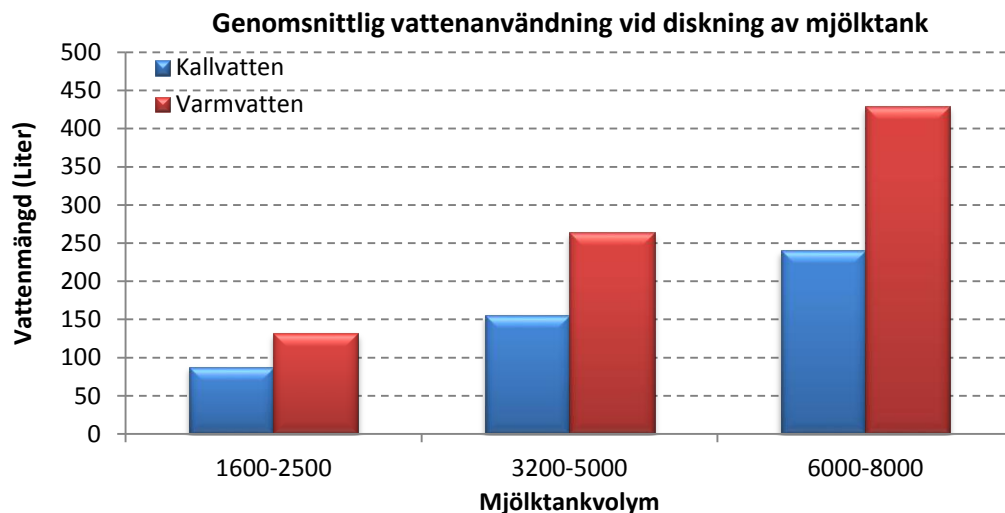
## 2.4 Värmebehov på gården

Värmebehovet på en mjölkgård beror givetvis på specifika förutsättningar för varje enskild gård. Parametrar så som geografiskt läge och gårdens storlek påverkar behovet av värme men även beteendet hos personalen har en betydande inverkan. Det finns dock värmebehov som nästan alltid förekommer på en mjölkgård oavsett individuella förutsättningar. Överskottsvärmen från kylprocessen kan huvudsakligen användas till två ändamål, nämligen uppvärmning av lokaler och förvärmning av (disk-)vatten.

### 2.4.1 Diskning och rengöring

På en mjölkgård ställs det höga krav på god hygien och rengöring är därför en daglig syssla. Först och främst måste mjöltkanken rengöras och därmed diskas efter varje mjöltkötning. Oftast töms mjöltkanken varannan dag vilket innebär att den även rengörs med två dagars intervall. Behovet av vatten, och framförallt varmvatten, till diskprocessen beror på flera parametrar. Mjöltkankens volym utgör en stor påverkan på behovet av diskvatten och därmed varmvatten. Detta eftersom större mjöltkankar har en större mantelyta som behöver diskas jämfört med mindre mjölkkyltankar. Även tillgången till varmvatten på gården inverkar på diskprocessen och antalet möjliga diskfaser i rengöringsprogrammet. Vanligen är ett diskprogram baserat på tre faser; försköljning, huvuddiskning och eftersköljning. Programmets uppbyggnad beror dock på brukarens önskemål och kan på begäran oftast anpassas efter behov och tillgången på exempelvis just varmt vatten på gården.

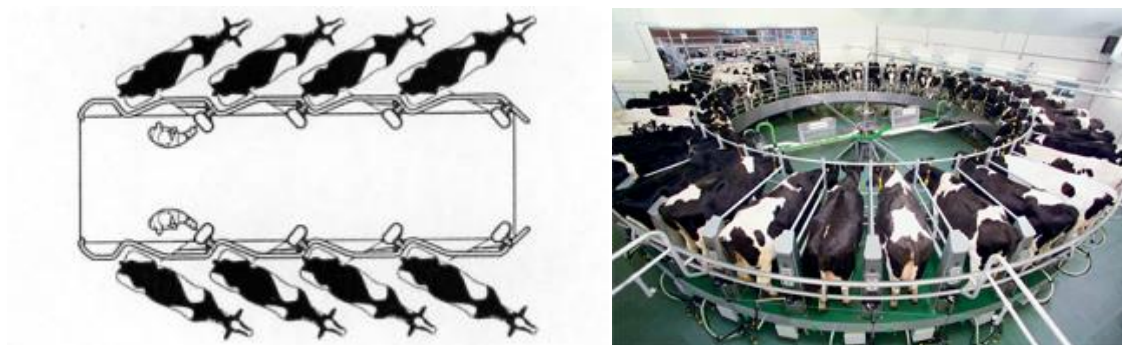
Mjölkkyltankens diskprogram inleds vanligen med en försköljning av tanken. Denna del av diskprocessen använder en vattenmängd (kallt och därefter även varmt vatten) motsvarande ca 0,5-0,75 % av mjöltkankens volym (Svensk mjölk, 2011). Därpå följer en huvuddiskning och en eftersköljning av mjöltkanken. Den totala vattenmängden för hela diskprocessen uppgår till omkring 3-4 % av tankvolymen, enligt uppgifter från Svensk Mjölk. Uppgifterna går dock isär och varierar brett. En mindre mjölk tank i storleksordningen 1600-2500 liter använder i snitt omkring 130 liter varmvatten för diskprocessen (motsvarande ca 5-8 % av tankvolymen). En mellanstor mjölk tank i storleksordningen 6000-8000 liter använder omkring 265 liter varmvatten för diskprocessen (ca 3-4% av tankvolymen). Motsvarande mjölk tank med en volym på mellan 20 000 – 30 000 liter använder ca 430 liter varmvatten till diskningen (ca 1-2 %).



**Figur 9: Vattenanvändningen för diskning ökar naturligt med mjöltkankens volym (källa: Wedholms).**

För att uppnå ett bra diskresultat krävs det att varmvattnet vid rengöring har en sluttemperatur på minst 43°C (fett löses i vatten vid denna temperatur). Eftersom mjölkkyltanken är kall när den töms fordras det en betydligt högre temperatur än 43°C för att uppnå den önskade sluttemperaturen. Detta eftersom varmvattnet kyls betydligt när det kommer i kontakt med den kalla tanken. Svensk Mjolk rekommenderar branschen att använda en varmvattenberedare avsedd för jordbruk. Denna bör vara utrustad med ett hetvattenuttag med möjlighet att få ut en vattentemperatur på mellan 85-90°C. Varmvattenberedare för privata ändamål är oftast försedda med en termostat där vattentemperaturen kan regleras till ca 70-80°C. Däremot sker vanligen vattenuttaget via en blandningsventil för att reducera skållningsrisken. Varmvattenberedare ger i detta fall en utgående temperatur på ca 55-60°C vilket medför en sluttemperaturen i mjöltkanken med all sannolikhet blir längre än 43°C. Därav behovet av en vattentemperatur från varmvattenberedaren på närmare 85-90°C.

Utöver mjölkkyltanken så finns det även ett behov av att rengöra mjölkstallet och mjölkkningsanläggningen. Till skillnad från mjöltkanken så måste mjölkstallet, med tillhörande utrustning, rengöras mer frekvent oftast flera gånger per dag. Det finns huvudsakligen två typer av mjölkkningsanläggningar; konventionella och robot. Ett konventionellt system innebär att mjölkkningsprocessen sker manuellt. Det finns flera olika konventionella mjölkkningsanläggningar, exempelvis roterade karuseller eller så kallade fiskbensstall. Vid sidan av de konventionella anläggningarna har robotmjölkning (Automatisk Mjölkknings System – AMS) blivit allt vanligare. Den gemensamma nämnaren för de olika mjölkkningsystemen är dock rengöring. Mjölkkningsanläggningen och mjölkkningsstallet måste rengöras på daglig basis och till detta krävs det varmt och kallt vatten.

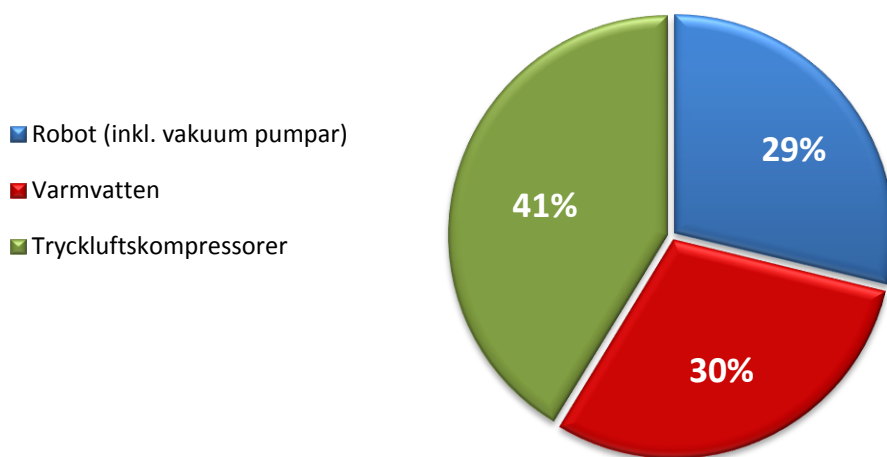


Figur 10: Fiskben- respektive karusellsystem.

Ett konventionellt system (karusell eller fiskben) diskas ca 2 gånger per dygn med 3 diskfaser vid respektive tillfälle. Mängden vatten som används varierar givetvis med storleken av den aktuella anläggningen. En större mjölkanläggning har oftast fler mjölkledningar vilket medför ett större diskbehov. Därefter skall själva mjölkplatsen och uppsamlingsplatsen rengöras samt vid behov även juverdukar. Den energi- och vattenmängd som krävs för ändamålet varierar givetvis från gård till gård. I genomsnitt används det omkring 2 500 liter vatten (varmt och kallt), varav ca 1 500 liter motsvarar spolning med vattenslang (Svensk mjölk, 2011). Enligt tidigare rapporter från bland annat Nilsson och Påhlstorp motsvarar det en energianvändning på mellan 114 – 254 kWh per år och koplats till värmning av varmvatten för rengöring av en konventionell mjölkanläggning.

I en rapport från Danmark studerades energianvändningen vid mjölkning med robot. Flera olika AMS-system testades för att fastställa fördelningen av energianvändningen till roboten. Resultaten från testerna visar att energianvändningen för att värma vattnet i genomsnitt utgör drygt 1/3 av den totala energin till ett AMS-system, enligt nedan (Lindgaard Jensen, 2009).

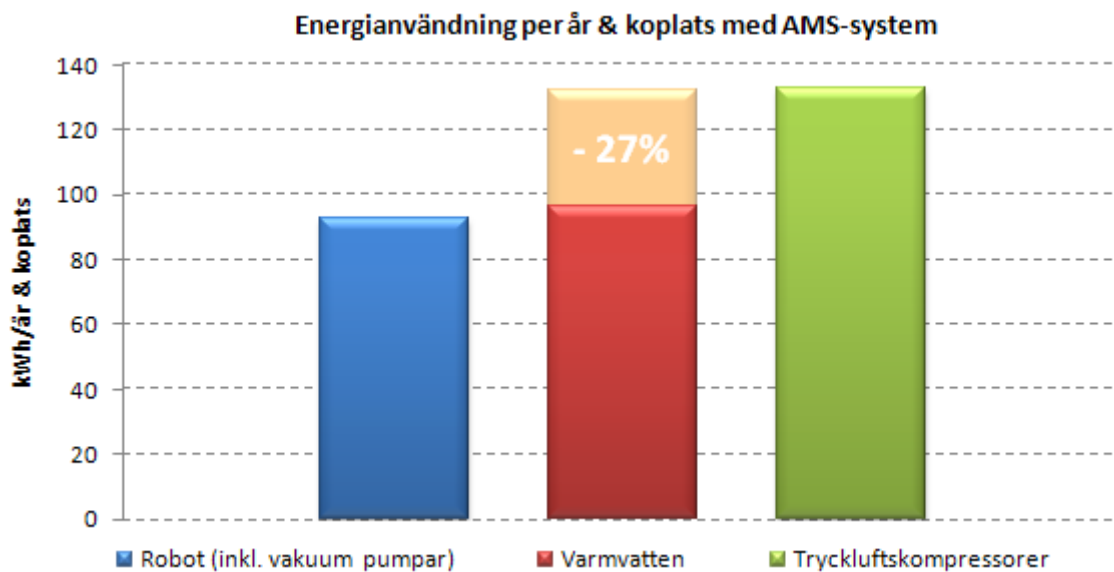
#### Energifördelningen vid mjölkning med ett AMS-system



Figur 11: Fördelningen av energianvändningen vid mjölkning med ett Automatiskt mjölkningssystem.

Resultaten från testerna visar även på möjligheten till energibesparing genom att förvärma det inkommande vattnet till roboten. Samtliga AMS-anläggningar var i behov av att värma upp det inkommande vattnet till en temperatur på mellan 80-100°C enligt systemets huvuddiskprogram. Nedan redovisas bearbetade resultat från rapporten. Studien redogör för en möjlig energibesparing på omkring 35 kWh per år och ko-plats genom att förvärma det inkommande vattnet från 10°C till 40 °C för att därefter slut-värma med elpatron. Det motsvarar drygt en fjärdedel av den totala

kostnaden (130 kWh per år och ko-plats) för att värma vattnet till rengöring av robot (Lindgaard Jensen, 2009).



Figur 12: Medelvärden från testresultat avseende AMS-systemet.

#### 2.4.2 Dricksvatten och frostskydd

Utöver diskning och rengöring utgår det även vatten till korna. En vanlig ko dricker i genomsnitt ca 100 liter vatten per dag i stallet. Det finns flera studier som rapporterar att kor producerar mer mjölk om dricksvattnet kan förvärmas till omkring 16-17°C (Karlsson, o.a., 2012). Teoretiska beräkningar visar att det åtgår ca 15 Wh per liter dricksvatten för att värma kallt vatten till varmt (10°C till 17°C) med en varmvattenberedare på 300 liter. Förvärmning av vatten är däremot inte helt riskfritt. En förutsättning är att vattnet kan bibehålla dess kvalitet och inte utsätta människor eller kor för en hälsorisk. Bakterier såsom legionella trivs bra i ljummet vatten och har en tillväxtfas vid temperaturer mellan 25-45 °C. Det är därför viktigt att ljummet vatten inte blir stående så att bakterierna ges en möjlighet att växa till sig. I värsta fall kan det medföra att människor och även kor insjuknar (Christiansson, 2010).

Utöver dricksvattnet till korna finns det även ett behov av att skydda dricksvattenautomaterna från frost. Under den kalla delen av året finns det annars risk för att vattenautomaterna till korna fryser sönder av isbildning. Hur mycket energi som åtgår till att frostskydda vattnet beror givetvis på omgivande förhållanden. Tidigare mätstudier har konstaterat att det i genomsnitt används omkring 80 kWh/år till frostskydd av vatten till dricksvattenautomaterna för en normalstor gård. Energianvändning till denna del är i sammanhanget liten men bör ändå nämnas.

#### 2.4.3 Kontor, personalrum och omklädningsrum

I direkt förbindelse med mjölkstallet finns det vanligen kontor och personalrum samt oftast även omklädningsrum för de anställda. Energianvändningen för värmning av vatten till exempelvis dusch och tvättställ påverkas av antalet arbetare samt deras vanor. Branschorganisationen Svensk Mjölk rekommenderar en separat varmvattenberedare till omklädningsrum samt eventuellt lunchrum i syfte att säkerställa att det finns tillräckligt med varmvatten tillgängligt för disk och rengöring av mjölkutrustning. Normal vattenförbrukning kan antas uppgå till omkring 400-500 liter per dag för tio anställda på en mjölkgård (Svensk mjölk, 2011).

För att uppnå en god arbetsmiljö är det även av intresse att värma personalutrymmen och kontor till en behaglig arbetstemperatur (ca 20°C). Även uppvärmning av korridorer eller själva mjölkstallet förekommer. Personalrum och övriga utrymmen värms vanligen av antingen golvvärme, infravärme eller med direktverkande el. Den energimängd som erfordras för uppvärmning av utrymmen samt tappvarmvatten beror på flera faktorer som det tidigare påpekats. I en studie utförd av Nilsson och Påhlstorp (1985) uppskattas energianvändning till drygt 8000 kWh/år för ett mjölkföretag med ca fyra anställda. Ett något mindre jordbruksföretag med en anställd som duschar efter varje arbetspass använder i genomsnitt 3700 kWh/år för uppvärmning av utrymmen och tappvarmvatten (Nilsson, o.a., 1985).

#### 2.4.4 Uppvärmning av bostadshuset

I nära anknytning till mjölkstallet finns vanligen ett bostadshus som kräver värme för uppvärmning och till tappvarmvatten. Under ett år är energianvändningen till tappvarmvatten relativt konstant per månad medan uppvärmningen av bostaden givetvis varierar med utomhustemperaturen. Eftersom utomhustemperaturens medelvärde beror på det geografiska läget varierar även energianvändning sett över landet. Ett genomsnittligt småhus i Sverige år 2009 använde omkring 18 000 kWh för uppvärmning. Av dessa 18 000 kWh utgjorde ca 75 % energi till uppvärmning medan 25 % avsåg energi till uppvärmning av tappvarmvatten. Genomsnitthuset hade en boyta på 149 kvm med två vuxna och två barn i hushållet (Energimyndigheten, 2012). Eftersom bostadshuset på en mjölkgård oftast ligger i närheten av mjölkstallet, men inte i direkt anslutning, krävs det oftast kulvertar om överskottsvärme skall kunna transporteras till huset. Därmed förekommer det värmeförluster även om dessa upplevs som relativt små i sammanhanget.

I Tabell 1 nedan ges en sammanställning av det uppskattade värmebehovet på en mjölkgård. Tabellen skall användas i syfte att ge en uppfattning av mjölkgårdens behov av värmeenergi då individuella förutsättningar givetvis påverkar resultatet. Exempelvis kan resultaten implementeras på en genomsnittlig mjölkgård i Sverige med 70 kor som vardera producerar 25 liter mjölk per dag. Varje ko dricker 100 liter förvärmat vatten per dag och gården kan antas ha ett AMS-system för mjölkning samt fyra anställda. Med dessa antaganden skulle det innebära att mjölkgården har ett energibehov för värmning av vatten till diskning och rengöring på motsvarande 9 100 kWh/år. Dagligen används det 7 000 liter förvärmat vatten till dricksvatten för korna vilket medför ett årligt energibehov på 2 555 kWh för uppvärmning av dricksvattnet. Uppvärmning av personalutrymmen och tappvarmvatten för exempelvis dusch uppgår till ca 8 000 kWh årligen. Utöver detta tillkommer även uppvärmning av bostaden. Sammanfattningsvis kan det konstateras att värmebehovet på en mjölkgård är stort.

**Tabell 1: Sammanställning av värmebehovet på en mjölkgård.**

| <b>Värmebehov på en mjölkgård</b>                  | Konv. mjölkning på en liten mjölkgård (1-2 anställda) | AMS-system på en större mjölkgård (4 anställda) |
|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Diskning och rengöring                             | 114 – 254 kWh/år & ko                                 | 130 kWh/år & ko (avser endast robot)            |
| Förvärmning av dricksvatten till kor               | 15 Wh/liter                                           | 15 Wh/liter                                     |
| Uppvärmning av personalutrymmen och tappvarmvatten | 3 700 kWh/år                                          | 8 000 kWh/år                                    |
| Uppvärmning av bostad (värme och tappvarmvatten)   | 18 000 kWh/år                                         | 18 000 kWh/år                                   |

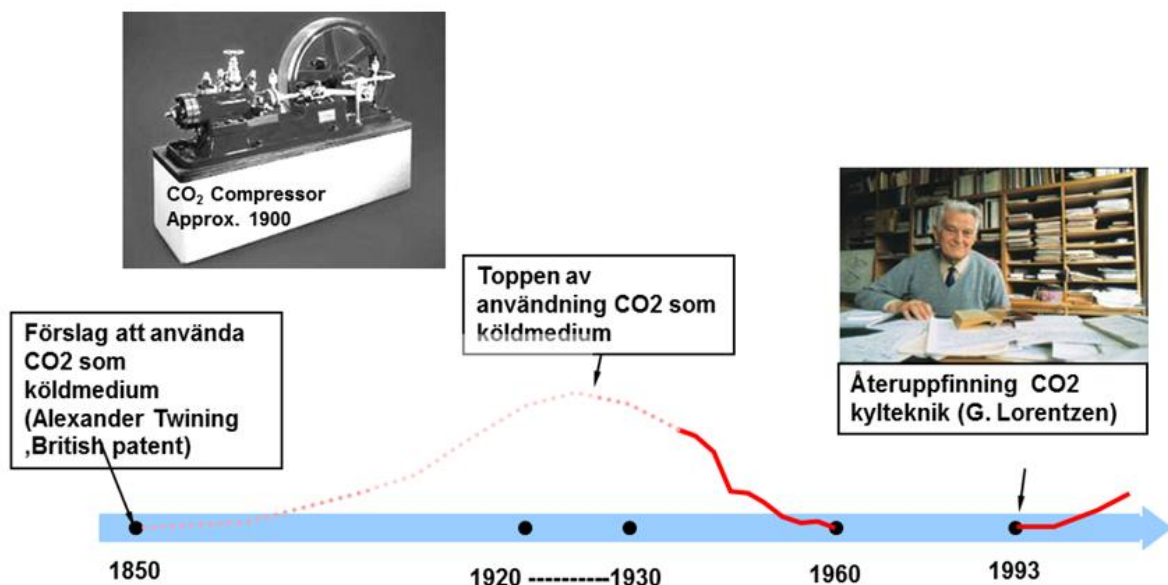
## 3 Teoretisk bakgrund och utvärdering

### 3.1 Introduktion till koldioxid

Under de senaste åren har koldioxid blivit ett allt viktigare köldmedium inom ett flertal användningsområden. Det främsta skälet till detta är att koldioxid ur ett miljö- och säkerhetsperspektiv är ett av de få hållbara köldmedier som finns att använda i kylsystem. Koldioxid fungerar dock inte som en direkt ersättning för befintliga köldmedier och dess lämplighet för olika användningsområden bör jämföras genom t ex en TEWI-studie och naturligtvis kostnaderna över tiden.

### 3.2 Historik

Koldioxid är en av dem första köldmedier som upptäcktes. 1850 kom den första applikationen med koldioxid som köldmedium (Alexander Twining). CO<sub>2</sub> användes huvudsakligen mellan 1890 och 1950. Det var innan freonerna infördes på allvar. Mediet CO<sub>2</sub> användes främst i stora applikationer såsom fartyg och lager. På den tiden var ett "säkerhet köldmedium" vilket är lätt att förstå då alternativen var t ex propan och ammoniak.



Figur 13: En historisk överblick av CO<sub>2</sub>-användningen.

