

DESIK SlutRapportering

- Energirigtig design og regulering af sekundærsiden på indirekte køleanlæg med naturlige kølemidler -

Hovedforfatter : Arne Jakobsen

Datering: Februar 2006

Rapporten er en del af rapporteringen af projekt 334-001 finansieret af ELFOR. Projektets titel er "Energirigtig design og regulering af sekundærsiden på indirekte køleanlæg med naturlige kølemidler". Projektperioden er Marts 2003 til December 2005. Slutrapportering er foretaget i Januar & Februar 2006.

Projektdeltagerne er: Grundfos, Danfoss, YORK, tt-Coil, Christian Berg, Teknologisk, DTU (MEK), Birch & Krogboe og IPU (projektleder).

Indholdsfortegnelse

1 Indledning	4
2 Begrebsafklaring og terminologi	6
3 Sekundære kølemidler	7
3.1 Oversigt	7
3.2 Handelsnavne	8
3.3 Valgkriterier	9
3.4 Temperaturniveauer	10
3.5 Korrosionsforhold	11
3.6 Vedligehold.....	15
3.7 Forhold omkring håndtering, sikkerhed og lovgivning.....	16
3.8 Oversigt: Gængse sekundære kølemedier	17
3.9 Kilder:	21
4 Guideline til energifokuseret design og regulering	22
4.1 Myter der hæmmer energioptimering.....	22
4.2 Energooptimalt systemsamspil.....	29
5 Supermarkedskøleanlæg	36
5.1 Opbygning af supermarkedskøleanlæg	36
5.2 Mulige udformninger af køleanlæg med kuldioxid.	43
5.3 Energooptimal regulering af kaskadeløsninger i Supermarkedskøleanlæg.....	43
6 A/C til kontorbygninger	55
6.1 Design elementer for indirekte kølesystemer til komfortkøling	55
6.2 Principiel opbygning af kølesystemet.....	56
6.3 Buffersystemer	59
6.4 Pumper	59
6.5 Kompressortyper	60
6.6 Kondensator	61
6.7 Frikøling.....	62
7 CO₂ som sekundært kølemiddel	63
7.1 Pumpe versus naturlig cirkulation	63
7.2 Temperaturregulering af kølemøbler på pumpecirkulerede CO ₂ anlæg	87
8 Energiforbrug i alternative pumpekoblinger i air-conditioningsanlæg	91
8.1 Indledning	91
8.2 Pumpekoblinger	91
8.3 Energiberegning	94
8.4 Resultater	96

8.5 Konklusion	99
8.6 Litteraturliste	100
9 Samspil mellem pumpe og chiller	101
10 Reguleringsventiler.....	103
10.1 Krav til reguleringsventiler	103
10.2 Type af reguleringsventiler.....	104
10.3 Ventil dimensionering Kvs (DN)	106
10.4 Ventildimensionerings diagram	108
10.5 Indregulering af anlæg.	114
10.6 Støj.	117
10.7 Kavitation.....	118
10.8 Typiske Z værdier.....	120
11 Brug af bufferbeholdere	121
11.1 Hvorfor en buffertank ?.....	121
11.2 To-kredssystemet.....	124
11.3 Afrunding	128
12 Checkliste praktiske forhold	129
12.1 Design	129
12.2 Efter montage.....	130
12.3 Vedligehold / Service.....	131
12.4 Konklusion.....	131
13 Sammenfatning	132

Appendix A Litteraturliste

Appendix B Oversigt DESIK seminarer

Appendix C Indlæg Danske Køledage 2005, *Design af indirekte køleanlæg*

1 Indledning

Denne rapport er en samling af beskrivelser som DESIK projektgruppen har fundet relevant for projektets udfordring, nemlig at frembringe viden og værktøjer, hvis brug vil lede til sekundære køleanlæg med reduceret energiforbrug - eller mere ydmygt undgå mer-energiforbrug pga. manglende relevant faglig baggrund hos de involverede parter.

Da projektets resultater er en slags "patch-work" med stor spænvidde fra simuleringsværktøjer til beskrivelse af praktiske forhold ved indkøring af sekundære anlæg er det fundet hensigtsmæssigt også at samle brudstykkerne i et PC-værktøj:



En CD med dette værktøj er vedlagt denne rapport, men kan ellers rekvireres ved kontakt til Arne Jakobsen på mail: aj@ipu.dk

Indholdet i denne rapport er i nogen grad sammensat af afsnit/indlæg som kan læses uafhængigt af hinanden. I de tilfælde hvor et indlæg i særlig grad har haft en hovedforfatter er vedkommendes navn nævnt.