Koldioxid återinfördes 1988 av Professorn Lorentz vid SINTEF (Norge) och sedan dess har trenden varit uppåtående.

### 3.3 Varför CO<sub>2</sub>?

Det finns idag många studier som visar på resultat att koldioxid minskar driftkostnaderna jämfört med syntetiska medier. Det är inte så enkelt att det gäller över allt och i alla lägen, men så här långt kan sägas att trenden kommer från norra Europa och går söder ut. Som kommer framgå senare så har CO<sub>2</sub> större termodynamiska fördelar vid lägre omgivningstemperaturer, vilket naturligtvis förklarar intresset i norra Europa. Bland de goda egenskaperna kan följande nämnas;

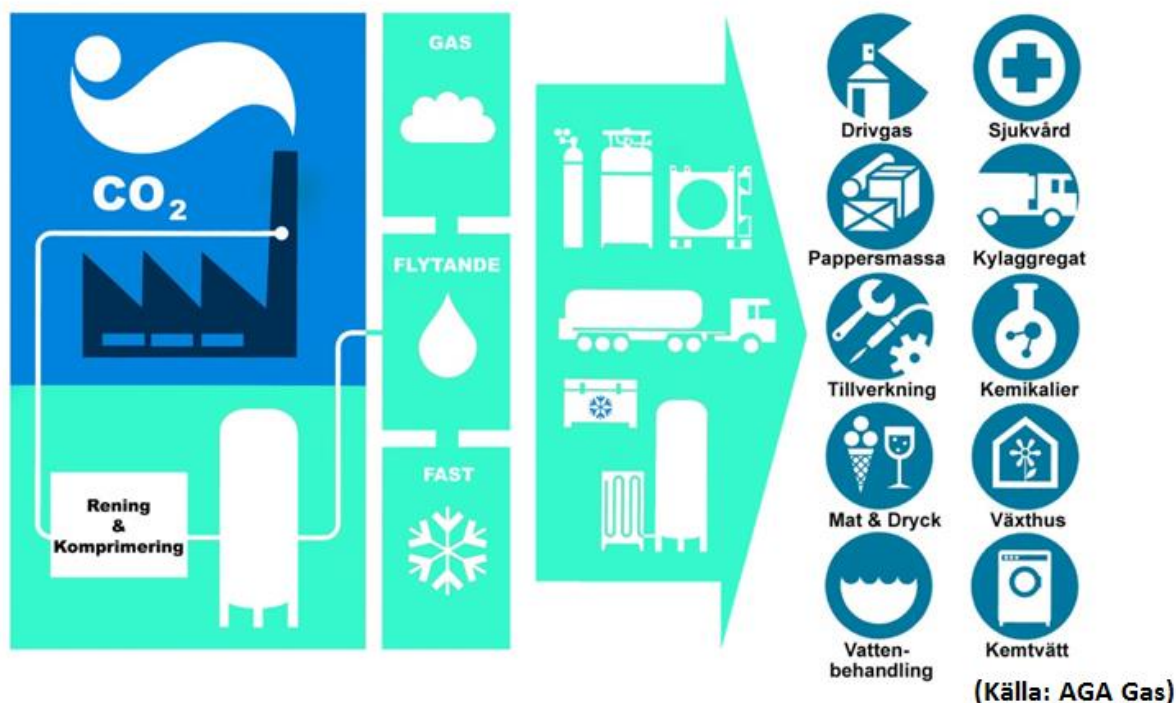
- Hög volymetrisk köldalstring vilket betyder mindre rör, mindre isolering och mindre kompressorer.

- God värmeöverföring, vilket ger högre kapacitet med mindre ytor.
- Lätt att pumpa i applikationer som köldbärare – ofta besparingar på upp till 90 % pumpenergi i jämförelse med traditionella köldbärare.

Kombinationen av goda termodynamiska egenskaper, och det viktigaste; att det är ett naturligt medium gör CO<sub>2</sub> till en intressant kandidat i många kyltillämpningar.

### 3.4 Tillverkning & miljöegenskaper

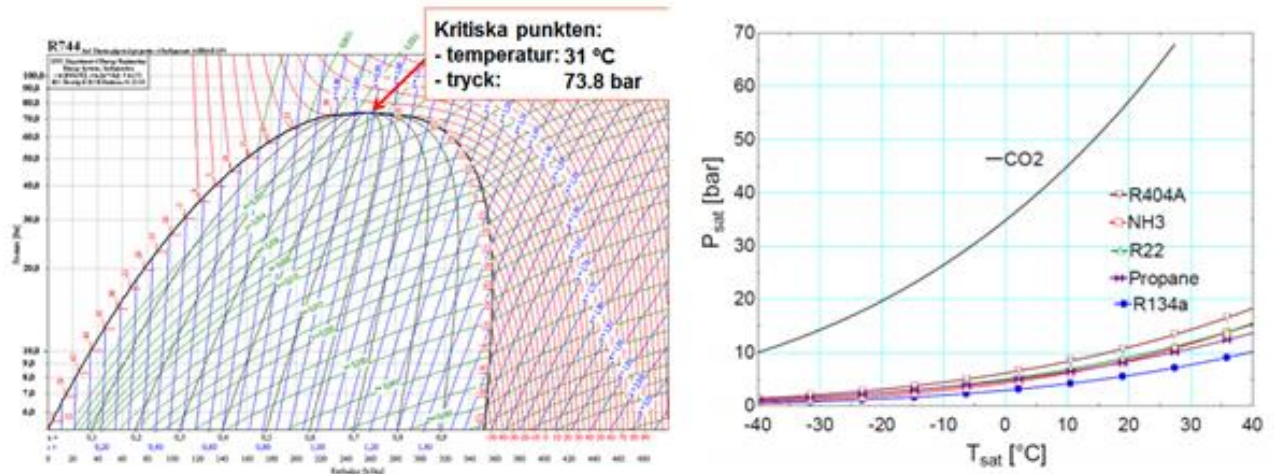
Koldioxid som används som köldmedium är en restprodukt som återvinns från kemiska processer – i princip vid all förbränning uppstår CO<sub>2</sub> som kan skiljas ut från rökgaserna. Rå-gasen renas och komprimeras i flera steg. Flytande koldioxid lagras och distribueras i behållare under tryck och/eller vid låg temperatur. För mindre mängder sker lagringen vid rumstemperatur. Koldioxid kan också levereras som så kallad torris i block eller pellets. Torris ger en mycket stor kyleffekt pga sin låga temperatur jämfört med vanlig is och den lämnar inga restprodukter. Den används därför ofta som nödkylning i t ex livsmedelsbutiker.



Figur 14 : Schematiskt tillverkningsprocessen för CO<sub>2</sub>.

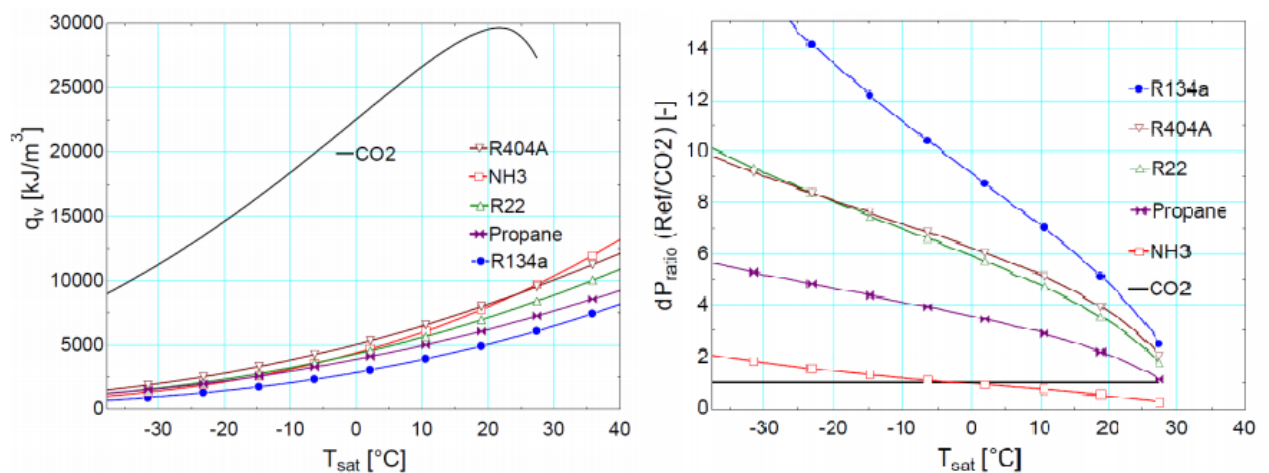
### 3.5 Termodynamiska egenskaper för CO<sub>2</sub>

Kylteknik handlar i grund och botten om värmetransport. Genom fasändringar av medier kan stora mängder energi överföras; nyckeln är att utnyttja fasförändringar i form av kondensation och förångning. CO<sub>2</sub> har en låg kritisk punkt jämfört med andra köldmedier ( $T_c=31^\circ\text{C}$  &  $P_c=73.8$  bar).



Figur 15: Kritiska punkten (t.v) & arbetstryck vs mättad temperatur (t.h). (Sawalha, 2008)

Koldioxid har ett högt arbetstryck jämfört med andra köldmedier. Spannet för arbetstrycket kan vara mellan 10 bar (vid ca -30°C mättnadstemperatur) och upp mot 120 bar på högtrycksidan.



Figur 16: Volymetrisk köldalstring (TV) och tryckfalls-förhållande (TH) vs förångningstemperatur (Sawalha, 2008)

Andra viktiga egenskaper av CO2 till följd av höga arbetstrycket är högre volymetriska kyleffekt samt lägre tryckfall än andra köldmedier. Figur 16 (t.v) visar den volymetriska kyleffekten av CO2 jämfört med andra köldmedier. Det är cirka 5 gånger högre än R22 och NH3 vid 0 °C. Därefter kan man se i samma figur (t.h) att CO<sub>2</sub>-tryckfall är mycket lägre än andra köldmedier (från -30 °C till -10 °C).

### 3.5.1 GWP & TEWI

GWP (global uppvärmningspotential) anger hur mycket en viss massa av ett medium bidrar till den globala uppvärmningen under en viss period i jämförelse med samma massa koldioxid i samma period. GWP för koldioxid definieras som 1. De GWP-värden som används anger en global uppvärmningspotential under en tidsperiod på 100 år.

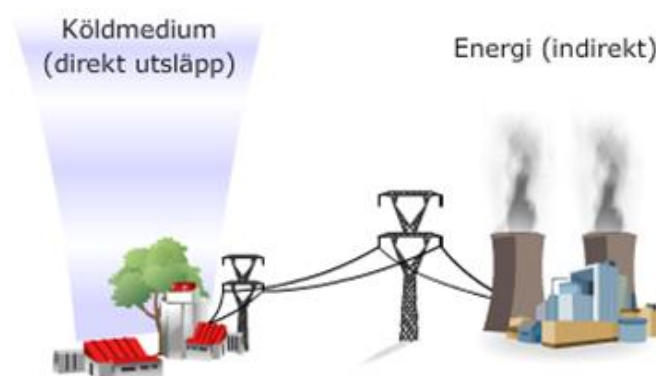
Koldioxid är ett miljövänligt köldmedium. En av de viktigaste orsakerna att titta på CO<sub>2</sub> är att den saknar påverkan vad gäller nedbrytning av ozonskiktet (ODP=0) och har väldigt lågt GWP (=1) jämfört med andra köldmedier.

**Tabell 2: GWP för olika köldmedier.**

| Köldmedium              | GWP  |
|-------------------------|------|
| CO <sub>2</sub> - R 744 | 1    |
| R134a                   | 1430 |
| R404A                   | 3922 |
| R410A                   | 2088 |
| R1234yf                 | 4    |

### **TEWI (Total ekvivalent uppvärmningspotential)**

Koldioxidutsläpp från energiförsörjningen av kylsystemen (indirekt effekt) och själva köldmediet (direkt effekt) bidrar båda till utsläpp av växthusgaser. Detta uttrycks som total ekvivalent uppvärmningspotential (TEWI).



**Figur 17: direkt & indirekt effekt (källa: Danfoss)**

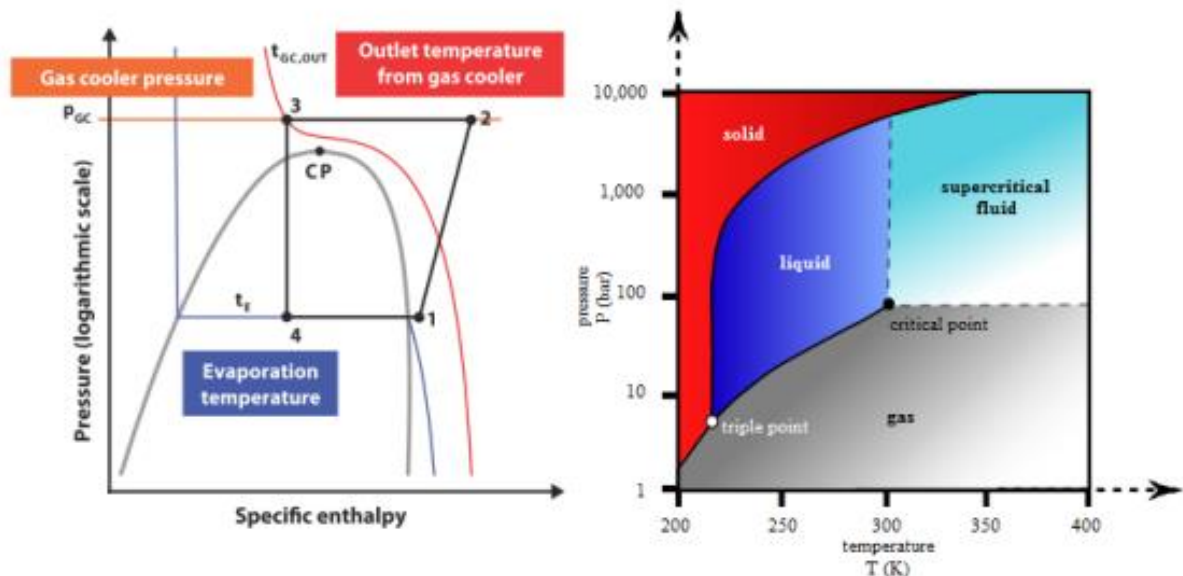
Ett läckage av köldmedium från ett kylsystem har en direkt påverkan på miljön kopplat till den eventuella växthuseffekten (GWP) som mediet har. Den indirekta påverkan är kopplat till energianvändningen vilken styrs av mediets och systemets effektivitet (COP). Den sammanvägda effekten av dessa båda kallas Total Equivalent Warming Impact, TEWI, och är precis som det låter en sammanvägd summa av dessa båda effekter;

TEWI = mediets direkta effekt på miljön + mediets indirekta effekt på miljön

Den direkta effekten beräknas som mängd medium multiplicerat med den motsvarande CO<sub>2</sub>-ekvivalent i kg som detta medför. Den indirekta effekten beräknas baserat på systemets använda elenergi multiplicerat med elens CO<sub>2</sub>-generering per kWh.

### 3.6 CO<sub>2</sub>-processen

Trippelpunkten för CO<sub>2</sub> är vid 5,2 bar och -56,6 °C, såsom visas i figur 17, vilket innebär att driften i kylkretsen alltid måste vara högre än 5,2 bar. Under detta tryck kommer fast fas att bildas, dvs torris. Tillsammans med låg trippelpunkt, som ses i figur 17, har CO<sub>2</sub> också en låg kritisk temperatur, 31.1°C.



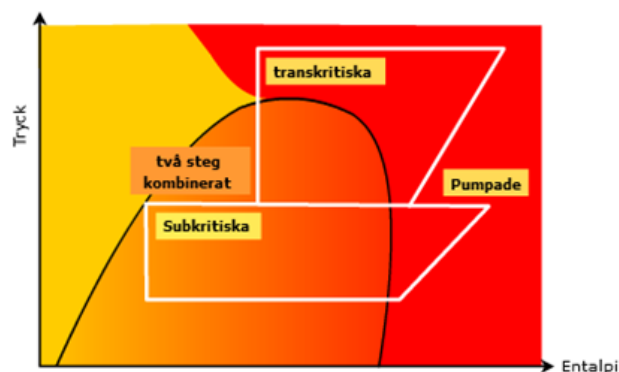
Figur 18: P-h & P-T diagram för koldioxid.

#### 3.6.1 Olika typer av CO<sub>2</sub>-system

Principiellt kan sägas att CO<sub>2</sub> används i tre olika systemtyper nämligen;

1. Pumpcirkulation – dvs. som köldbärare
2. Kaskad – i kombination med ett annat köldmedium
3. Transkritiska – 100 % koldioxid

Nedan kommenteras kort de olika systemtyperna.



Figur 19: H-logP-diagram med kombinationer av subkritisk & transkritiska cykler.

- Pumpcirkulationssystem:

I ett pumpcirkulationssystem pumpas CO<sub>2</sub> i vätskeform från vätskereceivern till kylobjekten. Här förångas ämnet delvis innan vätske-/ångblandningen går tillbaka till vätskereceivern. Ingen

kompressor används på CO<sub>2</sub> sidan. Fördelen med pumpcirkulationen är att det blir enklare konstruktion, driftsäkert, ingen olja i systemet.

- **Kaskadsystem (Subkritisk kylprocess):**

CO<sub>2</sub> (köldmedium) kyla ett annat kylsystem och återförs som överhettad gas till kaskadvärmeväxlaren. Denna lösning används oftast med direkt expansion (DX) i kylobjekten. CO<sub>2</sub>-processen är i dessa lösningar alltid subkritisk, dvs temperatur och tryck ligger under den kritiska punkten men naturligtvis ovanför trippelpunkten.

- **Transkritisk kylprocess:**

Processens högtryck ligger ovanför den kritiska punkten. Energianvändningen i transkritiska system påverkas i högre grad av omgivningstemperaturen än vad som är fallet för andra kylsystem. Vid låga temperaturer är ett transkritiskt CO<sub>2</sub>-system en av de mest effektiva teknikerna men dess effektivitet sjunker snabbt vid högre omgivningstemperaturer. Därför är det viktigt att beakta klimatförhållandena vid planering av system som bygger på CO<sub>2</sub>-transkritiskt.

### 3.6.2 Värmeåtervinning

Egenskaperna för värmeåtervinning är goda med koldioxid. CO<sub>2</sub>-system kan leverera betydligt högre temperaturer än konventionella system. Den höga hetgastemperaturen som finns tillgänglig i systemet gör att man kan utnyttja detta för t.ex. varmvatten-produktion, diskning (mjölk tank), etc.

## 4 Testförutsättningar

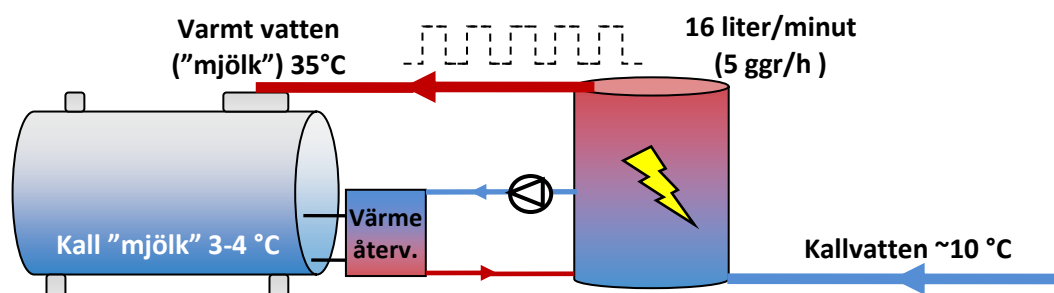
Utgångspunkten för testerna har varit att optimera energianvändning vid kylning av mjölk under ett mjölkkningsförlopp genom att tillämpa en kapacitetsreglerad kompressor. Begreppet mjölkkningsförlopp syftar till processen där korna mjölkas och den varma mjölken sedan kyla i tanken. För att simulera detta förlopp konstruerades ett testsystem med tillhörande mätutrustning för att mäta energianvändning för respektive testobjekt.

Kapitlet beskriver testmetoden och genomförandet av dess tester som utfördes i Wedholms testhall. Kapitlet inleds med en grundläggande beskrivning av utgångspunkten för testerna och testmetoden. Därefter följer en ingående redogörelse av testsystemets konstruktion och testutförandet.

### 4.1 Testprocedurer

Testsystemet och själva testförfarandet framställdas med målet att simulera ett automatiskt mjölkkningsförlopp, s.k. robotmjölkning. Anledningen till att denna mjölkkningsmetod valdes som utgångspunkt var att mjölkning med robot blir allt vanligare bland mjölkbönderna. Som det beskrivs i bakgrundskapitlet så innebär robotmjölkning att den varma mjölken tillförs tanken under kortare perioder men under en längre tid.

I syfte att efterlikna händelseförloppet vid mjölkning med robot konstruerades ett testsystem där varmt vatten (35 °C) tillfördes mjölk tanken i intervaller om 16 liter per minut, 5 gånger i timmen. Varmt vatten användes som ett substitut för mjölk då egenskaperna är väldigt snarlika varandra. Den varma mjölken skulle därefter kylas till en temperatur på 3-4 °C (se figur 18 nedan). Under varje timme skedde därmed 5 påfyllningar á 16 liter med motsvarande 11 minuters pauser mellan respektive fyllning. Ett test pågick i regel under två dygn varvid nästan 4000 liter varmt vatten tillförts mjölk tanken under perioden.

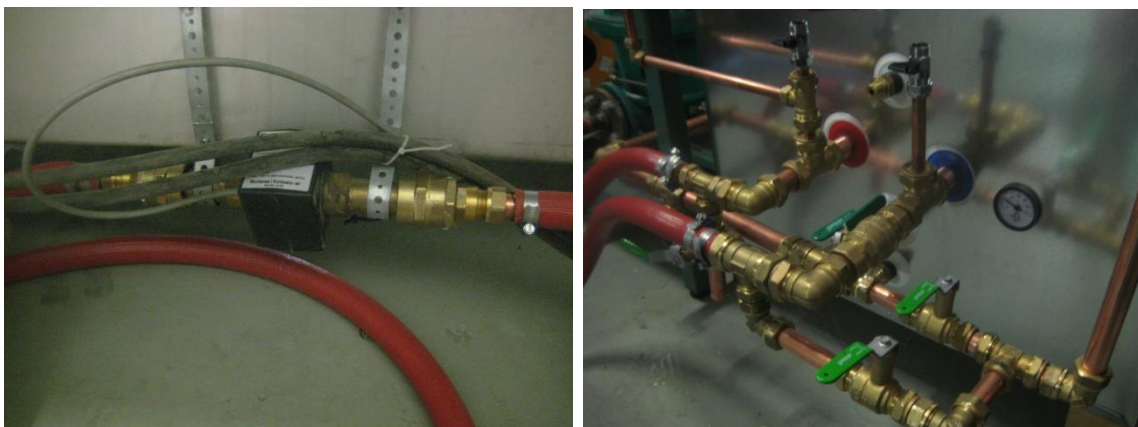


Figur 20: Schematisk skiss av testsystemets utformande och testmetodens utgångspunkt.

### 4.2 Testsystemet och mätutrustning - generellt

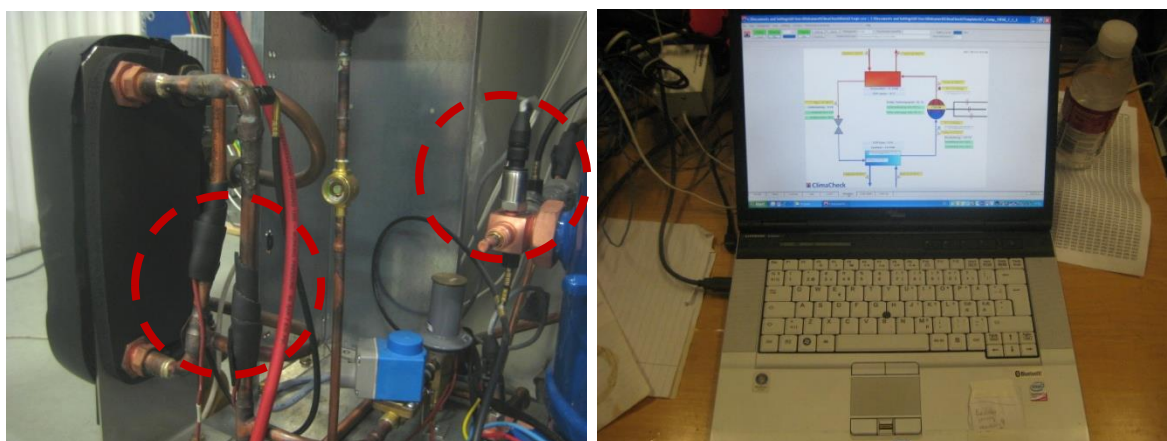
Uppbyggnaden och instrumenteringen av testsystemet utgjorde en tidskrävande process med de omfattande rörinstallationer som behövde utföras. För att möjliggöra olika testscenarier och säkerställa en korrekt systemfunktion installerades en del extra funktioner utöver det mest grundläggande konceptet. Systemet instrumenterades väl med utrustning för att mäta tryck, temperaturer, flöden, energi och effekt.

Kretsen mellan kylsystemets hetgas-värmeväxlare (Wedholms Interpac) och ackumulatortanken utrustades med en flödesmätare samt temperaturgivare vid in/utlopp till VVX och ackumulatortanken. Med mätutrustningen och tillhörande givare kunde sedan värmeöverföringen från hetgas-VVX beräknas. I den slutna kretsen installerade även ett expansionskärl som gjorde det möjligt att tillåta volymförändringar i systemet till följd av temperaturförändringar.



**Figur 21: Flödesmätare till vänster i bilden och rördragning till ackumulatortanken till höger i bilden.**

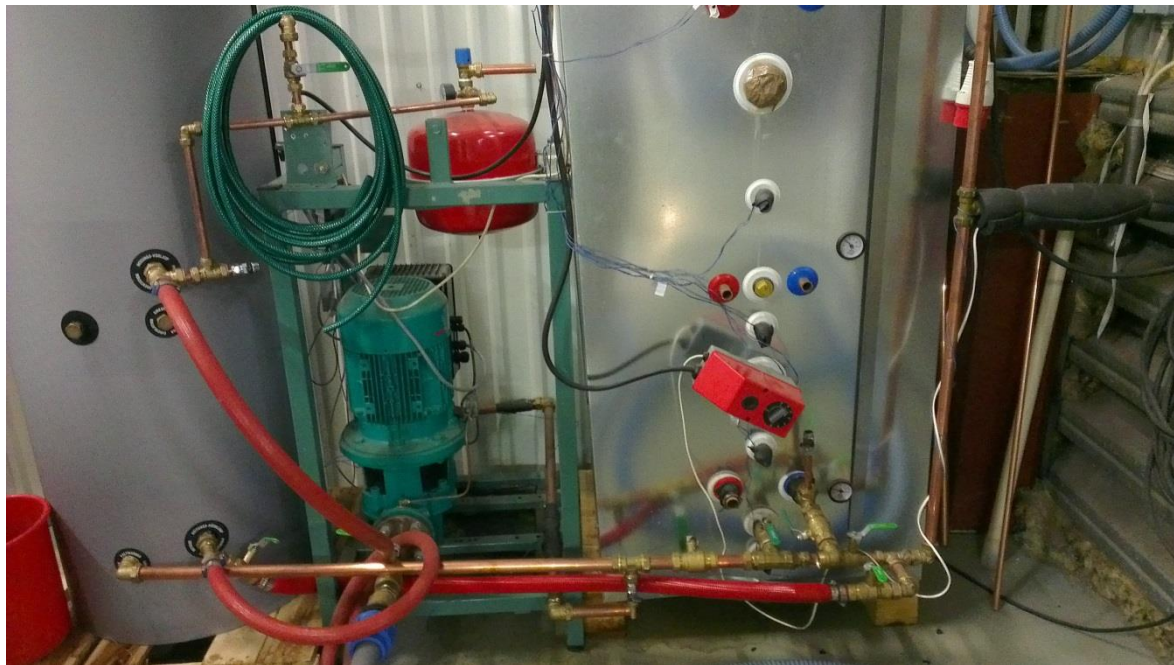
Kylsystemet instrumenterades med en ClimaCheck-analysator i syfte att övervaka kylanläggningens prestanda vid de olika testerna. En ClimaCheck prestandaanalysator gör det möjligt att åskådliggöra hela kylprocessen och presentera denna i realtid samt givetvis spara all information och analysera resultaten vid ett senare tillfälle. Ett ClimaCheck-system består av en mängd sensorer, bland annat tryck- och temperaturgivare som monteras på kylsystemet. Därefter monteras även effektmätare som mäter den tillförda effekten till kompressorn och även summerar energin till denna. Kylsystemet är därmed fullständigt definierat och kan behandlas samt presenteras av mjukvaran. Bilden till vänster i figur 20 illustrerar delar av kylsystemet där två temperaturgivare och en trycksensor till ClimaCheck-systemet har installerats. Den högra bilden i figuren visar mjukvaran som gör det möjligt att kontinuerligt följa kylprocessen i realtid men även behandla insamlad data.



**Figur 22: Kylsystemet instrumenterades med ClimaCheck.**

### 4.3 Värmeåtervinningssystem

Till kylsystemets hetgasväxlare kopplades en ackumulatortank (till vänster i figuren nedan) vilken användes för värmeåtervinningstesterna. Tanken är på 300 liter och har en separat värmningskrets i botten, dvs. värmningskretsen är separerad från vätskan i tanken.



Figur 23: Ackumulatortank för VåV test (tv) och värmningstank (t.h).

För att uppgradera VåV-systemet och öka möjligheten till en optimal styrning så installerades en frekvensstyrd VåV-pump samt en regulator som styr pumpen efter framledningstemperaturen. Syftet är att kunna maximera den levererade temperaturen från VåV-systemet.



Figur 24: Kapacitetsreglerad VåV-pump samt dess regulator.

Med en tempsensor på framledningen från VåV-kretsen styrs VåV-pumpens varvtal.

## 5 Referenssystem

Referenstesterna syftade till att fastställa utgångspunkten, dvs. den aktuella mjölkkyltankens energieffektivitet. Nyckeltalet som användes för jämförelse av systemen definieras som den mängd elenergi mjölkkyltanken använder till kylning per 100-liter mjölk ( $\text{kWh}_{\text{el}}/100\text{-liter mjölk}$ ).

I Wedholms standardproduktion finns idag inte kapacitetsreglerade kylsystem men för att få rättvisande jämförelse med CO<sub>2</sub>-systemet senare så referenstestades ett R134a-system som uppgraderats med kapacitetsreglering. Upprepade tester genomfördes för att säkerställa ett repeterbart resultat innan vidare tekniska uppgraderingar utfördes.



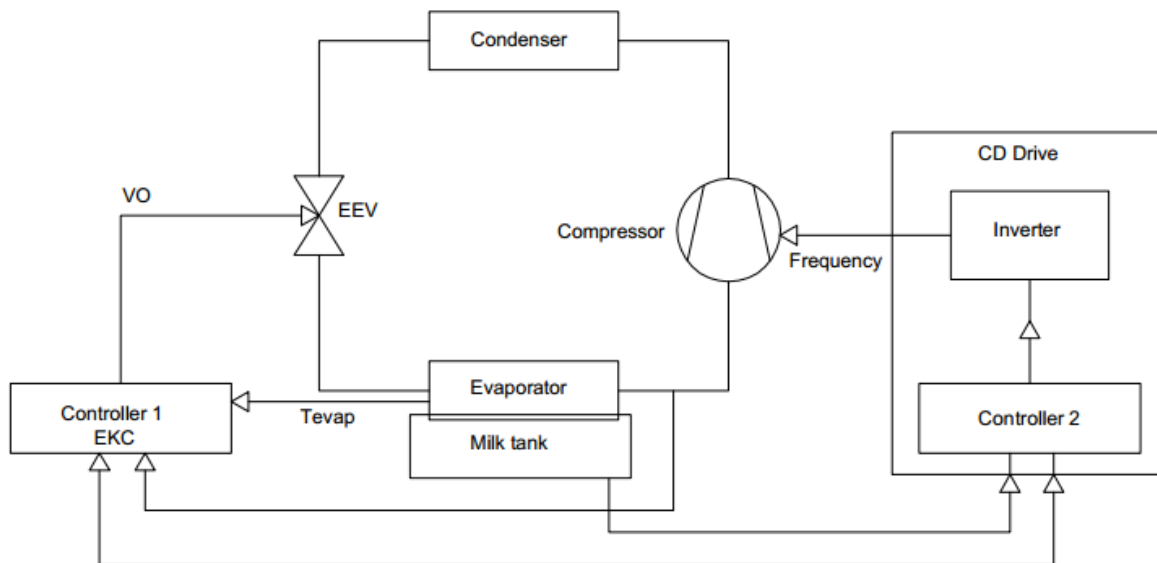
Figur 25: Standard mjölkkyltank med testsystem.

Omriktaren (se nedan) gör det möjligt att kapacitetsreglera kompressorn och på så sätt anpassa kyleffekten efter det aktuella behovet. Resultatet blir en jämnare drift som i slutändan leder till en mindre energianvändning. Som styrsignal till frekvensomriktaren installerades en temperatursensor som monterades mot mjölk tankens innertank på dess ena kortsida. Temperatursensorn mäter den aktuella mjölktemperaturen utan att vara i direkt kontakt med mjölken. Kylsystemets förångningstryck används också som input och en reglerlogik byggdes upp dessa två mätpunkter – se vidare nedan.



Figur 26: Frekvensomformare (Danfoss) och kompressor (Maneurop).

I figuren nedan så visas principiellt det reglersystem som användes för referenssystemet och dess kapacitetsreglerade kompressor.



**Figur 27: Schematisk uppbyggnad av reglersystemet för referenssystemet.**

Regleringen är en nytveckling som inte finns i produktion men denna skulle ge en jämförbar reglermöjlighet som det kommande CO<sub>2</sub>-systemet.

## 6 Koldioxidsystem

De övergripande målen för projektet var att ta fram koncept för CO<sub>2</sub>-system som kan vara realistiska i produktion men också att testa och verifiera något av dessa under projektiden. Utöver detta skulle projektet identifiera en lämplig referenstank för jämförelse med ett system baserat på CO<sub>2</sub> som köldmedium. Genom testning skulle energianvändning analyseras tillsammans med de underliggande tekniska förutsättningarna.

### 6.1 Systemkoncept

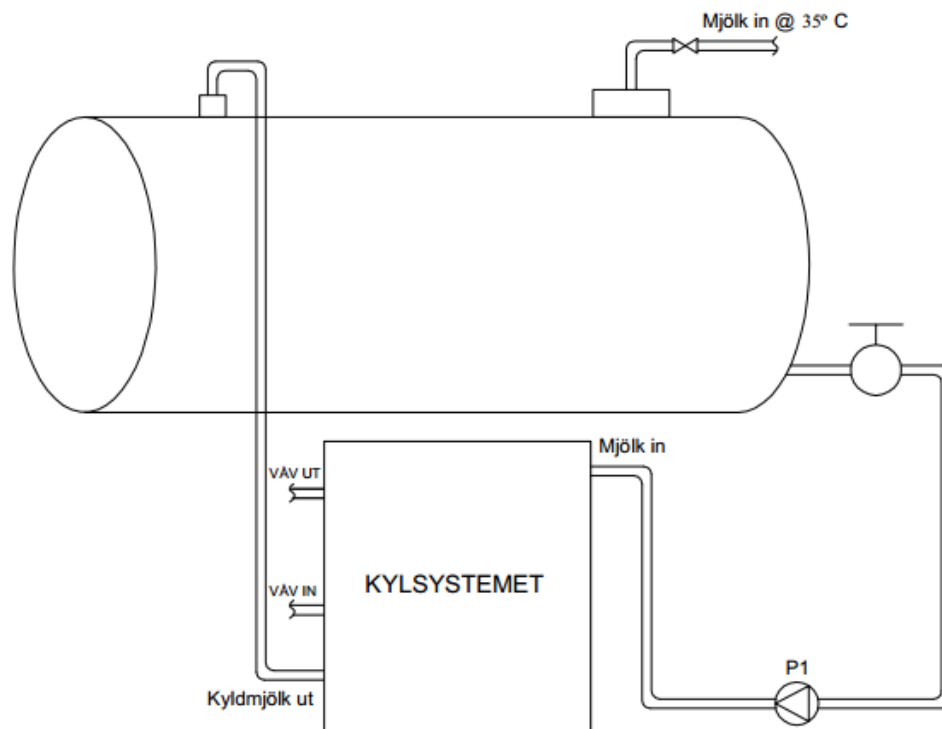
Projektet tog slutligen fram tre koncept – se nedan:

- 1a. "externt kylsystem" (förångaren utanför tanken)
- 1b. "externt kylsystem" + köldbärare
- 2. integrerat system med en konventionellt integrerad förångare

Nedan följer en detaljerad beskrivning av de olika koncepten.

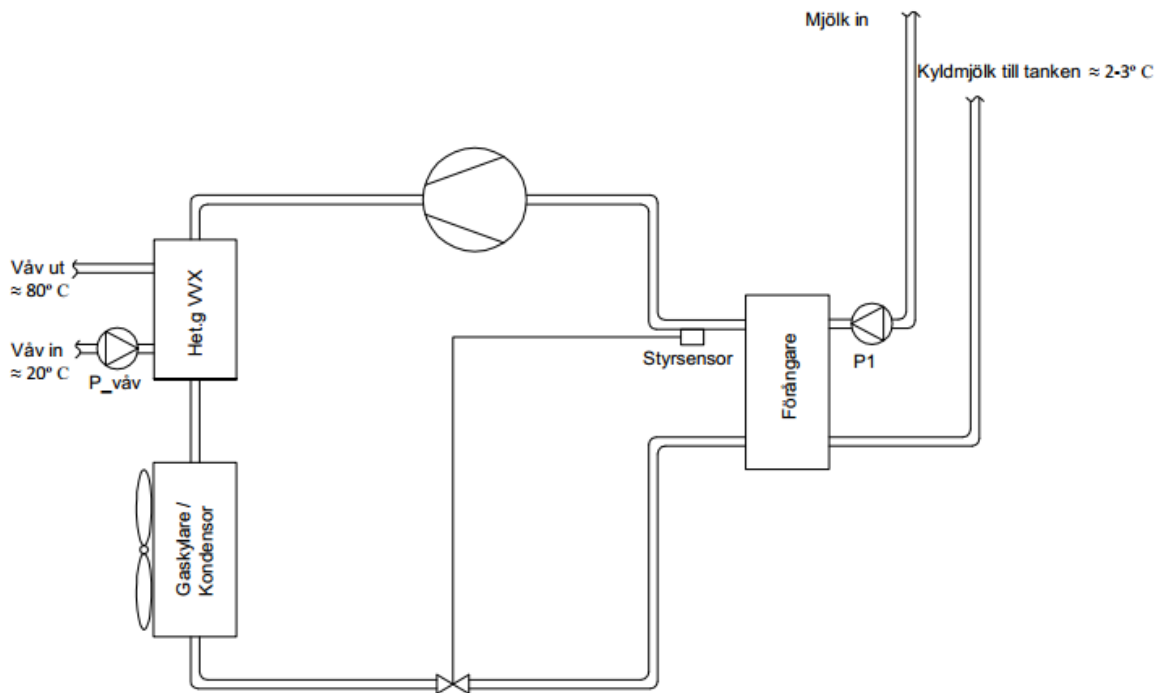
#### 6.1.1 Koncept 1a – externt kylsystem och direktkylning

Koncept 1a, den externa CO<sub>2</sub>-lösningen, bygger på en s.k. "condensing unit" inklusive extern förångare vilket är den enklare lösningen att realisera tekniskt. Denna har servicemässiga fördelar då hela kylsystemet är åtkomligt, samtidigt som en uppenbar nackdel är rengöringsaspekten vilket sätter fingret på avgörande faktorer som hygien (rengöring av pump och värmeväxlare) över tiden.



Figur 28: indirekta systemet kopplat till tanken

Testmässigt skulle detta system kunna utföras som figuren ovan antyder, där mjölken tas ut ur tappningsuttaget och pumpas till kylsystemets förångare (se figur nedan).



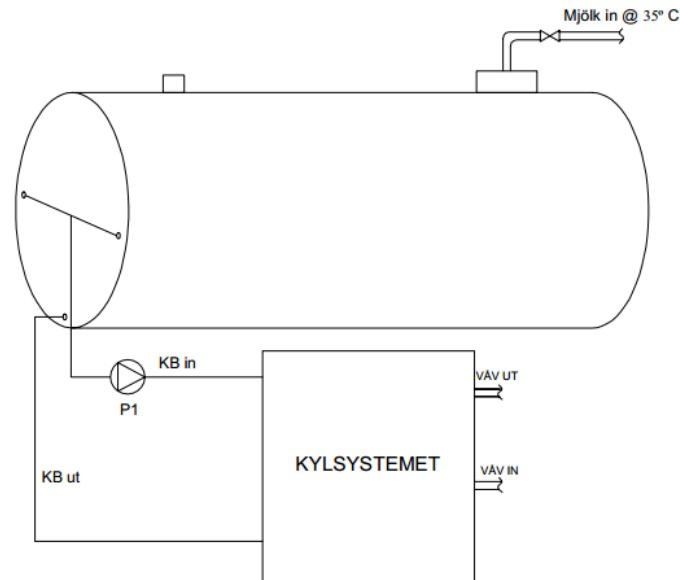
Figur 29: indirekta systemet kopplat till tanken

I praktiken skulle detta system kunna ha intressanta fördelar servicemässigt så kylsystemet skulle kunna hanteras som en kompakt modul. Denna modul skulle enkelt kunna servas och/eller bytas utan att ingrepp i köldmediekretsen behöver göras. Det skulle också förenkla tillverkningen av själva mjölk tanken då inte förångaren behöver skummas in vid produktionen.

Projektgruppen bedömde dock att det i det här läget var för riskfyllt att prova denna systemuppbyggnad då förångningstemperaturen behöver ligga mycket nära eller tom under 0°C. Under dessa förutsättningar finns risk för frysning vilket skulle kunna riskera förångaren/plattvärmväxlaren.

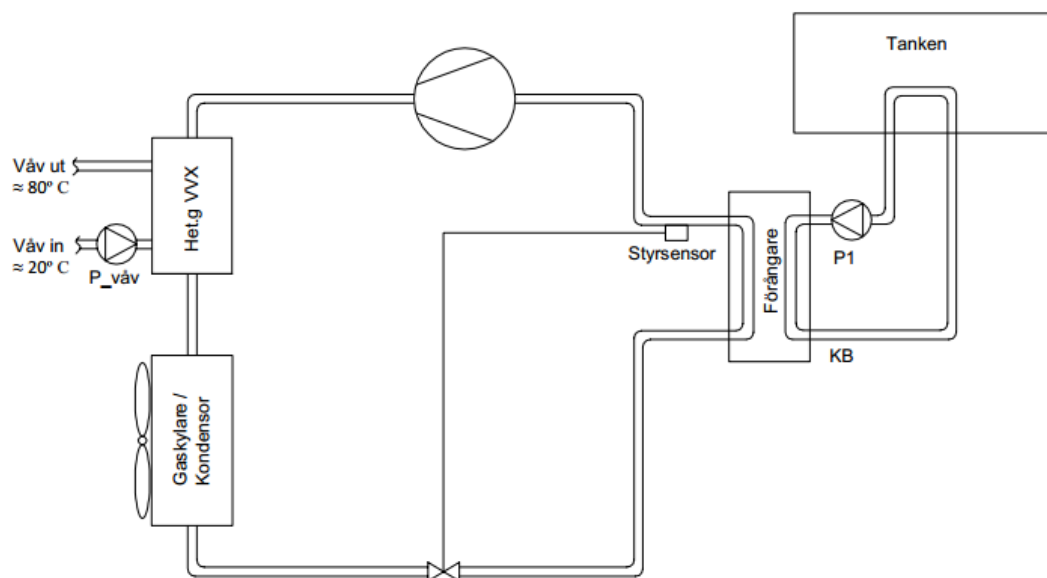
### 6.1.2 Koncept 1b - externt kylsystem och köldbärare

Under projektets gång så övergavs den "externa" lösningen 1a till förmån för ett indirekt system baserat på en pumpad köldbärare. Med denna lösning så skulle risken för frysning undvikas men det tillkommer komplexitet såsom en köldbärare och att tankens integrerade värmeväxlare (förångare) behöver användas.



Figur 30: Indirekt CO<sub>2</sub>-system med köldbärare kopplat till tanken.

I figuren ovan ses hur de befintliga anslutningarna till mjölk tankens interna värmeväxlare (förångare) ansluts mot en extern kylenehet.