Projektet har omhandlet nogle generelle aspekter ved sekundære anlæg, samt to anvendelsesområder nemlig supermarkedskøleanlæg og air-conditioning af kontorbygninger.

I det næste kapitel gives en kort introduktion til terminologien som anvendes, hvorefter "sekundære kølemidler" behandles i kapitel 3. Her gives en oversigt over typer af sekundære kølemidler, samt deres karakteristiske egenskaber. Tilgængeligheden til valide termofysiske data til brug for dimensionering etc. er meget væsentlig, hvorfor der i projektet er udviklet et pc-program "SecCool". Dette er til rådighed på den CD som følger denne rapport, og er også en integreret del af DESIKpack.

I forbindelse med udformning og regulering af sekundærkredse er der en del traditioner og myter. Nogle af disse kan være hæmmende i forhold til brug af principper, der kan og vil lede til et reduceret energiforbrug. Endvidere vil delsystemer påvirke hinanden, sådan at et mindre energiforbrug på et delsystem i nogle tilfælde vil lede til væsentligt større energiforbrug andetsteds - sådan at det samlet set ikke kan betale sig. Disse forhold er behandlet i kapitel 4.

Da supermarkedskøleanlæg i mange tilfælde fremover vil blive med sekundærkredse (pga. udfasning af HFC'er) er udformning og regulering af disse valgt som case - og er beskrevet i kapitel 5.

Aiconditioning har generelt en stigende udbredelse, og moderne kontorbyggeri stiller store krav til effektiv ventilation og køling. Dette emne er behandlet i kapitel 6 - med hovedvægt på energirigtig udformning af sekundærsiden.

CO₂ er et meget effektivt - og er blevet et meget populært - sekundært kølemiddel. Cirkulation og regulering af flow af CO₂ er temaet i kapitel 7.

Valg af pumpekredse til sekundærsiden er et meget omdiskuteret emne. Særligt i ASHRAE regi har der i flere år været diskuteret, hvor mange pumpekredse det er hensigtsmæssigt at anvende. I DESIK er der udført et sammenlignende simuleringsstudie af forskellige løsninger - se venligst kapitel 8.

En bekymring ved anvendelse af variabelt flow på sekundærsiden af fordampere har været forstyrrelser af Chillerens dynamik. I DESIK er der udført en lille forsøgsrække for at få en fornemmelse for om dette er en myte eller (altid) et reelt problem - se kapitel 9.

Der indgår ventiler med mange forskellige funktioner i sekundærkredse. Endvidere er der en række gængse begreber som er nødvendige at kende ved dimensionering og indregulering. Dette er emnet i kapitel 10.

Bufferbeholdere er ligeledes nogle gange en komponent, som anvendes i sekundærkredse. De kan indsættes flere forskellige steder og have forskellige funktioner - se kapitel 11.

Udover kendskab til teori, begreber og beregninger, så knytter der sig en hel række praktiske forhold til sekundærkredse som skal tages i ed for at sikre en problemløs drift. Dette er behandlet i kapitel 12.

De overordnede konklusioner er sammenfattet i det sidste kapitel - kapitel 13.

Endelig skal der peges på bilag C, som er et skriftligt indlæg til Danske Køledage Marts, 2005 med titlen "Design af indriekte køleanlæg".

Følgende personer og parter har deltaget i projektet.

Grundfos:	Ivan Knudsen, Niels Bidstrup, Erik Olsen, Torben Kynde Nielsen og Gunnar Langgaard
Danfoss:	Bjarne D. Rasmussen, Christian Bendtsen, Lars Mou Jessen og Thorkild Jessen
YORK:	Alexander Cøhr Pachai og Lennart Rolfsmann
tt-Coil:	Shaun Nash, Peter Rasmussen
Christian Berg:	Mogens Grube
Birch og Krogboe:	Martin Lykke Jensen og Nikolaj Haaning
Teknologisk:	Torben Hansen og Kenneth B. Madsen
DTU/MEK:	Hans Jørgen Høgaard Knudsen, Joachim Paul
IPU:	Morten Juel Skovrup og Arne Jakobsen

2 Begrebsafklaring og terminologi

Den kolde sekundær side transporterer kulden fra fordamperen ud til brugstederne - f. eks. de distribuerede luftkølere.