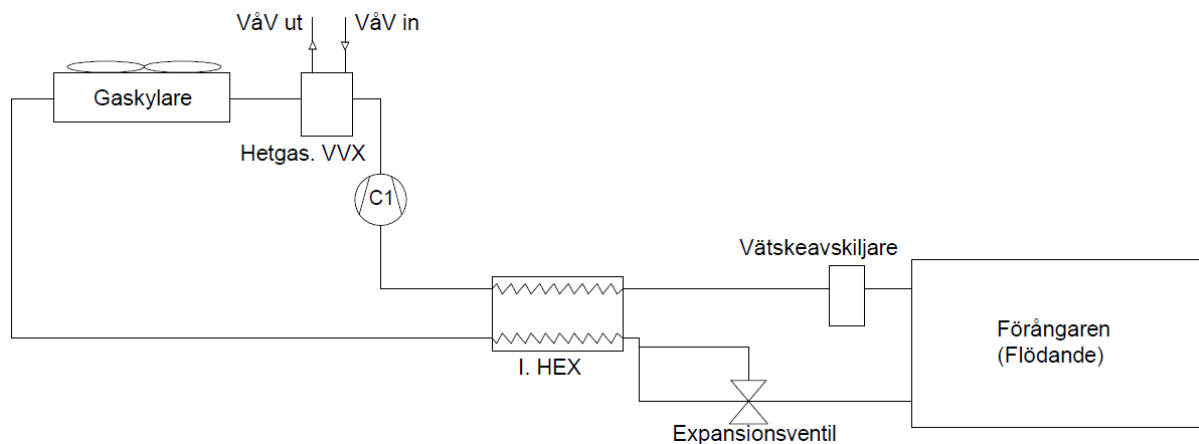


Figur 30: Detaljerad vy på kylsystemet och köldbärarkretsen.

I figuren ovan så visas principiellt hur testsystemet avsågs byggas upp. På detta sätt kunde ett standardaggregat användas för testerna vilket gjorde testsystemet billigare, enklare och snabbare att realisera. I ett senare kapitel kommenteras de dimensionerande förutsättningarna för detta system.

### 6.1.3 Koncept 2 – direkexpansion i tanken

Det koncept som förmodligen är mest intressant på sikt är att använda en uppgraderad förångare och förånga koldioxid direkt i denna värmeväxlare.



Figur 31: Skiss på koncept 2's systemlösning.

Koncept 2 innebär nykonstruktion av förångaren med avseende på hållfasthet och värmeöverföring, vilket gjordes genom simulering och beräkningar. På samma sätt som övriga koncept så kopplas detta till ett anpassat CO<sub>2</sub>-system med lämplig värmeåtervinningslösning.

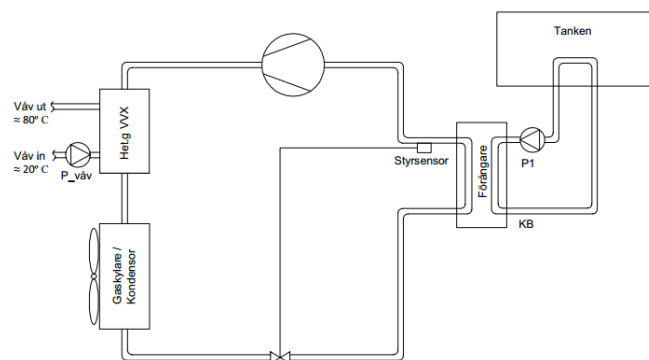
### 6.1.4 Dimensionering av koncept 1b och 2

För att kunna genomföra tester på koncept 1b så vad det uppenbarligen nödvändigt att dimensionera denna systemlösning med avseende på köldbärarkretsen och de ingående värmeväxlarna.

Även koncept 2 dimensionerades med avseende på förångarens dimensionering för att bedöma kraven vid tillverkningen i form av tjockare material, kanalhöjd, etc.

#### 6.1.4.1 Indirekt system-vätskekrets dimensionering

Ett indirekt system betyder att mjölken inte kyla direkt av koldioxiden utan en vätskekrets kommer finnas i mellan. Till detta kopplas ett anpassat CO<sub>2</sub>-system med lämplig värmeåtervinningslösning för att uppnå önskad temperatur och energimängd. CO<sub>2</sub>-systemet kommer kyla ner köldbäraren som pumpas in i tanken för att i sin tur kyla ner mjölken. Figuren nedan visar en skiss på testupställningen.



Figur 32: Detaljerad vy på kylsystemet och köldbärarkretsen.

Figuren ovan visar en enkel skiss på hur det är tänkt att kyla ner mjölken. Det indirekta systemet innebär att koldioxid används i kylmaskinen och ingen koldioxid går direkt inne i tanken. För att möjliggöra detta, används en sekundär krets där köldbärarsprit kyla ner av koldioxid i en värmeväxlare

och sedan går in i tanken och kyler ner mjölken. Etylalkohol (29 %) användes som köldbärare i det indirekta systemet och pumpas in i tanken.

### Vätskekretsens dimensionering

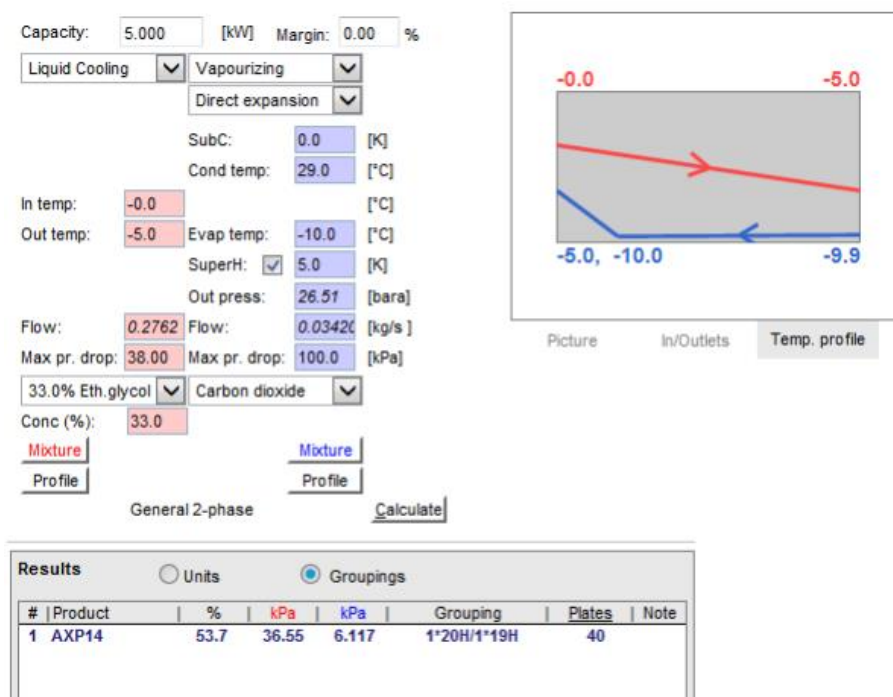
Tryckfallsberäkningen gjordes för både etylalkohol och etylenglykol. Tryckfallet räknas fram för de befintliga kanaldimensionerna i förångaren som finns i tanken (39 mm bredd och 1.4mm maximal höjd, källa: Wedholms). Följande antaganden har gjorts vad gäller kanalgeometrin i förångaren:

- antal kanaler: 22 st.
- maximal kanallängd: 9 meter

| Etylalkohol                                         | Etylenglykol                        |
|-----------------------------------------------------|-------------------------------------|
| <b>Kyleffekt = 6 kW, <math>\Delta T = 2K</math></b> |                                     |
| $\rho = 970 \text{ kg/m}^3$                         | $\rho = 1045 \text{ kg/m}^3$        |
| Frys punkt = $-15^\circ\text{C}$                    | Frys punkt = $-15^\circ\text{C}$    |
| $C_p = 4280 \text{ kJ/kg} \cdot K$                  | $C_p = 3658 \text{ kJ/kg} \cdot K$  |
| Flöde = $2.6 \text{ m}^3/\text{h}$                  | Flöde = $2.82 \text{ m}^3/\text{h}$ |
| Totalt tryckfall = 18 kPa                           | Totalt tryckfall = 20 kPa           |

### Förångaren

Förångaren är en AXP14-plattvärmexlare från Alfa Laval har en dimensionerades enligt figuren nedan:



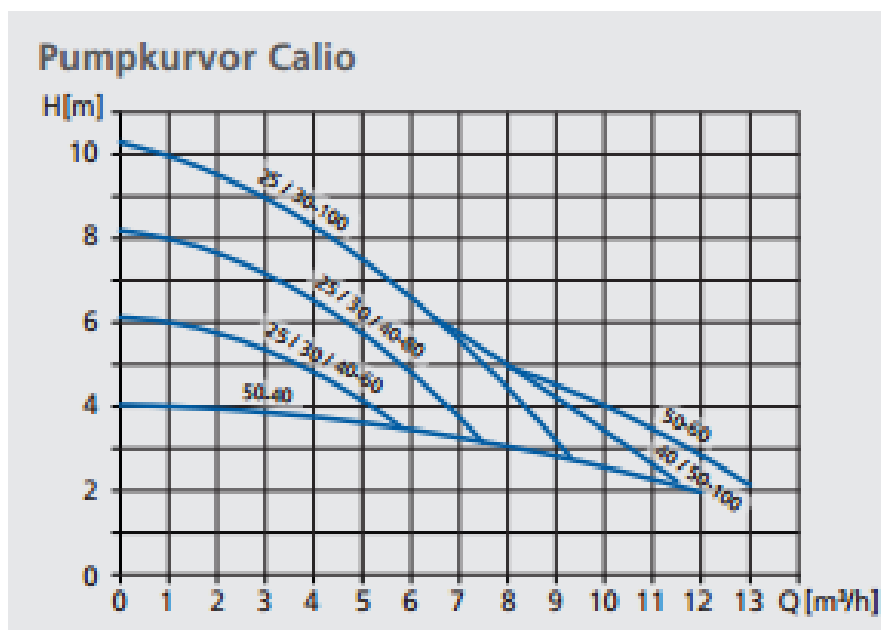
Figur 33: Förångarens designdata (källa Green & Cool/Alfa Laval).

Förångaren dimensionerades av Green & Cool för att klara en nominell kyleffekt på 5 kW vid  $-10^\circ\text{C}$  i förångningstemperatur vilket skulle kunna ge en köldbärartemperatur på  $-5^\circ\text{C}$ . Tryckfallet på

vätskesidan är relativt högt, 37 kPa, och detta trots att programmet använt etylenglykol istället för etylalkohol.

### Pumpdimensionering

Det beräknade tryckfallet avser bara tankvärmväxlaren (f.d. förångaren - köldbärarkretsen inne i tanken). Erfarenhetsmässigt bör ca 5 till 10 kPa bör läggas till detta, vilket skulle kunna vara det tillkommande tryckfallet i anslutningar och rör utanför förångaren. Pumpen "Calio" som tillhandahålls av VM pumpar visade sig kunna vara ett lämpligt val för denna applikation.



Figur 34: Pumpkurvor, Calio.

Baserat på beräkningarna ovan valdes pumpen Calio 25-100.



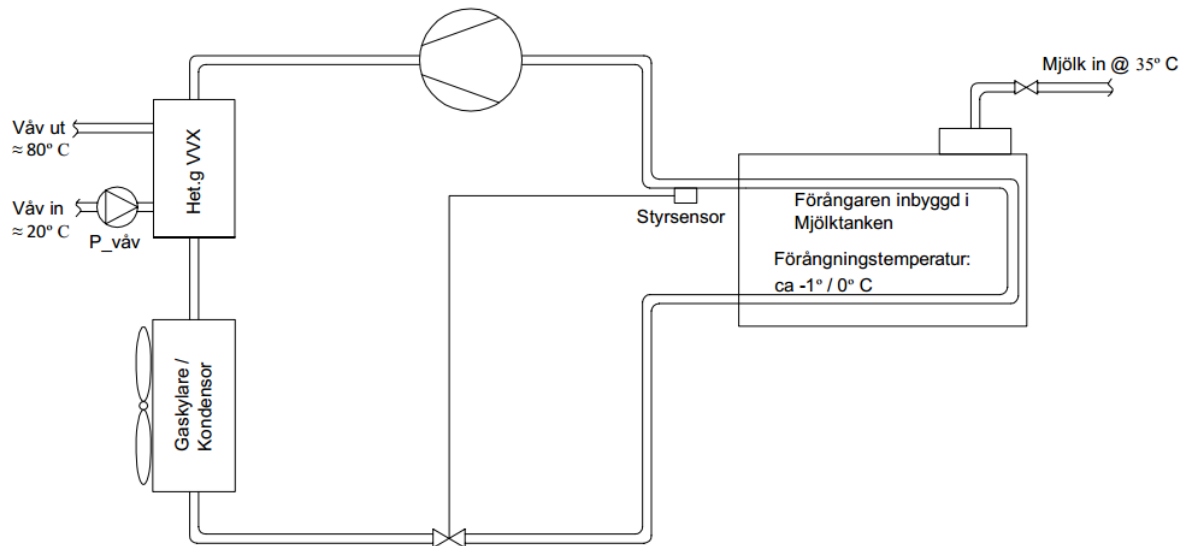
Figur 35: Pumpen Calio 25-100

I testupställningen användes denna pump – Calio 25-100.

#### 6.1.4.2 Dimensionering direkt CO<sub>2</sub> system

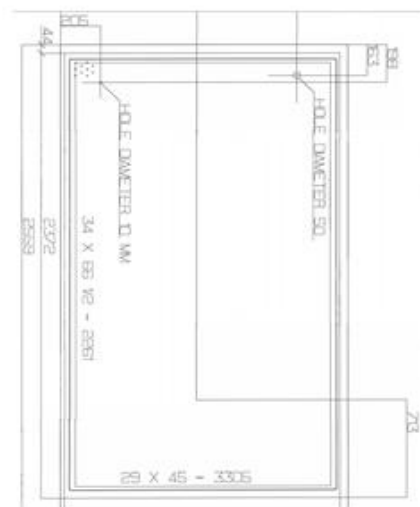
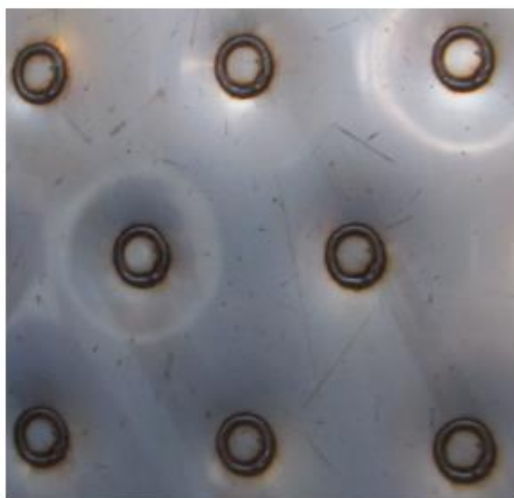
För att kunna bedöma insatsen för att förverkliga en konventionellt integrerad, s.k. "inskummad förångare", med ett tillåtet arbetstryck på ca 80 bar, så beräknades den nödvändiga kanalgeometrin. Kanalhöjden är en nyckelparameter för både hållfasthet men inte minst för tryckfall och värmeöverföring.

Detta arbete, i form av simulering och analys genomfördes som synes nedan, men de praktiska hållfasthetstesterna visade sig ta längre tid än väntat varför denna lösning aldrig testades kyltekniskt.



Figur 36: Skiss på ett direkt (DX) CO<sub>2</sub> kylsystem.

CO<sub>2</sub> system kännetecknas av det höga systemtrycket vilket är skälet att omdimensionera förångaren. Utgångsläget för dimensionering var att ett liknande tryckfall per Kelvin jämfört med R134a kunde accepteras. Figuren nedan visar hur förångaren ser ut från insidan. Man knyter i princip ihop 3 punkter för att få en kanal. På ena längden finns det 66,5 stycken punkter med avstånd 34 mm från centrum till centrum. På andra leden finns det 45 punkter med avstånd 29 mm mellan raderna. Punkterna bildar alltså en liksidig triangel med sida 34 mm.



Figur 37: Förångarens utsida där geometrin och svetspunkterna framgår

Köldmedieflödet behövs för att räkna fram tryckfallet. Med antagandet att kyleffekten är ca 6 kW och förångningstemperatur ca -1°C, volymflödet blir:

$$\dot{V}_{CO2} = \frac{Kyleffekt}{\rho \times \Delta h}$$

$\rho$ : CO2 densitet ( $\approx 933,38 \text{ kg/m}^3$ )

$\Delta h$ : entalpiskillnad;  $h_{ut} - h_{in} = h_{utlopp} - h_{expv.in}$

$$\dot{V}_{CO2} = \frac{0.1 \text{ m}^3}{h} \text{ \& } \dot{m} = 0.026 \text{ kg/s}$$

$\Delta P/1K \text{ (R134a)} = 90 \text{ kPa}$

Det är svårt att veta vad det blir för geometri inne i förångaren därför antas det följande:

- 22 kanaler som kan täcka bredden på förångaren.
- Total längd per kanal blir ca 9m.

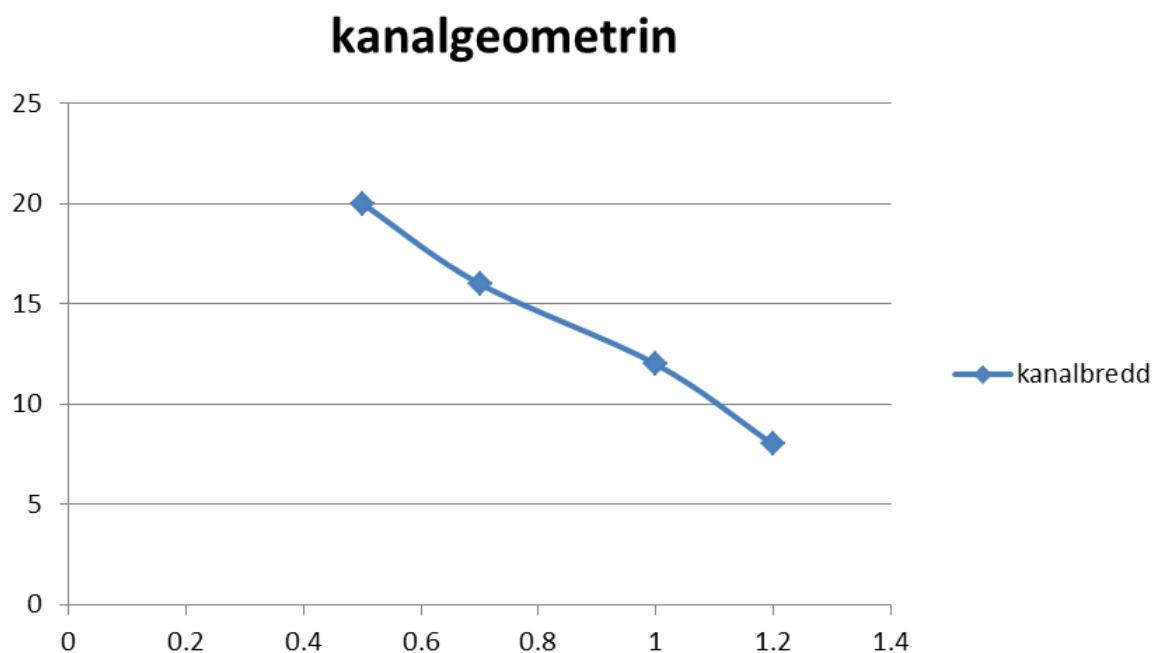
Utifrån detta och med hjälp av Darcy-Weisbach tryckfallsekvation, skulle man kunna räkna fram den ekvivalenta hydrauliska diametern.

$$\Delta P = f \times \frac{L}{2 \times D_{eq}} \times \rho \times V^2$$

$$f = \frac{0.5}{(0.79 \times \ln(Re_{liq}) - 1.64)^2}$$

$$Re = \frac{\dot{m}}{\mu \times A}$$

Genom att lösa ekvationerna ovan, får man den motsvarande hydrauliska diametern till  $D_{eq} = 2 \text{ mm}$ .



**Figur 38:** Kanalbredd vs kanalhöjd för konstant hydraulisk diameter.

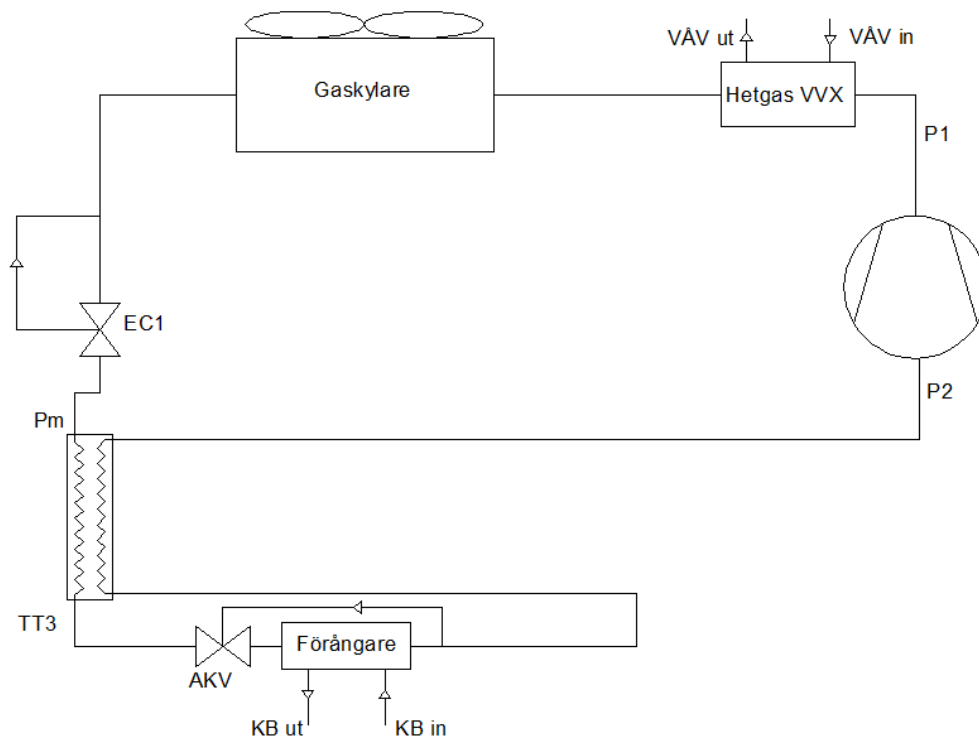
Genom att betrakta kanalmönstret och geometrin ovan kan ett samband tas ut för konstant hydraulisk diameter beroende på bredden (avståndet) mellan svetspunkterna. Med denna input kunde produktionsteknikerna på Wedholms prova ut lämpliga mönster som uppfyller det krav på hydraulisk diameter som CO<sub>2</sub>-förångaren måste ha.

#### 6.1.4.3 CO<sub>2</sub>-systemet (koncept 1b) i praktiken

Kylsystemet som användes för testerna är ett Mistral CCU aggregat från Green & Cool. Det är ett väderskyddat aggregat med ett temperaturområde (kyl, frys, luftkonditionering eller värmepump), en kompressor och en integrerad gaskylare/kondensor. Detta aggregat är kompletterat med en värmeväxlare på den varma sidan för värmeåtervinning. Aggregatets kompressor likväl som kondensor/gaskylar-fläkt är frekvensstyrda efter behov. I detta fall kyler enheten en köldbärare som i sin tur kyler tanken (mjölken).