Den varme sekundær side transporterer varmen fra kondensatoren til omgivelserne. I DESIK projektet er der fokuseret på den "kolde sekundære side", men resulater og erkendelser er også gældende for den "varme side".

Ved beskrivelse af sekundære køleanlæg opereres der med følgende terminologi:

- **Primært Kølemiddel:** Kølemidlet i kredsen som "drives" af kompressorerne. Eksempelvis R404A i en Chiller.
- **Sekundær kreds:** Her kan både være tale om den "varme side" og den "kolde side" – der tales så om indirekte systemer, idet der er skudt en varmevekslende kreds ind mellem fordamperen og kølestederne og/eller en kreds mellem kondensatoren og omgivelserne.
- **Sekundært kølemiddel:** Kølemidlet i sekundær kredsen. Eksempelvis en Propylenglykol blanding i den "kolde" sekundær kreds.
- **Opdeling sekundære kredse:** Her er typisk tale om pumpedrevne kredse. I tilfælde af at disse er opdelt i flere (mere eller mindre) hydraulisk adskilte kredse, så nummereres fra nærmest fordamperen (eller kondensatoren). Eksempelvis vil pumpen der driver Propylenglykolen fra en bufferbeholder til køling i fordamperen benævnes primær pumpen, mens pumpen der driver den kolde Propylen Glykol fra bufferbeholderen ud til kølestederne (eksempelvis nogle luftkølere) benævnes sekundær pumpen.
- **Styring:** Et "aktuator-indgreb" som ikke er baseret på en målt procesvariable. Eksempelvis en sekvensstyring baseret på tid (Åben sløjfe).
- **Regulering:** Et "aktuator-indgreb" som er baseret på en målt procesvariable. Eksempelvis on/off regulering af en målt temperatur (Lukket sløjfe).

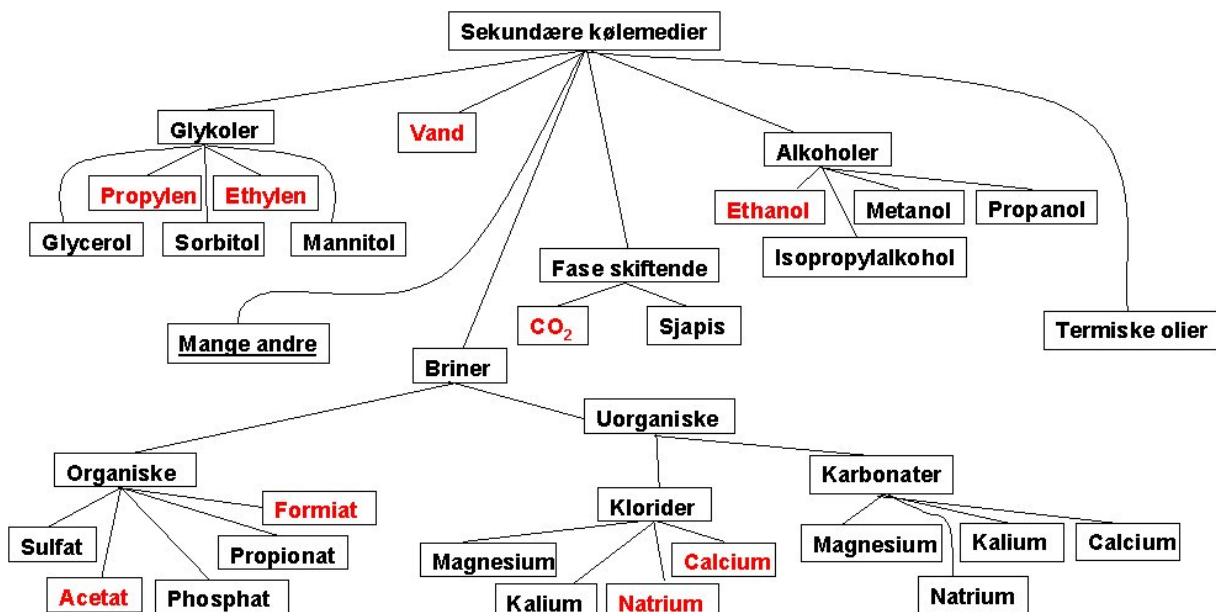
3 Sekundære kølemedler

Hovedforfattere: Torben Hansen, Ebbe Nørgård Teknologisk
Morten Juel Skovrup, IPU

Indledningsvis skal der henvises til programmet SecCool i , hvor der er mulighed for at regne på termofysiske data for alverdens sekundære kølemedler.

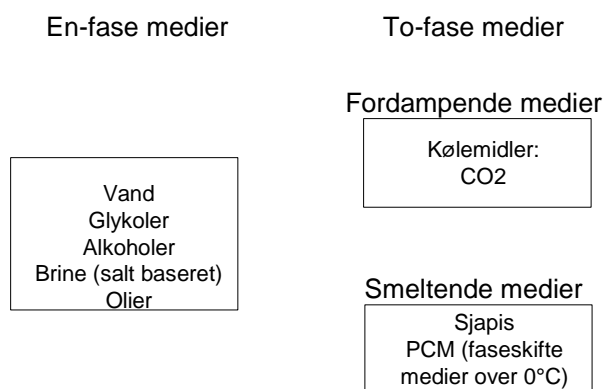
3.1 Oversigt

Sekundære kølemedier kan dannes af vandige opløsninger af en lang række stoffer med frysepunktsænkende egenskaber. Gennem de seneste årtier er der dannet praksis for at anvende andre medier, som ikke er vandbaserede, eksempelvis CO₂ og termiske olier.



Figur: Klassificeringsoversigt over gængse sekundære kølemedier

I praksis skelnes mellem en-fasede medier (baseret på vand eller termisk olier) og to-fasede medier, hvor det kølebærende medie udnytter den latente størkningsethalpi ved smeltning eller fordampningsenthalpi ved fordampning.



Figur 3.1: En-fasede og to-fasede sekundære kølemedier

3.2 Handelsnavne

Sekundære kølemedier baseret på ovennævnte additiver findes på markedet under en bred vifte af handelsnavne. Nedenstående tabel opsummerer udvalgte producenter og handelsmærker.

De kommercielt tilgængelige produkter er forskellige fra den vandige opløsning af det frysepunktsænkende additiv, idet der altid skal tilsættes hjælpestoffer som forhindrer korrosion, bakterievækst, skumdannelse, misfarvning o.s.v.

Som bruger bør man være opmærksom på, at anvende en industrikvalitet, som sikrer lang levetid og bred materialekompatibilitet.

Ved valg af glykoler bør man som køleanlægsbygger være opmærksom på, at mange af de markedsførte glykoler er udviklet til automobil industrien, hvor kravene til levetider og materialevariationer er begrænsede i forhold til industrielle køleanlæg.

Mange problemer i praksis kan undgås, ved at vælge et vel dokumenteret og gennemprøvet sekundært kølemedie. Køleanlæg skal holde i mange år og det kan være dyrt at gå på kompromis med kvaliteten!

Tabel: Oversigt over kommercielle sekundære kølemedier (kan udbygges gennem projektet)

Frysepunktsænkende additiv	Handelsnavn	Producent/forhandler	
Propylenglykol	Dowcal	DOW/SvedaKemi	
	Tyfocor L	Tyforop	
Ethylenglykol	Dowcal	DOW/SvedaKemi	
	Tyfocor	Tyforop	
Alkohol (ethanol)	Svedol KBS	SvedaKemi	

Kalium Acetat	Tyfoxit 1.2x	Tyforop	
Kalium Formiat	Tyfoxit F15 – F60	Tyforop	
	Antifrogen KF	Hoechst/SvedaKemi	
	Hycool	Hydro	
	Freezium	Kemira	
Kalium Formiat/Acetat	Temper	Aspen/AirCon	
Kalciumklorid	Kølsator	Reinholdt Kemi	
	BrineGuard	SvedaKemi	
Termiske olier	Dowtherm (flere var.)		
	Syltherm		

3.3 Valgkriterier

Mange faktorer er væsentlige ved valg af sekundært kølemedie. Valget af sekundært kølemedier fører som tilbage til anlægsprisen og medier med velafprøvede egenskaber i praksis pga. overvejelser om sikkerhed for drift og uheld. Ved relativt høje anvendelsestemperaturer (f.eks. $>-10^{\circ}\text{C}$) er stofegenskaberne som regel præget af vands stofdata og termofysiske forskelle mellem en-fasede kølemedier har lille indflydelse på anlægsudformingen. Der er en mangfoldighed af sekundære medier til rådighed over -10°C , men ofte falder valget på propylenglykol grundet lav toksistet, mangeårs veldokumenterede driftserfaringer, fornuftig Life Cycle Cost (total økonomi).