**Figur 39:** Mistral CCU-Green & Cool.



**Figur 40: Skiss på systemuppbyggnaden i CO2-aggregatet.**

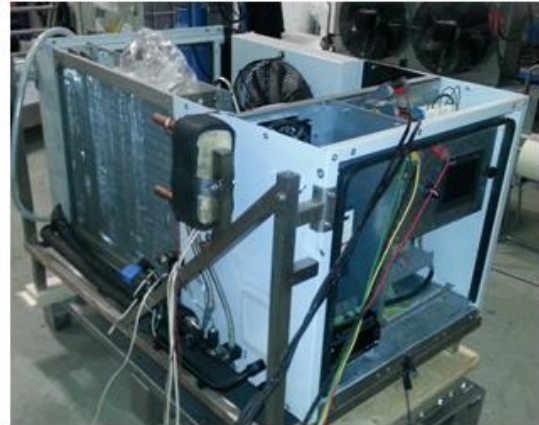
Aggregatet består av en Dorin-kompressor, hetgasväxlare, Kondensor/gaskylare inklusive fläkt, en högtrycksexpansionsventil (EC1), receiver med suggasväxling, en Danfoss AKVH (expansionsventil) samt en förångare (Alfa Laval).

Som tidigare kommenterats så är kompressorn frekvensstyrd och reglerar mot ett inställt sugtryck. Hetgasväxlaren är förbi-kopplingsbar med en manuell växelventil. Gaskylaren är en Alfa Laval-växlare med två kretsar arrangerade i mot-tvärström (luft-CO2). Högtrycksventilen reglerar högtrycket för bästa effektivitet och expanderar CO2 in i en receiver. Denna receiver är arrangerad som en ko-axial motströmsväxlare med sugledningen på insidan. Förångaren regleras med hjälp av en Danfoss AKVH-05 vilken styr överhettningen.



**Figur 41: Gränssnitt till aggregatets övervakningssystem.**

Aggregatet är utrustad med Green & Cools "lilla" PLC vilken har (jämfört med den stora) en något begränsad funktionalitet, men fortfarande mer överskådlig och lättanvänd än de flest alternativen på marknaden.



Figur 42: Aggregatets insida med kompressorn i mitten (tv) och baksida med förångaren i förgrunden (t.h).

I praktiken var aggregatet som projektet fick disponera en förserieprototyp som var tämligen berest! Det har använts till demonstrationer och mässor men byggdes om och kompletterades med hetgasväxlare och förångare för detta projekt. Ovan ses några vyer från instrumenteringsarbetet.



Figur 43: Systemets köldbärarkrets och anslutning mellan tank och aggregat.

Figuren ovan visar rördragningen vad gäller vätskekretsen utifrån förångaren (1) fram till tanken. I tanken finns 2 kretsar. De röda siffrorna illustrerar de olika delar som finns i systemet:

1- förångaren

- 2- cirkulationspumpen
- 3,4- reglerventiler för att balansera flödet mellan de 2 köldbärarkretsar inne i tanken.
- 5- pumpen som används för att fylla på systemet med köldbärare
- 6- isolering.

Två stycken reglerventiler sitter på inloppet tankens värmeväxlare för att kunna justera köldbärarflödet mellan de två köldbärarkretsarna. Cirkulationspumpen är av typ "Calio" som levereras av VM pumpar. Den pumpen är rankad i "hög-energieffektivitet- kategorin". Pumpen har olika funktioner som skulle kunna användas för att optimera driften (tryckuppsättning & flöde). Flödet och effekten visas på den lilla skärmen i pumpen. Ett expansionskärl är också installerat i kretsen och avluftning sker vid de högsta punkterna i systemet.



**Figur 44. Köldbärarpumpen i förgrunden med anslutningsrör och expansionskärl i bakgrunden.**

Kylsystemet instrumenterades med en ClimaCheck-analysator i syfte att övervaka kylanläggningens prestanda. Tryckgivare installerades för att mäta hög-, låg- och mellantrycket i systemet. PT-1000-temperaturgivare mäter temperaturer i de viktigaste delarna av systemet såsom: hetgas, suggas, hetgas efter VVX, temperatur utifrån gaskylare, temperaturen före expansionsventilen, samt köldbärar- och lufttemperaturer.

Totalt tillförs el till hela tank- och kylsystemet mäts med en total-el-mätare. I denna ingår kylaggregat med kompressor, fläkt KB- och VB-pump samt tankens omrörare. Till ClimaCheck-system ansluts och mäts kompressorns eleffekt vilket används för CCs analys och beräkning.

Kompressorn är frekvensstyrd och börvärdet är förångningstemperaturen. En regulator som mäter tankens mjölktemperatur kopplades till aggregatet för att ge en extern on-/off-signal. Detta gjorde att kylsystemet kunde balanseras in till en viss förångningstemperatur som svarade mot den kyleffekt som tanken behövde. På nivån över detta kunde sedan regulatorn styra mjölktemperaturen genom en on-/off-signal till kylsystemet.

## 7 Resultat

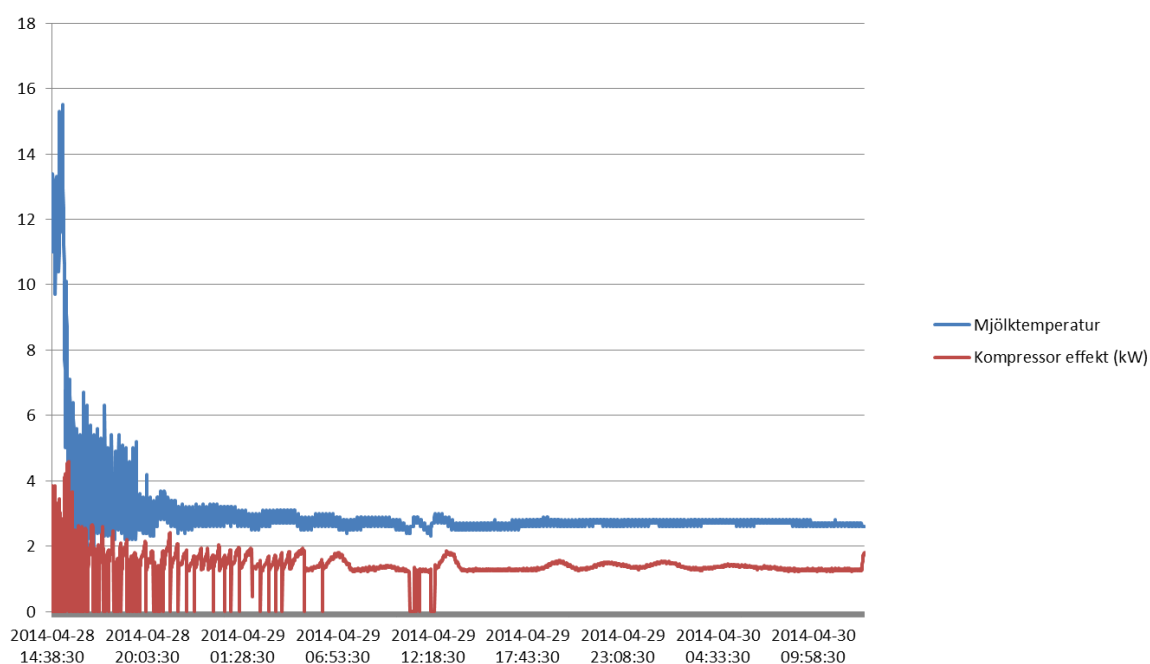
### 7.1 Introduktion

I detta kapitel redovisas alla resultat, inklusive referenstesterna med frekvensstyrning och CO<sub>2</sub> testet (endast indirekta lösningen). Med referenstester avses här de tester som gjordes med det R134a-baserade referenskylsystemet som anpassats för drift med kapacitetsreglerad kompressor.

### 7.2 Referenssystem – R134a

Med frekvensstyrning anpassar man kyleffekten till det aktuella behovet. Detta leder först och främst till en energibesparing jämfört med ett on-/off-reglerat system. Dessutom blir mjölkkylningsprocessen mer stabil och antal start/stopp i systemet minskar.

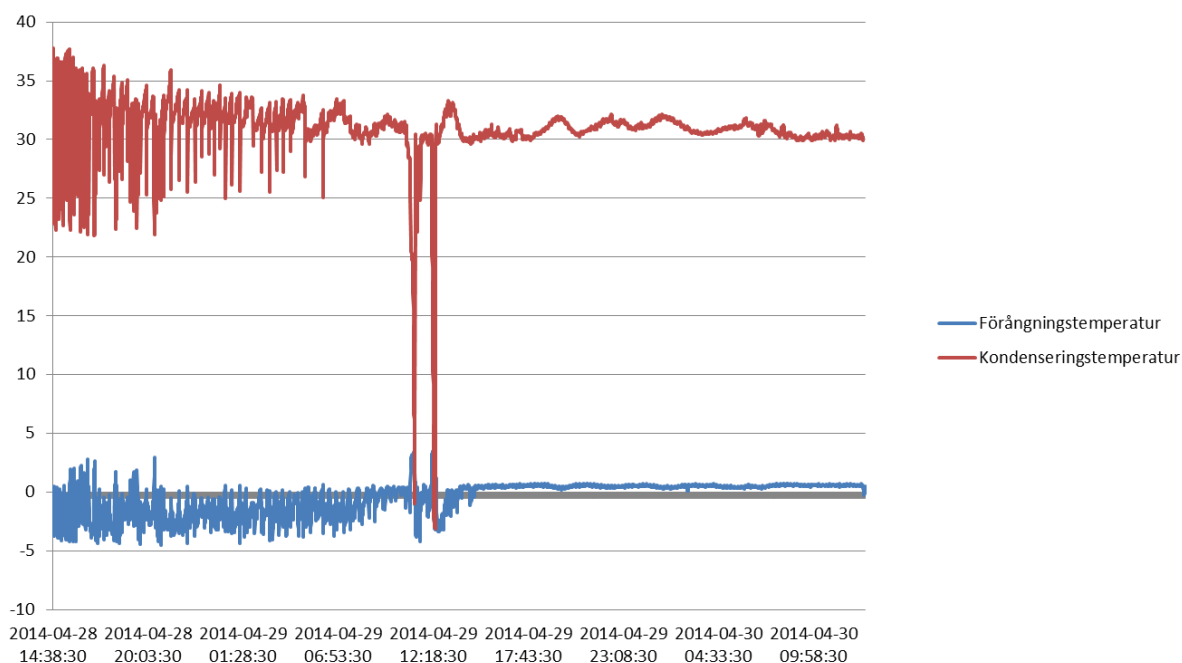
Mjölkttemperaturen tillsammans med förångningstemperaturen är återkopplingen till frekvensomformarens reglering. För att inte gå lägre än nödvändigt i förångning, användes också ett avgränsningsvärde på sugtrycket. Flera tester gjordes med denna reglering med syftet att optimera processen. I det första testet (24 timmar) var regleringen relativt ”nervös” och snabbt vilket leder till extra start/stopp i processen. Samtliga regler-parametrar justerades för bättre reglering inför varje test.



Figur 45: Mjölkttemperatur (°C) och kompressoreffekt (kW).

Figuren ovan visar hur regleringen av mjölktemperaturen närmare sig sitt börvärde och blir stabilare ju längre processen går.

Som kan ses i figuren nedan så ligger, i detta test, förångningstemperaturen runt 0°C och kondensering på ca 30°C. Energianvändningen för testet blev 1.5 kWh/100 liter mjölk.



**Figur 46: Förångnings- och kondenseringstemperaturer i det aktuella testet.**

I detta referenstest kom energianvändningen ned till ca 1.5 kWh/100 liter genom att anpassa styrningen, inte bara av kompressorn, utan också kondensorfläktarna. I tabellen nedan visas ett par av de vidare tester som genomfördes och vilken specifik energianvändning de resulterade i.

**Tabell 3: testdata för två olika tester med referenssystemet (R134a och frekvensstyrd kompressor).**

| <i>Frekvensstyrd kompressor</i> | Test 1-lågt varvtal på fläktar | Test 2-högsta varvtal |
|---------------------------------|--------------------------------|-----------------------|
| gångtid                         | 25 h                           | 24 h                  |
| Mjölk I tanken                  | 2028 liter                     | 1944 liter            |
| energianvändning                | 28,97 kWh                      | 28,49 kWh             |
| <b>kWh/100 liter</b>            | <b>1.41</b>                    | <b>1.46</b>           |

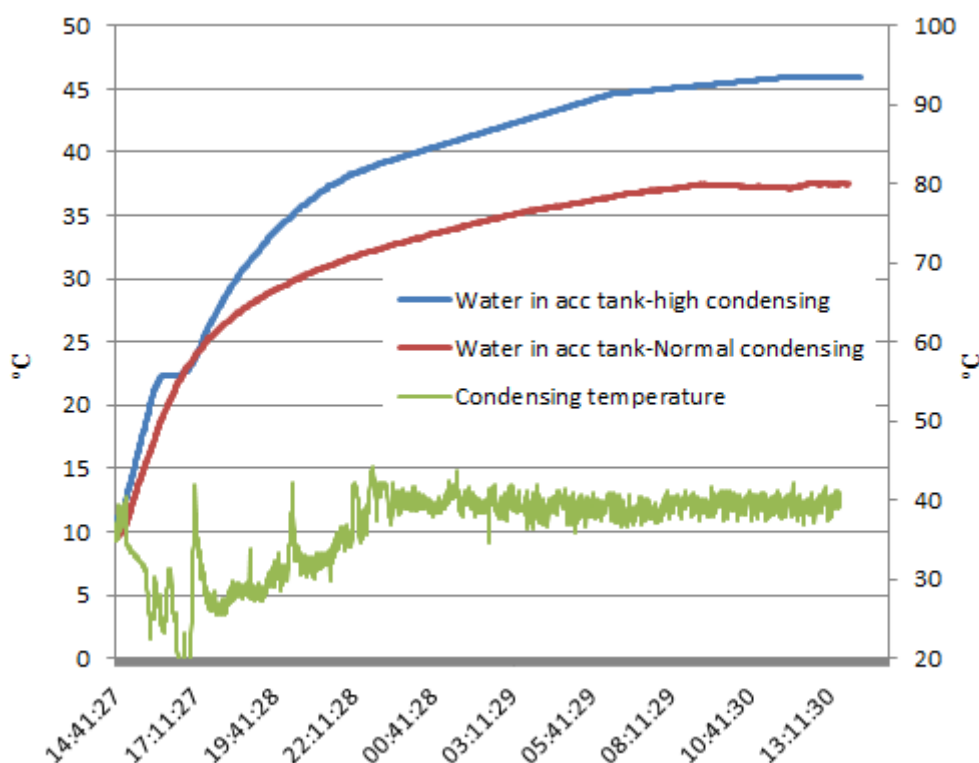
Resultaten från tabellen ovan visar hela kyltankssystemets energianvändning inklusive kompressor, fläktar, reglering, etc. Dessa tester genomfördes utan värmeåtervinning och i normal omgivningstemperatur, dvs. ca 20°C.

### 7.2.1 Värmeåtervinning med referenssystemet

I detta avsnitt redovisas data från värmeåtervinningstester med referenssystemet. Som redogjorts för tidigare så är en 300 l ackumulatortank kopplad till kylsystemets hetgasväxlare. Laddningen av VåV-tanken sker med hjälp en slinga, dvs. tanken värms indirekt. Temperaturen mäts på värmebäraren samt i tanken på två nivåer där den högt upp är den som redovisas i resultaten nedan.

Två tester har gjorts och anledning var den låga kondenseringstemperaturen i det frekvensreglerade fallet. Konsekvensen blev att hetgas-temperaturen blev så låg att återvinningstemperaturen i sin tur

blev betydligt lägre än i produktionssystemet, dvs. det on-/off-reglerade. För att kompensera för detta och se potentialen i att eventuellt reglera kondenseringstemperaturen med kondensorfläktarna så gjordes de olika testerna.



Figur 47: Vattentemperatur i V&V-ackumulatorn – högsta mätpunkten.

Som kan ses i figuren ovan så blev V&V-temperaturen blygama 37°C när kylsystemet regleras ned maximalt och går på låg kyleffekt och i och med det med en låg kondenseringstemperatur (ca 25-30°C). Då produktionssystemet arbetar med en i det närmaste fast kondensering runt 40°C så kan det naturligtvis ge en högre temperatur då dess hetgastemperatur kommer vara högre. I testet som kallas "normal" har kondensorfläktarna reglerats ned så att kondenseringstemperaturen ska stanna runt 40°C, vilket också syns tydligt på den uppnådda V&V-temperaturen. Med den högre kondenseringen så uppnås en maximal temperatur i tanken på ca 46°C. Den återvunna värmen med denna testprocedur kan sammanfattningsvis anges som;

| Test (låg/hög-kond.)                | Låg     | Hög     |
|-------------------------------------|---------|---------|
| • Maximal V&V-temperatur:           | 37 °C   | 46 °C   |
| • Total tillgänglig värme per dygn: | 110 kWh | 120 kWh |
| • Totalt återvunnen värme:          | 7 kWh   | 15 kWh  |
| • Återvinningsgrad:                 | 6 %     | 12 %    |

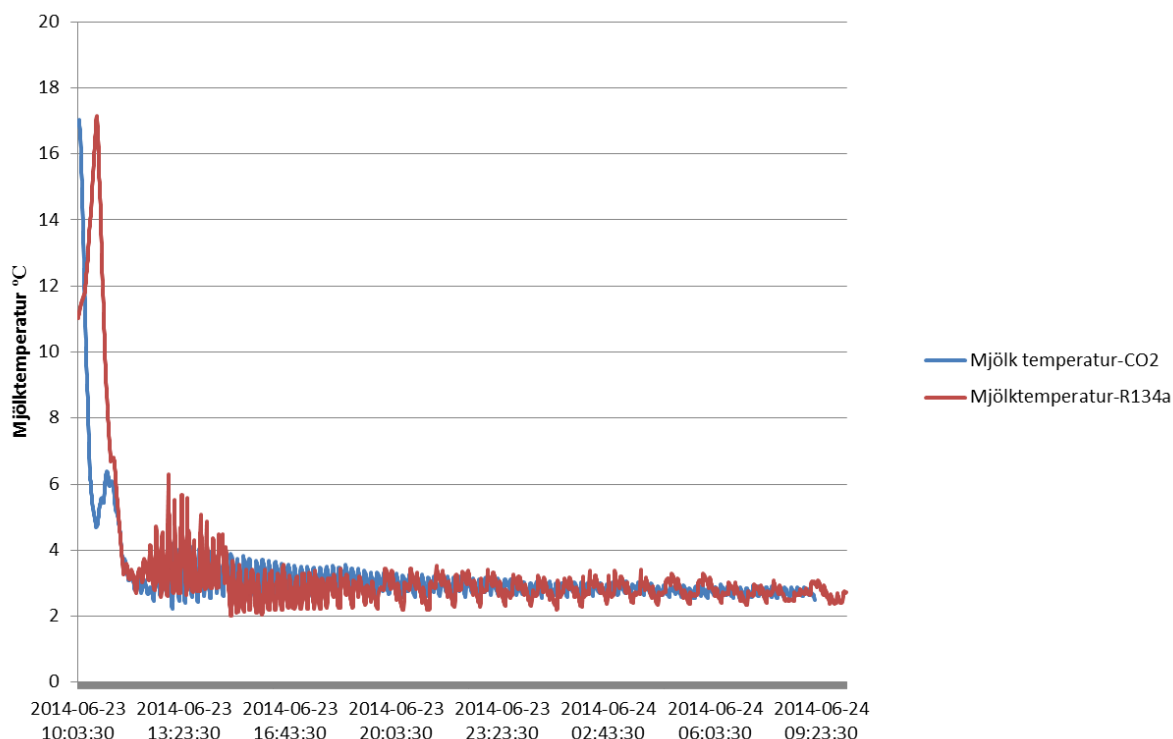
Med "återvinningsgrad" menas i detta fall hur stor andel av tillgänglig värme som tagits till vara. Detta kommer naturligtvis att styras av vilken temperatur som kan uppnås där en högre temperatur kommer att ge en högre återvinningsgrad. Följaktligen är det en fördel om systemet, styrningen, komponenterna, mediet, etc. leder till högre avgivna temperaturer.

## 7.3 CO<sub>2</sub>-system

I följande kapitel redovisas testerna med CO<sub>2</sub>-systemet och det görs även jämförelser med referenstesterna R134a. Upplägget är att gå från övergripande energiresultat och sedan gå mot mer en detaljerad nivå för att visa de underliggande parametrarna. Samtliga tester är utförda enligt den tidigare beskrivna "robottestproceduren", dvs. 16 liter 35-gradig mjölk vilken levereras 5 gånger per timme.

### 7.3.1 Funktion och prestanda

När det gäller systemets huvudsakliga funktion, dvs. att kyla ned mjölken så kan det snart konstatera att det indirekta CO<sub>2</sub>-systemet har en något snabbare nedkylning. Detta förklaras av att köldbäraren ger systemet en tröghet som gör att kylsystemet går kontinuerligt trots den låga lasten. Detta gör att tanken är kall när den varma mjölken efter de första "mjölk-batcherna" landar i tanken. Med R134a DX-systemet så slår kompressorn av därför att endast en liten del av förångaren används och systemet blir svårt att reglera både för kompressorstyrning men också för expansionsventilen.

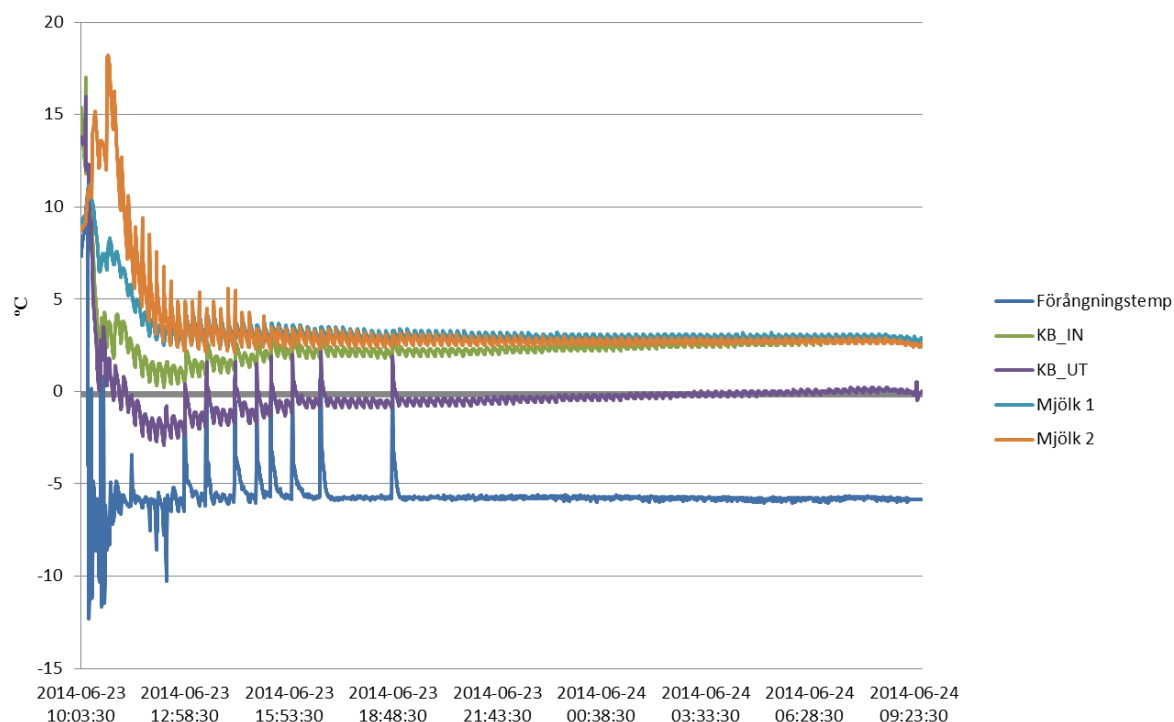


Figur 48: Mjölktemperatur som funktion av test-tid för CO<sub>2</sub> och R134a-systemen.