På længere sigt må det forventes at anvendelsen af to-fase medier stiger og erstatter en del områder, hvor enfase medier benyttes. I temperaturintervallet mellem -10°C og 0°C vil sjapis eller CO_2 indtage en stigende rolle på områder hvor faseskiftemedierne medfører reducerede omkostninger for anlæg og drift.

Der er ikke grundlag for at opstille tommelfingerregler for, hvornår CO_2 er at foretrække fremfor sjapis eller vice versa. Der er dog en tendens til, at anlæg med CO_2 pga. driftstryk på mellem 25 og 35 bar vil blive mindre kompetitive ved stigende anlægsdimensioner i forhold lavtrykssystemer med sjapis.

Ved lavere temperaturer (f.eks. $<-10^{\circ}\text{C}$) forringes de termofysiske egenskaber for glykoler og alkoholer, især slår effekten af stigende viskositet, faldende specifik varmekapacitet og faldende varmeledningsevnen igennem på anlægsudførelsen og driftsøkonomien. Trykfald og pumpearbejde stiger, mens varmeovergang i fordamper og ved kølesteder falder – alt i alt medvirkende til øgede

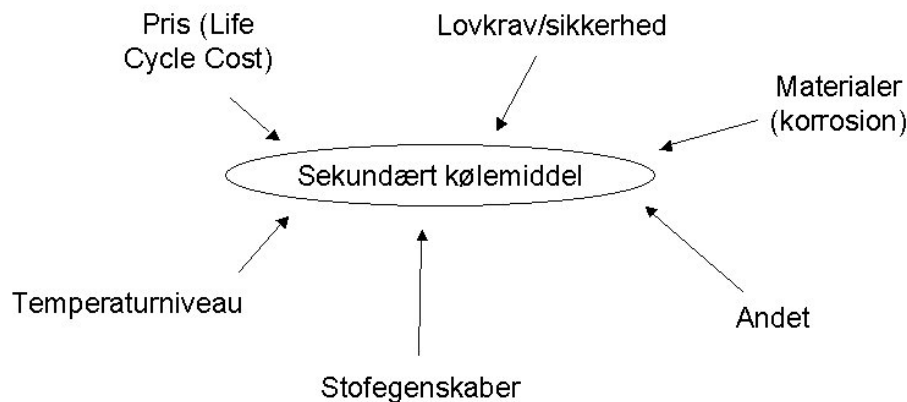
anlægsomkostninger (større pumper og større varmeveksler) og øgede driftsomkostninger (mere elforbrug på kompressor anlæg, pumper og ventilatorer på køleflader).

I stedet for glykoler og alkoholer kan der med fordel anvendes organiske eller inorganiske saltbriner. CaCl_2 har en lang årrække spillet en rolle ved lavtemperatursystemer, men grundet den høje korrosivitet af CaCl_2 og lovmæssige afskaffelse af typiske korrosionsinhibitorer så som kromater, er der vundet udbredelse af kaliumacetat og kaliumformiat briner, som kan anvendes ned til -50°C . Der er imidlertid endnu ikke et fuldstændigt klart billede af driftserfaringer og nødvendige foranstaltninger omkring anlægsudformning. Det må fastslås, at kravet til god praksis og omhyggelighed ved materialevalg, vedligehold og håndtering stiger i forhold til glykoler. Der findes skandinaviske artikler omhandlende sammenligninger af anlægs- og driftsøkonomiske forhold på anlæg med hhv. propylenglykol og organiske saltbriner, som viser besparelse mellem 10-20% for sidstnævnte, men det må fremhæves, at der skal tages forbehold for forudsætninger bag sammenligningsgrundlaget ved sådanne analyser.

I Sverige er der i løbet af de seneste 10 år skabt praksis for anvendelse af CO_2 som faseskiftende kølemedie i lavtemperatur systemer, og denne praksis er ved at vinde udbredelse i også i Danmark. I lukkede trykbærende systemer, kan der i mange sammenhænge opnås betragtelig anlægsbesparelser ved at anvende CO_2 i temperaturområdet -25°C til -50°C .

I åbne systemer (eksempelvis iskremfrysere og imersionsfrysere) er det ikke muligt at anvende CO_2 .

I den laveste ende af temperaturskalaen eksisterer termiske olier, som kan anvendes ned til -80°C . Den typiske anvendelse er i specialapplikationer i den kemiske industri, eksempelvis ved gummigrunelering og indkondensering af meget flygtige opløsningsmidler i aftrækssystemer fra kemiske processer.

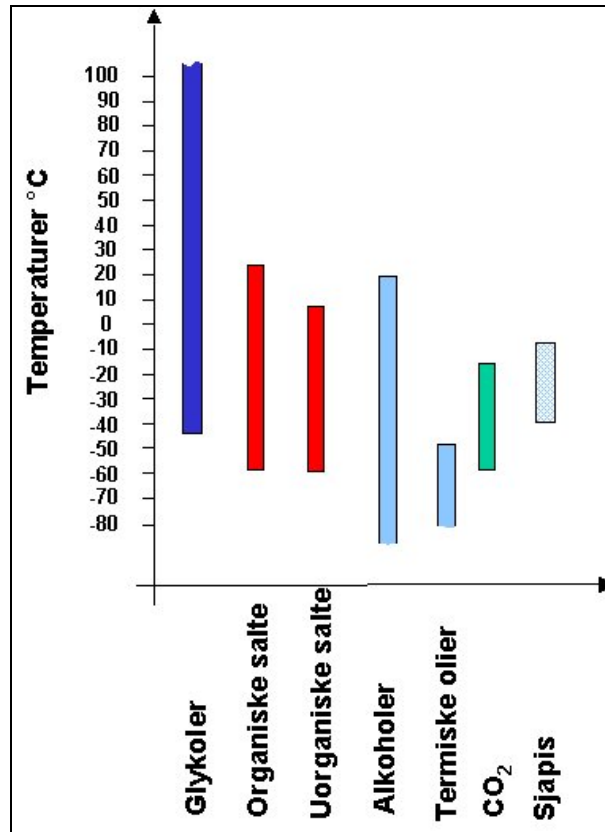


Figur: Betydende kriterier ved valg af sekundært kølemedie

3.4 Temperaturniveauer

Normalt spiller frysepunktssænkningen en stor rolle ved valget af sekundært kølemedie. Imidlertid skal der også i visse installationer tages højde for den maksimalt tilladelige anvendelsestemperatur. Dette er især vigtigt, hvis der indgår afrimning med varmt kølemedie eller hvis temperaturen af mediet stiger i blandsløjfer, fejlafspærrede pumper, eller ved stilstand i afspærrede varmevekslere.

Ved høj temperatur forøges korrosionshastigheden og inhibitorvirkning bliver i mange tilfælde mangelfuld ved længere tids høj temperatur. Der findes mange praktiske eksempler på anlægshavarier af denne årsag. Den øvre temperaturgrænse er især udtalt ved salt baserede systemer.



Figur: Temperaturområder for anvendelse

3.4.1 Risiko for frostsprængning

Ved lave koncentrationer af additiv er der med vandige sekundære kølemedier risiko for frostsprængning af rør og varmevekslere, hvis temperaturen kommer under frysepunktssænkningen. Imidlertid er problemet ikke udtalt i praksis, idet de fleste handelsmærker baseret på glykol og organiske salte indeholder har så høj additiv koncentration, at væsken under frysepunktet danner en pumpebar suspension (lignende sjapis).

For 30% propylen glykol (frysepunkt ca. -13°C), som er minimum koncentrationen af hensyn til bakteriologisk og korrosionsmæssig kontrol, haves en sprængningsgaranti ned til -76°C .

3.5 Korrosionsforhold

3.5.1 Forskellige typer korrosion

- Fladekorrosion
- Spaltekorrosion

- Pitting
- Stress korrosion
- Galvanisk korrosion
- Mikrobiologisk korrosion
- Strømningskorrosion (erosion)

Korrosion er en naturlig tilstand for metaller udvundet af metaloxider og vil altid forekomme. Det afgørende er hastigheden, hvormed det sker

Den elektrokemisk korrosionsproces foregår ved at en del af metallet virker som anode og en anden som katode (batteri). Den tilstedeværende væske virker som katalysator. Anoden tæres ved afgivelse af elektroner til katoden og anoden tæres.