Efter någon timme eller två så når båda systemen samma temperatur för att sedan hålla mjölktemperaturen på samma nivå för resten av testet. Det kan tilläggas att temperaturen ovan mäts i tanken dvs. direkt i den aktuella mjölken, medan regleringens temperaturkännare sitter på innertankens utsida.

För att vidare belysa det indirekta CO<sub>2</sub>-systemets funktion så plottas nedan köldbärar-, förångnings-, och mjölktemperaturer tillsammans. Köldbärartemperaturerna ligger på ca -1°C för framledningen och ca +2 °C för returen, dvs. en temperaturdifferens på ca 2.5-3 K vilket är något högre än beräknat. Som redogjorts under dimensioneringsdelen så antogs att en temperaturdifferens om 2 K skulle vara möjlig men tryckfallen blev högre än beräknat. Följaktligen blev flödet då något lägre än beräknat given den pump som används.

Ett högre flöde hade sannolikt kunnat höja förångningen och därmed effektiviteten något men det fanns inte möjlighet pga tidsbrist att optimera köldbärarsidan ytterligare.

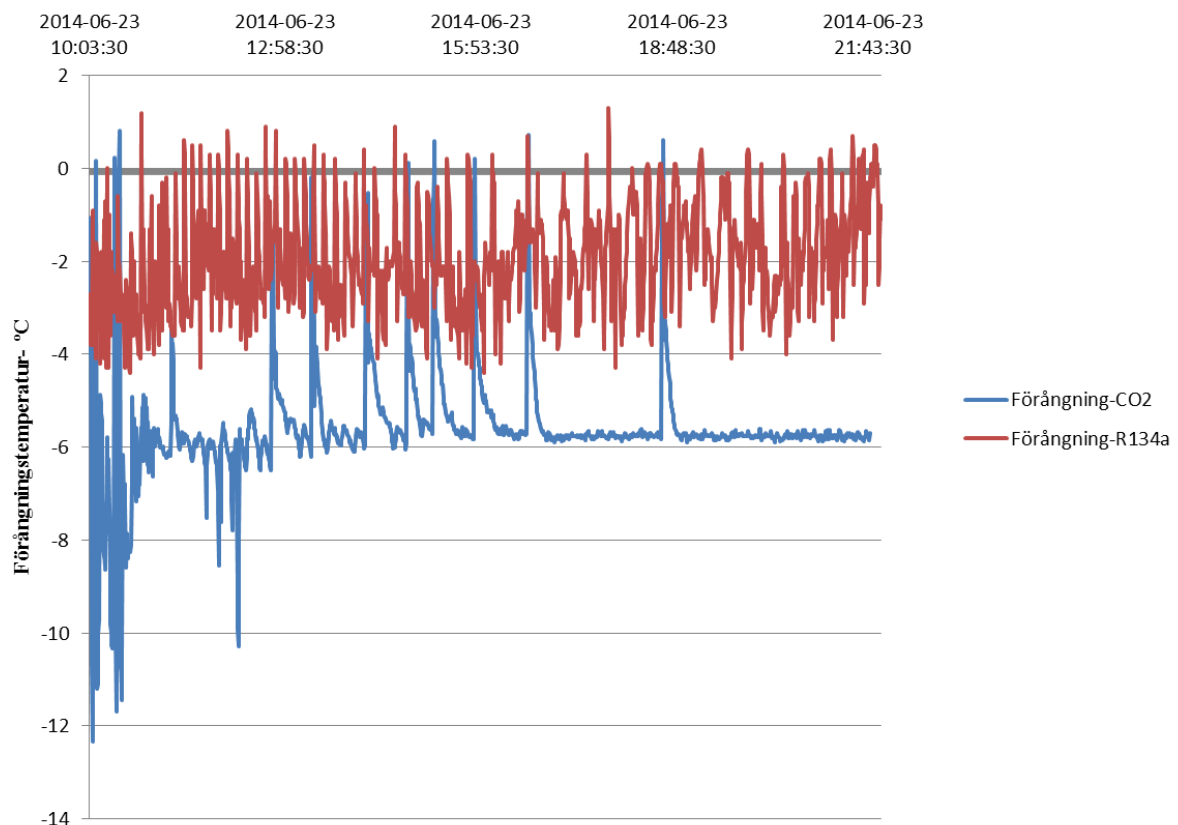


**Figur 49: CO2-systemets mjölk-, köldbärar- och förångningstemperatur.**

Det kan ses i figuren ovan att köldbärarens returtemperatur i princip sammanfaller med mjölktemperaturen, vilket är förväntat. Här framgår också ett indirekt systems inbyggda nackdel; förångningstemperaturen kommer att ligga minst det antal grader under ingående köldbärare som överhettningstyrningen kräver. I detta fall kunde förångaren styras med en överhettning på 6-8 K vilket är acceptabelt men det skulle kunna vara bättre. Med vidare optimering skulle man kunna tänka sig att detta kan minskas till 4-5 K och det skulle sannolikt slå direkt igenom på förångningstemperaturen, dvs. genom 2-3 grader högre förångningstemperatur.

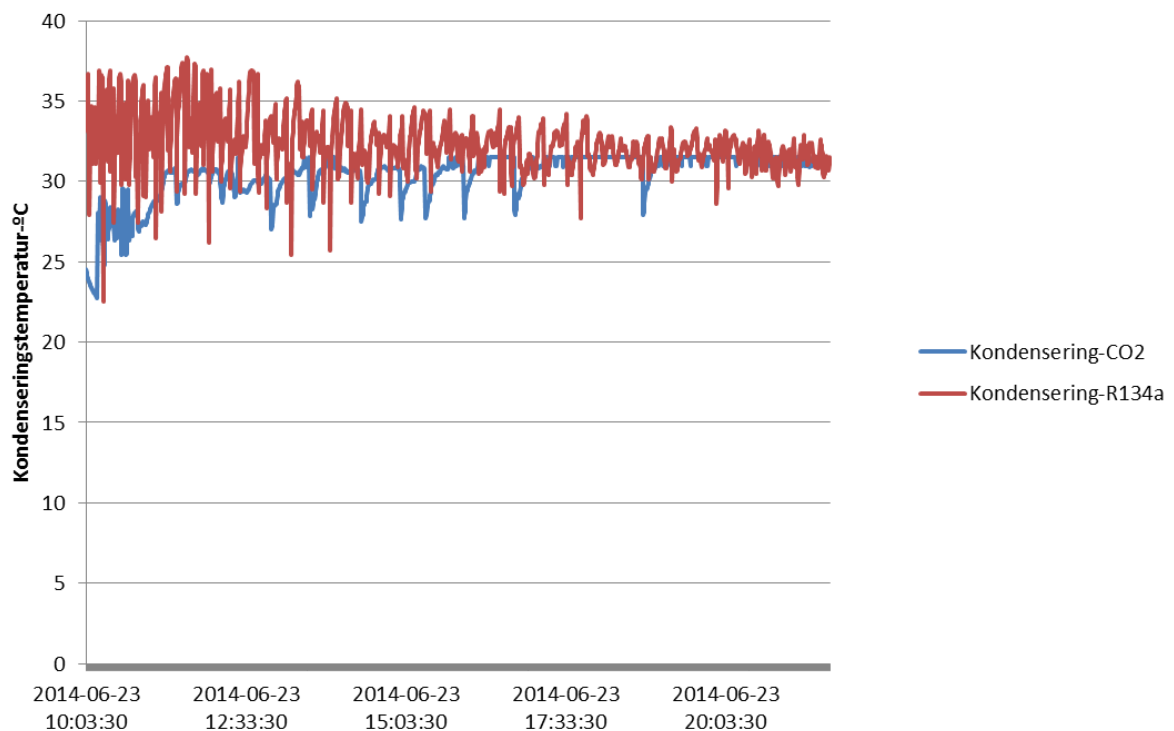
Skulle någon form av indirekt system övervägas i framtiden så ska fokus läggas på att minska dessa temperaturdifferenser; köldbärarens samt förångarens temperaturdifferenser. I det sammanhanget kan det vara av intresse att titta på hur de olika testade systemens förångningstemperaturer skiljer sig åt.

I figuren nedan så har de båda systemens förångningstemperaturer plottats tillsammans. Skillnaden är uppenbar och en direkt effekt av direkt och indirekt system. I genomsnitt är skillnaden ca 4 K och verifierar mellan 3-5 K. Samtidigt ska det tilläggas att det direkta systemet har potential för att ytterligare höja förångningstemperaturen då dess överhettning i praktiken sällan blir lägre än 8 K. Det förklaras av att denna typ av förångare är "lång" och har ett komplicerat kanalsystem vilket bidrar till en fördelningsproblematik som driver upp överhettningen. Det är kanske ett annat kapitel men utgör lika fullt en potential för effektivisering av denna typ av system. En tanke som ligger nära är naturligtvis potentialen i att ha ett flödande arrangemang för förångaren! Det skulle sannolikt kunna minska temperaturdifferensen betydligt.



**Figur 50: Förångningstemperaturer för CO2- och R134a-systemet.**

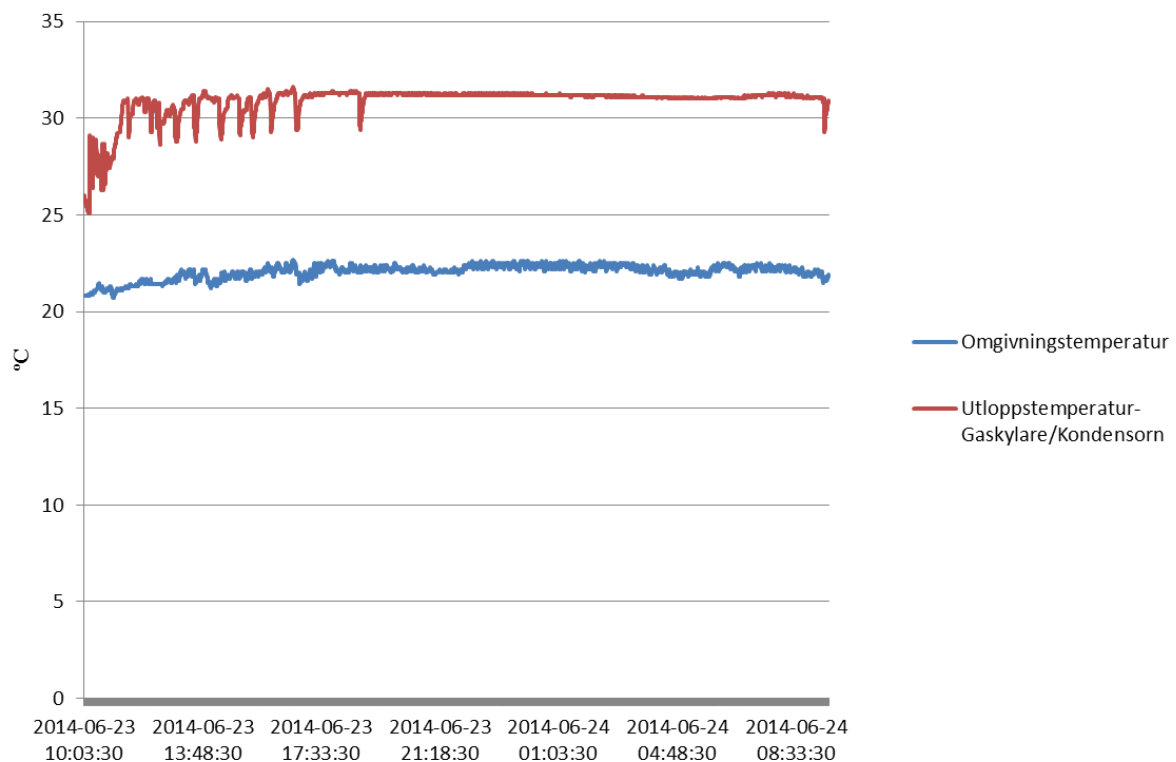
Då köldbärarens medeltemperatur är ca +1 °C så antyder det att givet samma vvx-yta så skulle ett direkt (DX)-system kunna förånga på ca +1 °C. Det är naturligtvis betydligt gynnsammare än de -2 – (-6) °C vi ser hos systemen ovan.



**Figur 51: Kondenseringstemperaturer för CO2- och R134a-systemet.**

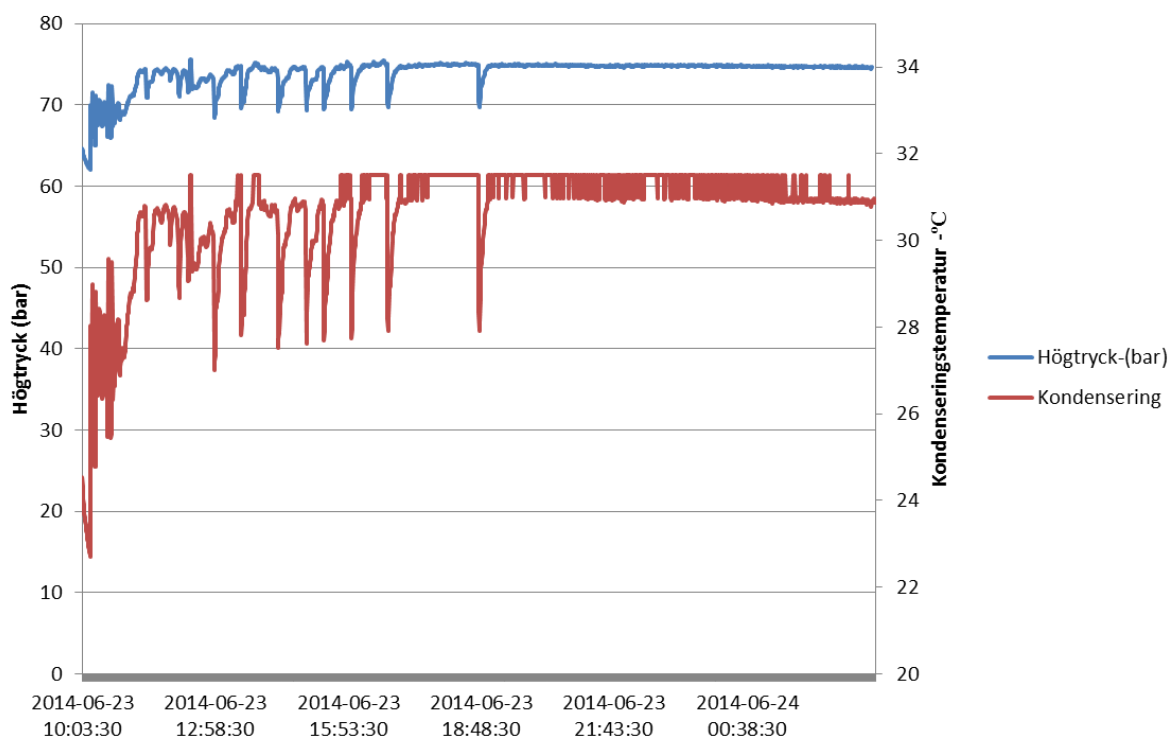
I figuren ovan visas tester med respektive system (CO<sub>2</sub> & R134a) utan värmeåtervinning samt vid normal omgivningstemperatur, dvs. 21-23 °C. Nivåerna på kondenseringstemperaturen är relativt lika och ingen av den speciellt imponerande om man betänker att ingående lufttemperatur är ca 22 °C. Då R134a-systemet är ett produktionssystem så läggs ingen ytterligar vikt vid det, men CO<sub>2</sub>-systemet förväntades prestera bättre vid dessa förutsättningar.

CO<sub>2</sub>-systemet arbetade nästan hela tiden vid eller över kritiska punkten trots att omgivningstemperaturen inte var högre än ca 22 °C. I den tidigare figuren så har alla (högtryck-)mätpunkter över kritiska punkten antagits som kondenseringstemperatur 31°C, vilket inte är helt korrekt. Samtidigt finns ingen vedtagen definition av "motsvarande kondenseringstemperatur" över kritiska punkten. För att ändå illustrera driften av systemet så visas nedan både högtryck och motsvarande kondenseringstemperatur för ett test.



**Figur 52: Kondenseringstemperatur och högtryck för CO<sub>2</sub>-systemet.**

Det framgår att högtrycket relativt frekvent ligger över kritiska punkten – framförallt i testets senare del. Det är olyckligt ur ett effektivitetsperspektiv då driften just runt kritiska punkten är mindre gynnsam för CO<sub>2</sub>.



**Figur 53: Kondenserings- och omgivningstemperatur för CO2-systemet.**

Här framgår omgivande lufttemperatur och kondenseringstemperaturen där det framgår att skillnaden är storleksordningen 7-8 K vilket är högt. Vidare så uppnåddes aldrig någon underkylning i kondensorn/gaskylaren, vilket indikerar att den är för liten i förhållande till avgiven effekt. En annan orsak kan vara att luftflödet i praktiken blir mindre än beräknat. Inga underlag på dimensioneringen finns tillgängliga men det förefaller som att det finns en mismatch i kondensoreffekt, kondensoryta och/eller flätkapacitet.

### 7.3.2 Energianvändning

I tabellen nedan visas de övergripande energiresultaten för tre olika tester som genomförts enligt "robottestproceduren". Som synes är det relativt små skillnader mellan de olika testerna vilket visar att testmetoden och systemet förefaller vara "stabilt". Metoden är verifierad i många test sen tidigare men med ett nytt kylsystem och delvis nytt testsystem är det nyttigt att på nytt verifiera detta.

Tabell 4. Energiresultat med CO2-systemet

| Test                         | 1- ej våv | 2-våv | 3-Våv |
|------------------------------|-----------|-------|-------|
| Volym i tanken (l)           | 2051      | 1481  | 1828  |
| Total energianvändning (kWh) | 62        | 44.4  | 54    |
| Energi/100 liter (kWh)       | 3.02      | 3.00  | 2.95  |

Som tidigare konstaterats så erhålls mer stabila resultat ju längre testet tillåts pågå. Den initiala nedkylningen av tank och kringutrustning påverkar testet men ju längre testiden är desto mindre påverkan får detta. Vad gäller testerna ovan så är alla tillräckligt långa för att inte få någon märkbar påverkan från uppstarten. Idealt är ett test 48 timmar då det motsvarar det verkliga fallet på gården eftersom mjölken normalt hämtas varannan dag.

Betraktas en jämförelse av de båda systemen, dvs. det aktuella CO2-systemet i jämförelse med referenstesterna så blir skillnaden i det läget stor. Som synes i tabellen nedan blir nyckeltalet i kWh/100 liter mjölk nära nog dubbelt så högt.

Tabell 5. Jämförelse av CO2-systemet och referenssystemet (R134a)

| Parameter                    | R134a | CO2 – test 3 |
|------------------------------|-------|--------------|
| Volym i tanken (l)           | 2028  | 1828         |
| Test gångtid (timmar)        | 25    | 23           |
| Total energianvändning (kWh) | 28.9  | 54           |
| Energi/100 liter (kWh)       | 1.41  | 2.95         |

Resultaten speglar inte förväntningen och det aktuella CO2-systemet är en prototyp så analysen måste fördjupas för att förstå vari skillnaderna ligger.

Ett steg i analysen är att bryta ned energianvändningen i huvudkomponenternas respektive energiandelar.

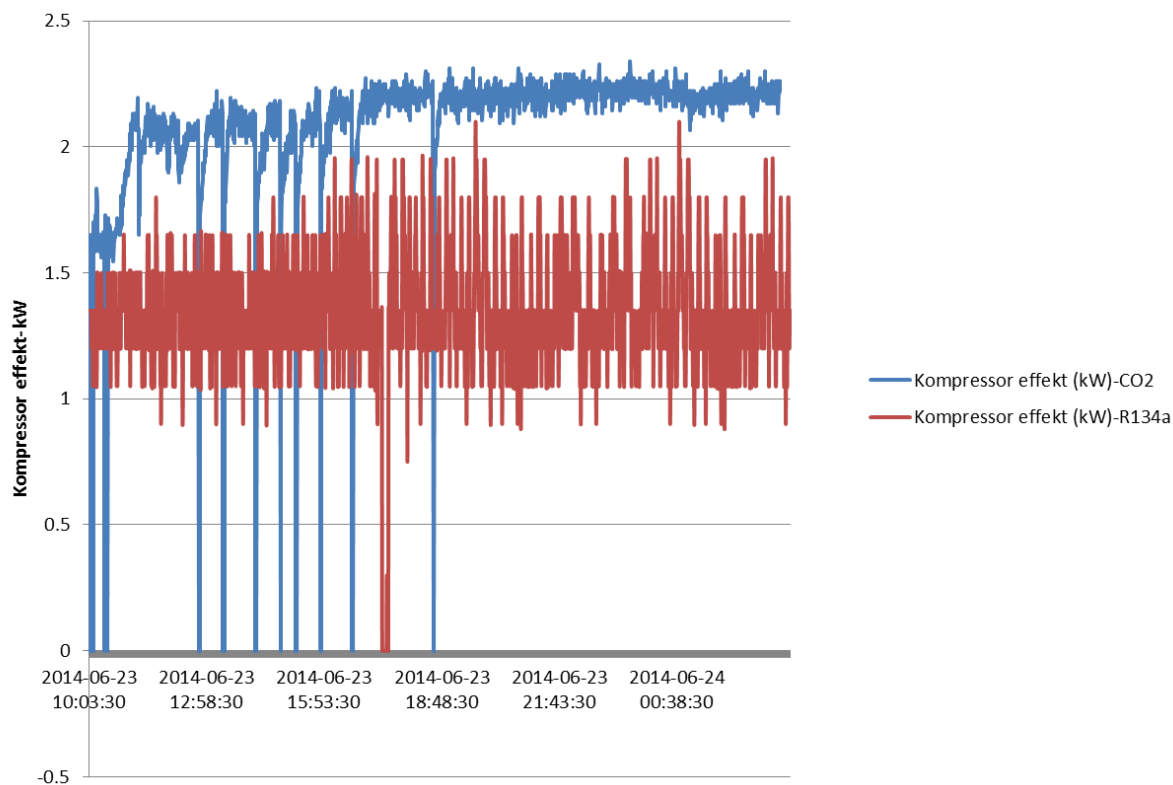
Tabell 6. Jämförelse av CO2-systemet och referenssystemet (R134a)

| Komponent                     | R134a            | CO2               |
|-------------------------------|------------------|-------------------|
| Kompressor energi (kWh & %)   | 1.2 kWh / 85.7 % | 2.5 kWh / 84.7 %  |
| R134a - fläktar (kWh & %)     | 0.2 kWh / 14.3 % | -                 |
| CO2 - KB pump+fläkt (kWh & %) | -                | 0.46 kWh / 15.3 % |

Som väntat är andelen i absoluta tal för CO2-systemets pump och fläkt betydligt högre än för R134a men den dominerande faktorn är en betydligt lägre effektivitet för kompressordelen. Det skiljer en faktor 2 på kompressorns andel av använd energi, vilket kommer att genomlysas vidare i kommande kapitel.