Faktorer som bestemmer korrosionshastigheden

- Mængden af tilstedeværende **ilt**
- **Temperaturen** (jo højere des værre)
- Tilstedeværelsen af **syrer** eller **klor** og/eller **sulfat -ioner**
- pH værdi

3.5.2 Korrosionsinhibitorer

Selvom alle forhold er udført med henblik på minimering af korrosionsrisikoen skal det sekundære kølemedie korrosionssikres. Glykoler, alkoholer og organiske saltbriner kan tilsættes inhibitorer som modvirker den kraftige korrosion som de rene stoffer ellers foranlediger. Forskellige inhibitorer danner en korrosionsbeskyttende overflade på metallet, men virkningen af en specifik inhibitor er specifik for et metal, og der er således tale om en inhibitorpakke. Eksempelvis anvendes salte af carboxylsyrer og borax til beskyttelse af stål og støbejern, og silikater til beskyttelse af aluminium. Det er vigtigt at inhibitorerne er stabilt opløselige i kølemediet, hvilket ofte kræver yderligere hjælpestoffer.

Der anvendes forskellige inhibitorpakker for hver enkel type sekundært kølemiddel.

De er primært ved den samlede kvalitet af inhibitorpakken, at de enkelte producenter af sekundære kølemedier adskiller sig fra hinanden.

Uorganiske saltbriner er vanskelige at beskytte med miljøvenlige korrosionsinhibitorer, og korrosion er en faktor man må kalkulere med og bedst mulig forebygge gennem materiale valg.

3.5.3 Målestok for korrosion

Den mest udbredte målestok for sekundært kølemedier er test udført i henhold til standarden ASTM D 1384. Ved testen anbringes metaller i mediet ved 80°C og eksponeres for en konstant lufttilførelse på 100 liter/minut i 336 timer. Ved vejning af metalprøven kan korrosionsvirkningen angives som enten [g/m²], [mm/år], [mm²/år], [mm³/år] eller lign.. Angivelsen varierer afhængig af kilde, som det fremgår af tabellen på næste side. Bemærk, at negativ værdier viser en vægt forøgelse.

Som det fremgår, vil det være ønskeligt, hvis der kunne opnås enighed om en standard for angivelse af korrosionsdata for sekundære kølemedier!

Resultaterne kan anvendes som komparativ målestok for inhibitorvirkningen og den potentielle korrosivitet af kølemediet uden inhibitorer, men viser ikke stabiliteten af inhibitorpakken.



Figur: Visuel sammenligning af metalprøver efter ASTM 1384 test for Tyfoxit F-40 og uinhibiteret kaliumformiat.

Ved $\text{pH} < 7$ (syre) accelereres oxidering af metaller, og pH værdien af det sekundære kølemedie justeres derfor til et basisk niveau mellem 7-10. Imidlertid korroderes zink kraftigt under basiske forhold og i modsætning til vandsystemsmer, skal zink undgås i alle anlæg med sekundære kølemedier.

På billederne ovenfor ses tydelig udvaskning af zink og dannelse af oxideret af jern (Fe).

Tabel: ASTM 1384 korrosionstest data for forskellige sekundære kølemedier. Fremhævede værdier indikerer korrosivitet højere end standardens grænseværdier.

Reference	DOW	Tyforop	Tyforop	DOW	DOW	Tyforop	Tyforop	Tyforop	Tyforop	Kemira	Temper	DOW	Tyforop	Tyforop
Additiv	Propylen glykol	Propylen glykol	Propylen glykol	Ethylen glykol	Ethylen glykol	Kalium acetat	Tyfoxit 1.20	Kalium formiat	Tyfoxit F40	Free-zium	Kalium formiat/acetat	CaCl2	CaCl2	CaCl2 – inhib.
Koncentration	33 vol%	54 %	Tyfocor L	33 vol %	50 vol%	39%	39%	41 vægt %	41vægt %	43%	?	30 vol %	28.3 %	28.3 %
Materiale	g/mm ²	mm/år	mm/år	g/mm ²	g/mm ³	mm/år	mm/år	mm/år	mm/år	mg/sam ple	g/m ²	g/mm ³	mm/år	mm/år
Kobber (SF Cu)	0.2	0.020	0.0007	-0.1	-1.24	0.07	0.003	0.070	0.01	2.5	0.32	-11.00	0.02	0.015
Loddetin (L SN 30)	-0.2	0.430	0.0004	0.0	-2.84	0.37	0.200	0.370	0.19	112	-	-443.00	1.39	1.020
Messing (Ms. 30)	0.0	0.020	0.0003	-0.1	-1.30	0.08	0.001	0.080	0.00	2	0.45	-36.00	0.11	0.060
Støbejern (GG26)	0.2	0.830	0.000	0.0	-0.30	0.13	0.002	0.130	0.01	306	5.01	-310.00	1.04	0.730
Stål (HI)	0.1	0.520	0.000	-0.2	-0.50	0.18	0.000	0.080	0.00	-0.5	5.9	-95.00	0.32	0.220
Støbealuminium (GAlSi6Cu4)	-0.5	0.380	0.002	0.3	0.65	0.19	0.002	0.190	0.00	1	-	-135.00	1.25	1.250