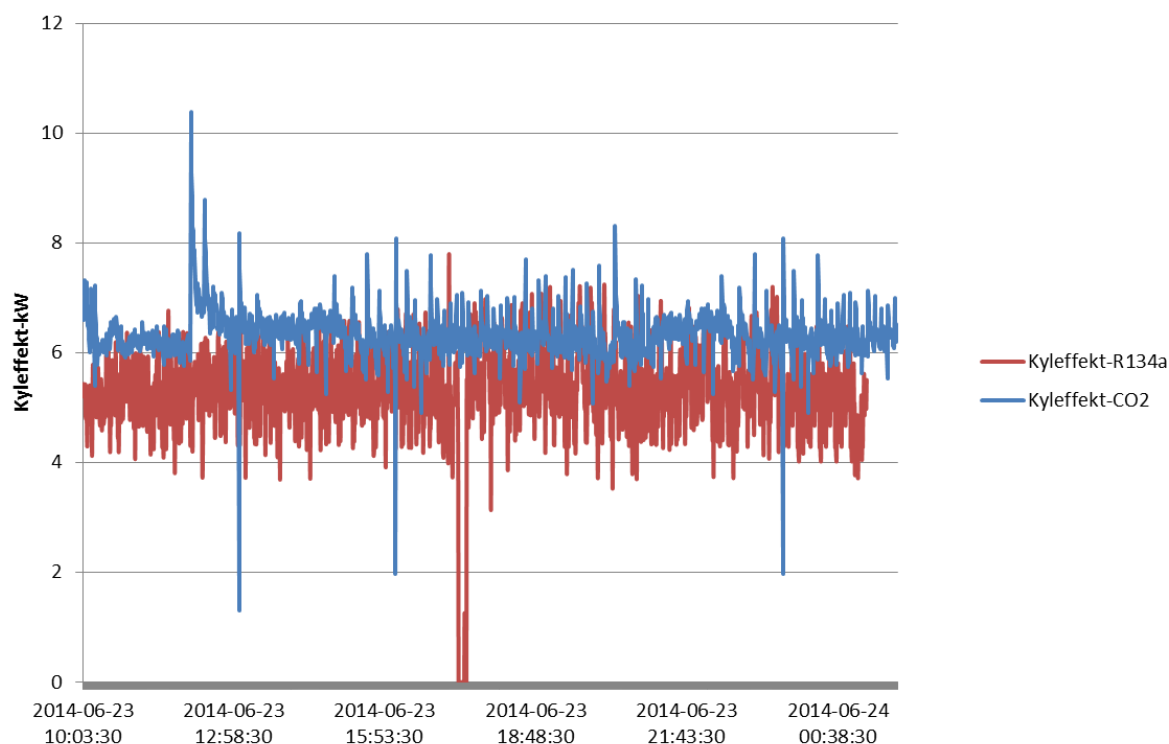
### 7.3.3 Tillförd el-, upptagen kyleffekt och köldfaktor

Som framgått av energifördelningen ovan så är det klart att tillförd eleffekt CO<sub>2</sub>-systemets kompressor är betydligt större än motsvarande kompressoreffekt för R134a-systemet. I figuren nedan då syns kompressoreffekterna för de olika systemen under ett test.



Figur 54: Tillförd eleffekt till kompressorerna i CO<sub>2</sub>- och R134a-systemet.

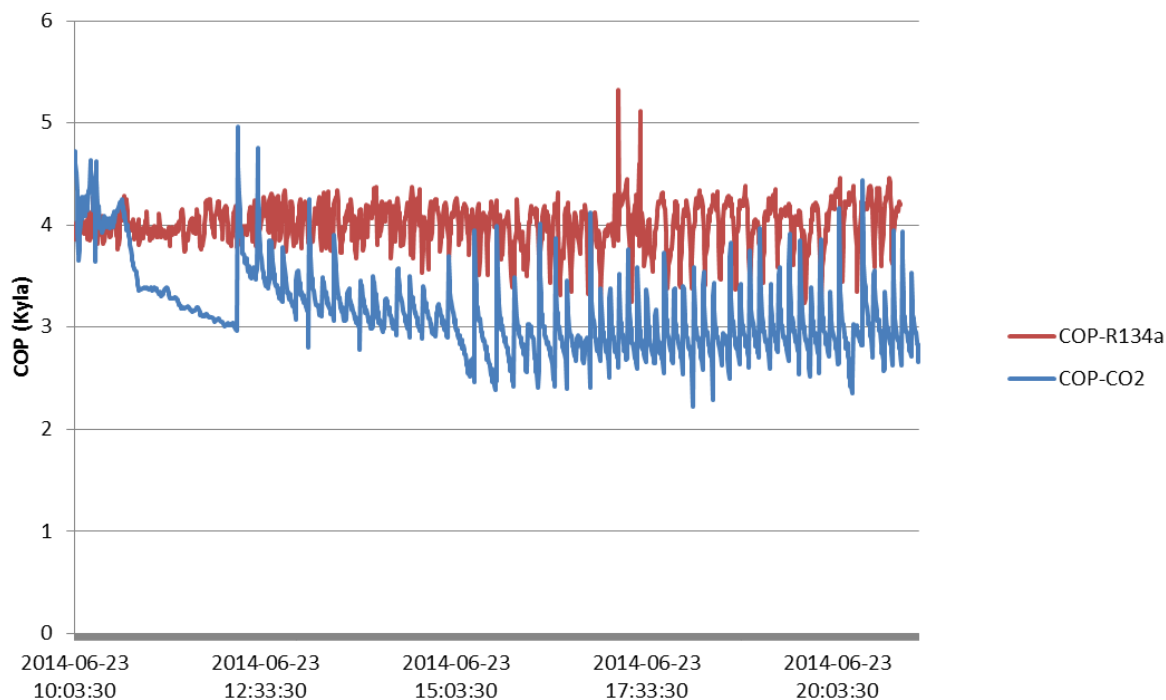
Då belastningen på systemen är relativt konstanta över testtiden så är även kylsystemets effektbehov relativt konstant. CO<sub>2</sub>-kompressorn drar betydligt mer eleffekt än R134a-kompressorn i denna jämförelse. Förklaringarna till det finns delvis genom en något högre kyleffekt vilket kan ses nedan, men även i de mindre gynnsamma driftförutsättningarna som visats ovan.



**Figur 55: Enligt interna metoden beräknad kyleffekt för CO2- och R134a-systemet.**

Ovan visas genom interna metoden, dvs. baserad på köldmediesidan, den beräknade kyleffekten. Som väntat är de relativt lika men CO2-systemet har en något högre kyleffekt som huvudsakligen förklaras av den extra tillförda värmeeffekten från köldbärarpumpen, vilket i detta fall var ca 200 W. Utöver detta som kommer högre förluster genom värmeinläckning då det indirekta CO2-systemet har mer rör- och slangdragning utanför tanken. I denna jämförelse har CO2-systemet 5-15% högre kyleffekt motsvarande ca 500 W för att kompensera för de ovan nämnda effekterna.

Överförs de uppmätta data enligt ovan till godhetstalet köldfaktor dvs. upptagen kyleffekt i förhållande till tillförd kompressor-eleffekt så får resultat enligt nedan. Det ska noteras att detta bara är ett kompressorbaserat COP. En mer komplett definition skulle innehålla hjälpfunktionerna såsom fläktar och pumpar, men dessa storheter har inte mätts med effektmätare utan finns bara inkluderade som energier i energiutvärderingen.

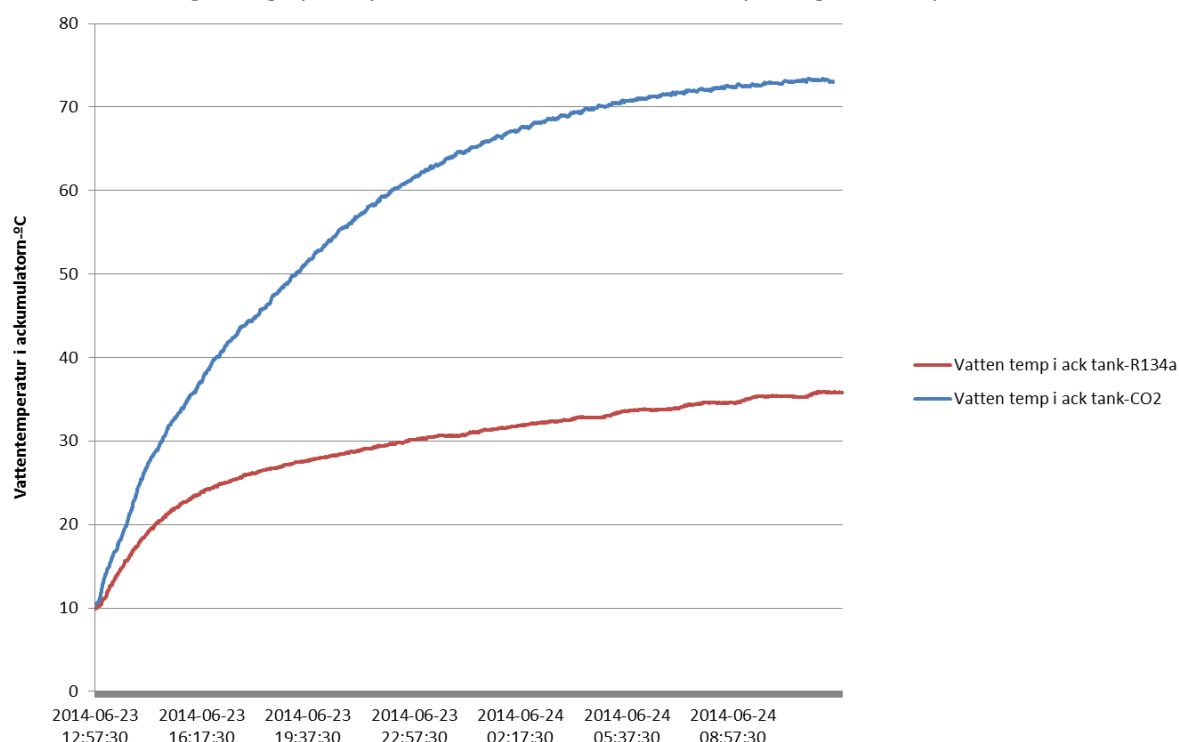


**Figur 56: Diagram-köldfaktor (COP) för CO2- och R134a-systemet.**

Baserat på testdata så syns att köldfaktorerna skiljer sig åt med ca 4 för R134a och 2.9 för CO2, dvs. ca över 30-40% skillnad. När dessa skillnader betraktas så ska man ha driftförutsättningarna som redovisades ovan med sig. Dessa kommer att belysas vidare i nästa avsnitt på temat potentiella förbättringar, men kort kan noteras att skillnaden i förångningstemperatur på ca 4 °C kan i sig förklara 10-15% skillnad i COP. Utöver det så är som tidigare kommenterats driften just runt kritiska punkten ogynnsam för CO2.

### 7.3.4 Värmeåtervinning

Värmeåtervinningstesterna genomfördes på precis samma sätt som med referenssystemet i avsnitt 7.2.1. För båda systemen gällde att de inte styrdes på något sätt för att optimera värmeavgivningen, dvs. kondenserings-/högtrycket påverkades inte aktivt för att styra avgiven temperatur.

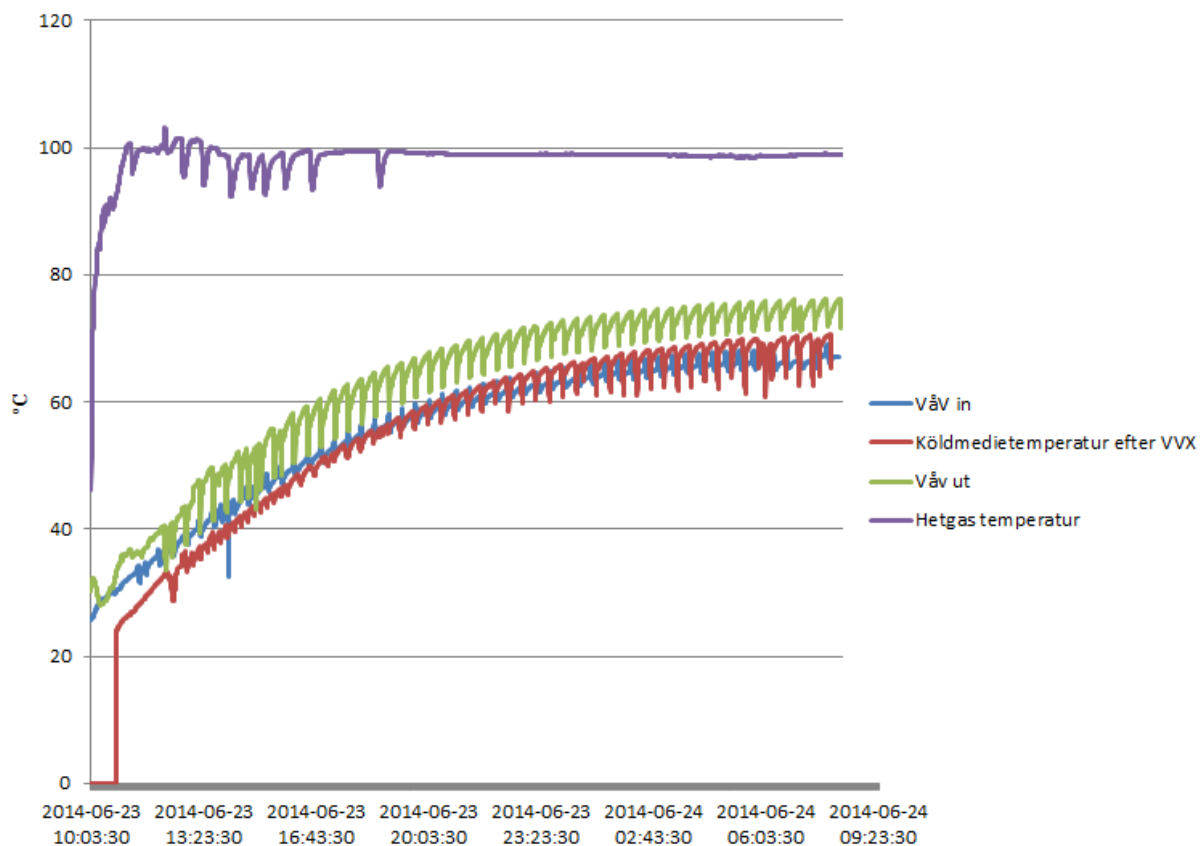


Figur 57: Vattentemperatur i V&V-tanken för CO2- och R134a-systemet.

Inom mindre än 24 timmar så planar kurvorna ut och stabiliserar sig på den uppnåbara nivån. Som framgår av figuren ovan så är den uppnådda temperaturen för CO2 betydligt mycket högre. I detta fall blir det ungefär dubbelt så hög temperatur för CO2 som för R134a, dvs. 74 °C jämfört med ca 36 °C.

Som nämnts i introduktionen till rapporten så är det önskvärt att diskprocessen får 85-90 °C vatten för att säkerställa kvalitén på diskning och rengöring. Redan med 74°C så är naturligtvis CO2-processen betydligt närmare slutmålet med mindre behov av spetseffekt som följd.

Som kan ses i figuren nedan så ligger hetgastemperaturen i CO2-systemet runt 100 °C vilket betyder att potentialen finns där för att möjligen ytterligare öka den avgivna V&V-temperaturen.



Figur 58: Temperaturer på VåV-sidan för CO2-systemet.

Givet att kylsystemen skulle ha likvärdig effektivitet så skulle den avgivna värmemängden bli i stort sett lika. Nu har CO2-systemet i sitt nuvarande utförande en betydligt lägre effektivitet vilket gör att det finns mer värme tillgängligt. Att återvinna värme i den här applikationen med den aktuella testproceduren påverkas inte så mycket av mängden värme utan av den temperaturnivå den finns tillgänglig på.

Då VåV-tanken vid testets start håller en temperatur av endast 10 °C så blir den överförda värmeeffekten i början av processen hög men vartefter som VåV-systemets temperatur närmar sig tillgänglig hetgastemperatur så minskar den avgivna effekten för att plana ut på en viss nivå som sett ovan. Uppenbarligen så kommer den tillgängliga hetgastemperaturen att spela en stor roll och det är precis det vi ser i dessa tester. Sett till återvunnen värmeenergi så tabellen nedan visar så blir resultaten för CO2 betydligt mycket bättre.

Tabell 7. Avgiven samt återvunnen värmeenergi per dygn

|                                 | <b>R134a</b> | <b>CO2</b>    |
|---------------------------------|--------------|---------------|
| Tillgänglig värme per dag (kWh) | 110          | 135           |
| Återvunnen värme per dag (kWh)  | 10 (8.8)     | 60 (22)       |
| Återvinningsgrad (%)            | 9 % (8 %)    | 44.5 % (17 %) |

Siffror utan parentes anger från kylsystemet avgiven energi och inom parentes anger lagrad värmeenergi i tanken i kWh. Skillnaden består i princip i förluster då överföringen mellan kylsystem och tank är oisolerad.

### 7.3.5 Totalprestanda

Då applikationen, mjölkyltanken, har två syften som projektet betraktar det, dvs. att kyla mjölk men också värma vatten så görs en ansats att titta på det totala utbytet av systemet. Det tillförda arbetet representeras av tillförd elenergi.

Det kan tänkas gå att definiera godhetstal på olika sätt men det grepp som tas här är att helt enkelt titta på utfört "kylarbete" per dygn, dvs. hur många liter och hur mycket mjölka har kylts ned. Med den testprocedur som projektet definierat, dvs. "robottestproceduren" så är det ganska tydligt hur mycket energi som ska bortföras. Denna energi kan beräknas som;

$$\text{Bortförd energi} = \text{antal liter mjölk} * C_p * \text{temperatursänkningen}$$

De aktuella värdena för respektive system kan tas direkt ur testresultaten i avsnitt 7.2 och 7.3.

Utöver kylning av mjölken så värms också vatten och här antas den enkla definitionen utifrån den testprocedur som finns definierad och också redovisats i avsnitt 7.2 och 7.3. Testsystemets återvinningstank är 300 liter och respektive system klarade olika temperaturnivåer vilka resulterar i olika återvunna energimängder.

Den uppmätta nyttiga återvunna värmen kan mätas på två sätt i detta fall. Det finns redovisat i kapitel 7.3.4 att systemens respektive återvunna värme från kylsystemet har uppmätts, men det är inte samma sak som vad som faktiskt lagras i V&V-tanken. Hur detta ska hanteras kan man fundera över men för att göra det någotsånär lätt för oss så använder vi den energi som svara mot vad som faktiskt lagras i tanken. Med bättre isolering skulle sannolikt högre temperaturnivåer kunna nås, vilket skulle gynna CO<sub>2</sub>. Denna lagrade (värme-)energin kan beräknas som;

$$\text{Lagrad energi} = \text{antal liter vatten i V\&V-tanken} * C_p * \text{temperaturhöjningen}$$

Utrycket för att beräkna "totalprestandan" skulle med ansatsen enligt ovan bli:

$$\text{Totalprestanda} = (\text{Bortförd "kylenergi"} + \text{lagrad "värmeenergi"}) / \text{tillförd el}$$

I tabellen nedan sammanfattas de tidigare resultaten som ligger till grund för beräkningen samt resultatet av ansatsen "total prestanda".

Tabell 8. Sammanfattning av "totalprestanda" för de testade systemen per dygn.

| System                    | R134a       | CO <sub>2</sub> - indirekt | Abs. skillnad | Rel. skillnad (%) |
|---------------------------|-------------|----------------------------|---------------|-------------------|
| Kylenergi (kWh/dg)        | 73          | 73                         | -             | -                 |
| Lagrad värme (kWh/dg)     | 8,8         | 22                         | +13           | +150              |
| Tillförd el (kWh/dg)      | 27,5        | 58,6                       | +30           | +110              |
| <b>Totalprestanda (-)</b> | <b>2,97</b> | <b>1,62</b>                | <b>-1.35</b>  | <b>-45</b>        |

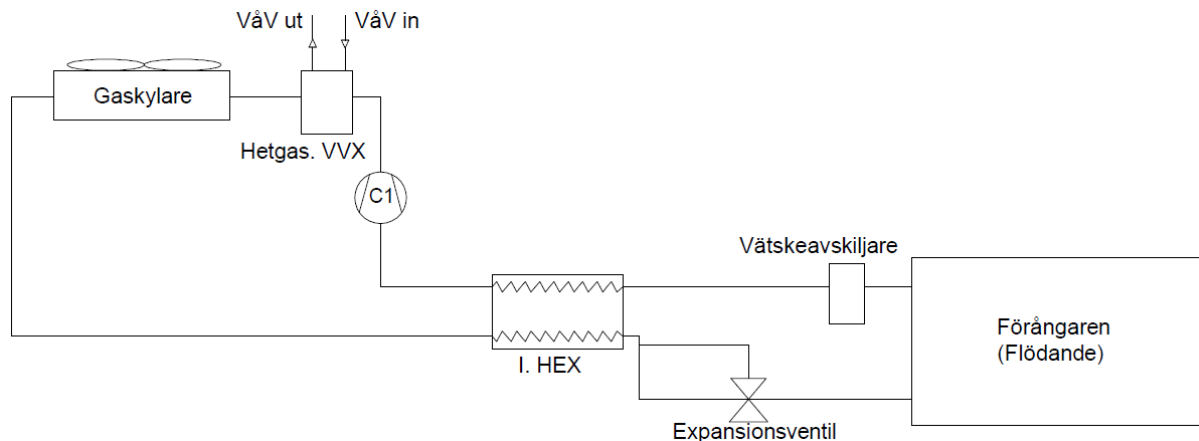
Resultaten ovan sätter fingret på de viktiga egenskaperna i sammanhanget, dvs. effektivitet i kylprocessen och möjligheten till värmeåtervinnig. Som synes kan CO<sub>2</sub> med denna enkla värmeåtervinningsprocedur återvinna betydligt mycket mer än R134a. Samtidigt måste kylprocessen vara lika bra eller möjligen något sämre. För att i detta fall uppnå samma "totalprestanda" så skulle CO<sub>2</sub> få använda maximalt 13 extra kilowattimmar för kylprocessen, vilket motsvarar 45% extra jämfört med R134a. Som kommer framgå i nästa kapitel så får det betraktas som högst realistiskt med ett anpassat och optimerat CO<sub>2</sub>-system.

## 7.4 Potentiella förbättringar av CO2-systemet

Det har konstaterats att den testade CO2-prototypen inte håller måttet energimässigt men att det också finns en bra förklaring till att det ser ut som det gör. Som nämnts ovan så straffas en indirekt lösning av extra temperaturdifferenser samt det pumparbete som köldbäraren tillför.

### 7.4.1 Potential med koncept 2

Om vi återgår till den tidigare presenterade systemlösningen som kallades koncept 2 så svarar den mot både önskemål och även lärdomar från testerna. Som konstaterats ovan så gick denna systemlösning tyvärr inte att realisera i det här projektet.



Figur 59: Skiss - koncept 2 - systemlösning.

Det som skulle kunna uppnås med koncept 2 kan sammanfattas som följande punkter;

- **Högre förångningstemperatur**

En flödande förångare behöver ingen överhettning och vi sett att nödvändig kyleffekt skulle kunna överföras med en medietemperatur på ca 0 °C, vilket betyder ca 2 K högre än R134a-systemet och minst 6 K högre än det befintliga indirekta CO2-systemet.

- **Lägre kondensering**

En bättre anpassad kondensor/gaskylare med "normala" temperaturdifferenser skulle kunna sänka kondenseringstemperaturen till maximalt 5 K över omgivningstemperaturen. Det betyder att i en 22-gradig omgivning så skulle maximalt en 27-gradig kondenseringstemperatur vara nödvändig.

- **Enklare systemlösning**

Med koncept 2 så skulle bara en expansionsventil, högtrycksventilen, vara nödvändig då överhettningen inte regleras. Detta gör systemet enklare och billigare även om en vätskeavskiljare tillkommer.

- **Större värmeåtervinning**

Genom att anpassa en intern värmeväxlare för att höja suggastemperaturen till en optimal nivå kan avgiven vattentemperatur ökas ytterligare. Genom att integrera högtryckstyrning i VåV-funktionen så kan också temperaturnivån ytterligare anpassas efter behovet. Denna styrning bör reglera både fläktar och högtryckventilen för optimal VåV-funktion.

### 7.4.2 Potentiella energivinster

Här jämförs nuvarande prestanda för både CO<sub>2</sub>-system och R134a-system med hur en framtida CO<sub>2</sub>-lösning enligt koncept 2 skulle kunna se ut från ett energiperspektiv. För att göra en skattning av detta så används CoolPack samt Simple-One-Stage där båda verktygen är utvecklade av IPU i Danmark ([www.ipu.dk](http://www.ipu.dk)).

Ingående data blir de nuvarande driftförutsättningarna vid 22 °C omgivningstemperatur, något förenklat, för CO<sub>2</sub> och R134a samt de tänkta framtida CO<sub>2</sub>-förutsättningarna enligt tabellen nedan. Referenssystemet, R134a, har under den stabilare driften förhållanden som ligger nära det som antyds i tabellen. För CO<sub>2</sub>-systemet så pendlar driften mellan sub- och transkritisk så därför har nuläget tagits just vid kritiska punkten. Det framtida CO<sub>2</sub>-systemet antas kunna byggas med en flödande förångare samt att det har en bättre anpassad varm sida vad gäller både värmeväxlare och luftflöde. På så sätt bör CO<sub>2</sub>-systemet kunna få en subkritisk driftpunkt vid ca 27°C.

Tabell 9. Diagramköldfaktor för testade system och potentiellt framtida CO<sub>2</sub>-system (koncept 2).

| System                           | Förångning (°C) | Kondensering (°C) | COP  | Relativ vinst (%) |
|----------------------------------|-----------------|-------------------|------|-------------------|
| R134a (idag)                     | -2              | 30                | 4,7  | -                 |
| CO <sub>2</sub> indirekt (idag)  | -6              | +31               | 2,6  | -45               |
| CO <sub>2</sub> direkt (framtid) | 0               | 27                | 4,33 | -8                |

Det framgår som bekant att CO<sub>2</sub> teoretiskt har en något lägre köldfaktor men med den ökade värmeåtervinningen så blir totalutbytet (totalprestandan) från systemet bättre enligt diskussionen i kapitel 7.4.1.

Vad gäller värmeåtervinningen så bör ett bättre isolerat system kunna höja återvinningstemperaturerna ytterligare, vilket i sin tur bidrar till att höja utbytet från båda systemtyperna. Mest lär dock CO<sub>2</sub> gynnas då en högre hetgastemperatur finns tillgänglig.

## 8 Ekonomiska- och miljöaspekter

Då testutfallet inte blev det förväntade så finns tyvärr inte alldeles verkliga siffror att gå på för en ekonomisk analys. För att ändå ge en indikation om vilket härad ett framtida optimerat CO<sub>2</sub>-system skulle kunna hamna så baseras analysen några "välgrundade" antaganden.

### 8.1 Kostnader

#### 8.1.1 Inköpskostnad

Idag sker en snabb utveckling på komponentsidan när det gäller CO<sub>2</sub>-systemen. Den dyraste komponenten, kompressorn, får fler och fler leverantörer och när serierna ökar så sjunker priserna. Detsamma kan ses för de flesta andra komponenter. För denna kalkyl så antas R134a som referens samt att total produktionskostnad ansätts till 5000 kr/kW. Den dimensionerande effekten för applikationen antas vara 8 kW kyleffekt.

Även om CO<sub>2</sub>-systems kostnader är på väg nedåt så är de än så länge betydligt mycket dyrare än motsvarande HFC-system. Det är rimligt att anta att detta system skulle kunna vara upp till dubbelt så dyrt, men vi ansätter 50% högre kostnad i det här läget.

#### 8.1.2 Servicekostnad

Detta är en mycket bristfälligt dokumenterad ekonomisk vetenskap och så gäller även mjölkkyltankar. I dylika kalkyler brukar oftast antagandet om 2-5% (av investeringskostnaden) i årlig servicekostnad användas. Här antas den högre siffran för traditionellt system med HFC. Då läckagekontroller inte behöver göras för CO<sub>2</sub> och den låga kostnaden för köldmedium så antas denna kostnad kunna vara hälften av den för HFC-medier, dvs. 2.5%.

#### 8.1.3 Energikostnad

Utifrån testerna så har vi fått viss vägledning vad gäller energianvändning för mjölkkyllningen. Det som används som indata blir en mjölkvolym om 2000 liter per dag vilket motsvarar en normal användning av den aktuella tanken. Energianvändningen sätts sedan relativt R134a baserat på de genomförda testerna, dvs. ca 1.5 kWh per 100 liter mjölk.

Som konstaterades i det tidigare kapitlet så bör ett optimerat CO<sub>2</sub>-system kunna prestera ett COP (köldfaktor) som ligger inom 0-10 % lägre COP än R134a. För att vara konservativa antas här -10 % men i praktiken bör detta kunna bli bättre.

När det gäller värmeproduktionen (varmvattnet) så antas att 300 liter 90-gradigt vatten används per dygn. Det vatten som inte kylsystemet kan producera det kommer att värmas med el.

### 8.2 Lönsamhetsanalys

Lönsamhetsanalyser kan göras på olika sätt och här har en rak återbetalningstid beräknats (payback-metoden) samt en livcykelanalys – s.k. LCC-analys.

### 8.2.1 Antaganden

Följande antaganden görs för lönsamhetsanalyserna.

#### Antaganden för lönsamhetsanalys - R134a vs CO2

|             |      |         |
|-------------|------|---------|
| Energipris  | 1    | kr/kWh  |
| Kyleffekt   | 8    | kW      |
| Kostnad     | 5000 | kr/kW   |
| Mjölkvol.   | 2000 | l/dgn   |
| Värme_R134a | 9    | kWh/dgn |
| Värme_CO2   | 22   | kWh/dgn |
| Värmebehov  | 28   | kWh/dgn |

#### Övriga ekonomiska antaganden

|                               |    |    |
|-------------------------------|----|----|
| Ekonomisk livslängd           | 20 | år |
| Kalkylränta (realränta)       | 5  | %  |
| Energipris (utöver inflation) | 1  | %  |

### 8.2.2 Återbetalningstid

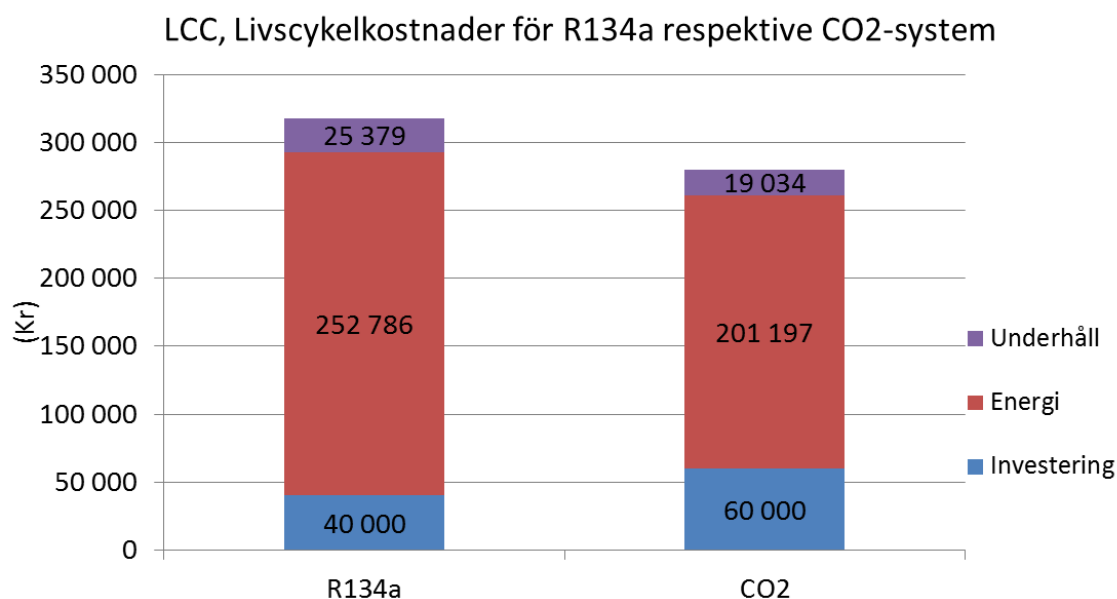
Med antaganden från ovan så blir beräkningen enligt nedan.

| System               | R134a             | CO2    | Differens |
|----------------------|-------------------|--------|-----------|
| <u>Inköp</u>         | 40 000            | 60 000 |           |
|                      | 40 000            | 60 000 | 20 000    |
| <u>Driftskostnad</u> |                   |        |           |
| Service              | 2 000             | 1 500  |           |
| Kylenergi            | 10 950            | 12 045 |           |
| Värme (el)           | 6 935             | 2 190  |           |
|                      | 19 885            | 15 735 | - 4 150   |
|                      | Återbetalningstid | 4.82   |           |

Denna enkla analys pekar på att återbetalningstiden för ett CO2-system, givet att den extra investeringskostnaden (till kund!) i detta fall är +50% (20 000 kr) är storleksordningen 5 år.

### 8.2.3 Livscykelanalys

För livscykelanalysen har Energimyndighetens mall för LCC-analyser använts med antaganden enligt ovan.



Figur 60: LCC-analys för R134a vs CO<sub>2</sub> lösning.

Livscykelkostnaden för R134a-lösningen är ca 318 tkr över 20 år medan CO<sub>2</sub>-lösningen kommer att kosta ägaren ca 280 tkr över den ekonomiska livslängden. Skillnaden är till CO<sub>2</sub>-systemets fördel med ca 38 tkr över livstiden trots att det skiljer 20 tkr i inköp.

Kalkylen har stora osäkerheter vad gäller investeringskostnaden men principen är viktig där den totala energikostnaden tas med i beräkningen. Detta är en applikation där det idag används mycket el för värmning – både av vatten men också utrymmen.

### 8.3 Miljöaspekter

Ett läckage av köldmedium från ett kylsystem har en direkt påverkan på miljön kopplat till den eventuella växthuseffekten (GWP) som mediet har. Den indirekta påverkan är kopplat till energianvändningen vilken styrs av mediets och systemets effektivitet (COP). Den sammanvägda effekten av dessa båda kallas Total Equivalent Warming impact, TEWI, och är precis som det låter en sammanvägd summa av dessa båda effekter;

TEWI = mediets direkta effekt på miljön + mediets indirekta effekt på miljön

Den direkta effekten beräknas som mängd medium multiplicerat med den motsvarande CO<sub>2</sub>-ekvivalent i kg som detta medför. Den indirekta effekten beräknas baserat på systemets använda elenergi multiplicerat med elens CO<sub>2</sub>-generering per kWh. För det aktuella fallet så inkluderas också inverkan av den spets-el som måste köpas för att värma det diskvatten som inte kylsystemen själva klarar att värma.

#### Antaganden för miljöanalys TEWI - R134a vs CO2

|                   |       |               |
|-------------------|-------|---------------|
| Livslängd         | 20    | år            |
| Emissionsfaktor   | 0.1   | kg_CO2/kWh_el |
| Köldmedieläckage  | 10%   | % per år      |
| Köldmediefyllning | 3     | kg            |
| GWP_R134a         | 1300  | -             |
| GWP_CO2           | 1     | -             |
| Etot_R134a*       | 17885 | kWh/år        |
| Etot_CO2*         | 14235 | kWh/år        |

\*Inklusive el för varmvattenvärmning.

#### Beräkning av TEWI för R134a vs CO2 med antaganden enligt ovan

| TEWI       | Direkt | Indirekt | Total        |
|------------|--------|----------|--------------|
| TEWI_R134a | 7800   | 35770    | <b>43570</b> |
| TEWI_CO2   | 6      | 28470    | <b>28476</b> |

Denna beräkning visar att växthusgasbelastningen kan nära halveras med CO2 som köldmedium. Beräkningen ovan visar på ca 43.6 ton CO2-ekvivalenter för R134a-systemet och ca 28.5 ton CO2-ekvivalenter, dvs. en 35 % -ig reduktion.

## 9 Diskussion och slutsats

Projektet har genomfört en studie på en gårdsbaserad 5 m<sup>3</sup> mjölkkyltank anpassad för s.k. robotmjölkning. Dessa tankar använder normal R134a som köldmedium och i enstaka fall R404A eller R407C. Den aktuella tanken är normalt, i produktionen, utrustad med en on-/off-reglerad kolvkompressor. Oftast är dessa system utrustade med värmeåtervinning vilken kan förvärma varmvatten, el dyl. Varmvatten är högst intressant i dessa applikationer då diskvatten används för tanken själv, mjölkrobotar, övrig mjölkutrustning samt allmän rengöring.

Då HFC-medier är föremål för utfasning enligt den s.k. F-gasförordningen så är andra köldmediekandidater intressanta att studera. Naturliga medier ligger nära till hands om man vill hitta en framtidssäkrad lösning. En av dessa är koldioxid, CO<sub>2</sub>, R744, vilken är naturligt förekommande, icke toxisk och dessutom gynnsam vad gäller värmeåtervinningsegenskaper. Denna studie har studerat CO<sub>2</sub> som köldmedium i mjölk tanksapplikationen både teoretiskt och genom praktiska test.

För att kunna genomföra tester och utvärdera CO<sub>2</sub>-system i denna applikation togs olika systemkoncept fram. Koncepten kallades 1a, 1b och 2 där 1 a och b kan sägas vara varianter på indirekta koncept. Koncept 2 är en direkt lösning och där togs det fram en likande förångarlösning som dagens produktinstankar har. Det senare är det som på sikt har störst möjlighet att bli framgångsrikt pga systemkostnad och effektivitet. Dessvärre så var det inte möjligt att realisera denna lösning i projektet pga av tid- och kostnadsskäl, utan koncept 1b genomfördes i stället. Detta koncept bygger på en indirekt lösning där tanken kylv via en köldbärare och ett mindre "standard-CO<sub>2</sub>-aggregat" används för kylningen.

För att få en relevant referens till ett modernt CO<sub>2</sub>-system så uppgraderades det produktionsbaserade R134a-systemet med frekvensstyrning. Tester genomfördes där energianvändningen fastställdes samt den värmemängd som gick att återvinna från systemet. Ett motsvarande system baserat på CO<sub>2</sub> som köldmedium dimensionerades, byggdes och testades. Det genomfördes tester på båda systemen vad gäller totalt använd energi, prestanda (kyleffekt, tillförd eleffekt, COP, etc.), avgiven värme från värmeåtervinningssystemet, etc.

Resultaten visar på en högre än förväntad energianvändning för CO<sub>2</sub>-systemet, även då en indirekt lösning valts. Den "varma sidan" på CO<sub>2</sub>-aggregatet fungerade mindre bra och tvingade aggregatet att jobba vid ett högre tryck än nödvändigt. Detta i kombination med den indirekta lösningen på kalla sidan bidrog till en dubbelt så hög energianvändning för CO<sub>2</sub>-systemet. Studien har använt nyckeltalet "kWh/100 liter mjölk" för jämförelsen och R134a-systemet landade som bäst på ca 1.4 kWh/ 100 l medan CO<sub>2</sub>-systemet låg på 2.95 kWh/100 l. Detta leder till en daglig mer energianvändning för kylningen på ca 30 kWh samtidigt så konstateras värmeåtervinningen kunna ökas från ca 9 kWh per dygn med R134a till 22 kWh per dygn med CO<sub>2</sub>. Då är ändå inte potentialen fullt utnyttjad eftersom VåV-systemet var bristfälligt isolerat.

Med ett optimerat CO<sub>2</sub>-system så bör energianvändningen för kylningen kunna ligga inom 0-10% högre än för R134a. När det utökade utbytet från värmeåtervinningen läggs till så kommer CO<sub>2</sub>-systemet att få ett högre totalutbyte och därmed bättre godhetstal än R134a. Antas CO<sub>2</sub>-systemet, konservativt sett, i framtiden använda 10 % mer för kylprocessen så kommer den ökade värmeåtervinningen, med dagens resultat (+13 kWh/dg) att ge en 5-10% högre totalprestanda, dvs. ca -10 kWh/dg. En TEWI-analys genomfördes baserat på ett tänkt optimerat CO<sub>2</sub>-system vilken pekar på en minskning med ca 15 ton CO<sub>2</sub>-ekvivalenter, dvs. en 35 % -ig minskning. Kostnadsanalysen utgår ifrån den snabba utveckling på komponentsidan när det gäller CO<sub>2</sub>-systemen kommer att fortsätta sätta press på priserna. Även om CO<sub>2</sub>-systemns kostnader är på väg nedåt så är det idag rimligt att anta att detta system skulle kunna vara 50-100% dyrare. Kalkylen ansätter 50%

samtidigt som servicekostnaderna antas var hälften så stora som för R134a då inga läckagekontroller är nödvändig och köldmediet är betydligt mycket billigare. Energikostnaderna för kylproduktionen antogs vara 10 % högre, för att vara konservativa, men i praktiken bör detta kunna bli bättre. Den ekonomiska livslängden antas till 20 år och kalkylräntan (realt) till 5 % tillsammans med en ytterligare energikostnadsökning på 1 %.

Med de ekonomiska antagande ovan så skulle CO<sub>2</sub>-systemet kunna få en rak återbetalningstid (payback) på ca 5 år. Utvidgas analysen till en LCC så visar den på lönsamhet med ett nuvärde på livcykelkostnaden som är ca 38 000 kr lägre för CO<sub>2</sub>-systemet.

## 10 Fortsatt arbete

Nästa steg i denna process vad gäller den specifika applikationen mjölkkyllning, är att utveckla en CO<sub>2</sub>-förångare som kan göra jobbet, dvs. med minst 80 bar arbetstryck. Detta arbete är påbörjat men är ännu inte färdigt. Till detta behöver ett anpassat och optimerat CO<sub>2</sub>-system utvecklas som kan utnyttja de inbyggda fördelarna med CO<sub>2</sub>-användningen. Detta förutsätter, eller åtminstone borde det vara, en flödande förångare i tanken, vilket skulle kunna höja förångningstemperaturen betydligt. Det skulle också bidra till ett enklare styrsystem vilket potentiellt kan sänka systemkostnaden.

Värmeåtervinning är ett populärt tema i denna utredning och så ska det gå vidare. Det har visats här och kan bli ännu bättre i framtiden, att CO<sub>2</sub> har mycket bra egenskaper för att återvinna värme vid hög temperatur. Det framtida CO<sub>2</sub>-systemet behöver utformas så att det fortsatt kan leverera dessa höga, eller kanske ännu högre, temperaturer vilket inte är omöjligt. Om detta realiseras så är potentialen för ännu högre utbyte, totalprestanda, än som antytts i denna utredning möjlig.

En kartläggning av verkliga servicekostnader vore intressant att inkludera. Där är inte minst ett reducerat behov av läckagekontroller och en lägre köldmediekostnad utgör intressanta besparingar. Då dessa tankar av naturen ligger "avsidet" så blir varje besök som kan undvikas intressant kostnadsmässigt.

Andre intressanta frågor är naturligtvis hur kunderna ser på miljövänligare medier och lägre energianvändning framöver. Det borde vara av intresse och skulle kanske därför kartläggas genom intervjuer och diskussioner.

## 11 Referenser

1. Beaini & Rogstam, 2013. Effektivare mjölkkyllning, Energi & Kylanalys.
2. Rogstam & Dahlberg, 2012. Energieffektiv mjölkkyllning, Energi & Kylanalys.
3. Dahlberg, 2012. Konvertering av mjölk tankars kylsystem för värmeåtervinning, KYS.
4. [www.ipu.dk](http://www.ipu.dk), CoolPack.
5. [www.ipu.dk](http://www.ipu.dk), Simple-one-stage.
6. [www.wedholms.se](http://www.wedholms.se)
7. [www.danfoss.se](http://www.danfoss.se)
8. [www.ekanalys.se](http://www.ekanalys.se)