3.6 Vedligehold

3.6.1 Opblanding

Handelsprodukter sælges som oftest som færdige opløsninger for en given frysepunktsænkning. Ved påfyldning og ændring i anlæggets additiv koncentration skal rådes til forsigtighed, hvis der afviges fra vedligehold med færdige handelsblandinger. Dette skyldes dels hensynet til koncentrationen af stoffer i inhibitorpakken, som ved fortyndingen kan øge risiko for anlægsnedbrud.

Endvidere eksisterer der en risiko for fejlvurdering af frostsikringen ved egen opblanding i anlægget, da blandbarhed og opløselighed ikke er fuldstændig.

Eksempevis vil påfyldning af koncentreret glykol, som ikke er 100% blandbar med vand, og tilsætning af rene salt, som kan udfælde lokalt ved påfyldningsstedet, have en tidsforsinkelse i forhold til koncentrationsudjævning og kan give lokale variationer indtil ligevægt er etableret i anlægget.

Mange driftsansvarlige er i tidens løb blevet overrasket over, hvad additiv koncentrationen i virkeligheden var i anlægget.

Krav til kvaliteten af vand varierer afhængig af additivtype og leverandør. I visse tilfælde kan accepteres almindelig tappevand, men af hensyn til lokale variationer i hårdhedsgrad og ledningsevne, må der kraftigt tilrådes, at der benyttes ionbyttet eller demineraliseret vand for at undgå kalkaflejring og minimere korrosionsrisikoen.

3.6.2 Stabilitet og reaktivitet.

Stabiliteten påvirkes i høj grad af tilstedeværelsen af ilt og stilstand ved høje temperaturer. Ilt, som kan hidrøre fra slet praksis i ved påfyldning, manglende luftudskillere i anlægget, ilt diffunderende elastomerer og opløst ilt i spædevand, vil nedbryde inhibitorpakken.

Kølemediets tilstands bør kontrolleres løbende efter aftale med leverandør.

3.6.3 Opbevaring

De fleste vandbaserede produkter kan opbevares ved almindelige indekonditioner i originalemballage eller polyethylen beholdere i minimum 3 år. Vær opmærksom på producentens datablad i hvert tilfælde.

CO₂ trykflasker skal opbevares i aflåst gitterskab eller lignende.

3.7 Forhold omkring håndtering, sikkerhed og lovgivning

3.7.1 Håndtering

Håndtering ved fyldning og servicering af anlæg med sekundære kølemedier bør altid foregå i overensstemmelse med den medfølgende vejledning.

3.7.2 Sikkerhed

Uanset kølemedie bør man være forberedt foranstaltninger mod eventuelle lækager/uheld. Af vejledningen skal fremgå om der skal anvendes åndedrætsværn, øjenbeskyttelse, handsker og anden nødvending beklædning. Det kan generelt anbefales at anvende øjenbeskyttelse og gummihandsker ved enhver håndtering.

3.7.3 Lækage

I tilfælde af lækage bør der forud for fyldning sikres, at afløb fra rum i videst mulig omfang er afspærret, samt at der på lokaliteten forefindes de rette rekvisitter for rengøring. I de fleste tilfælde vil et absorberende materiale (f.eks. savsmuld) være velegnet til grov rengøring. Efterfølgende kan rengøres med vand.

Man skal være opmærksom på potentielle skader på bygninger og bygningsinstallationer, som kan beskadiges ved lækage. Eksempelvis galvaniserede kabelbakker, drypbakker og rør kan lide kraftig beskadigelse ved lækage.

Som god praksis bør enhver forekommende lækage rapporteres til den bygningsansvarlige, især i ofrbindelse med nye sekundære kølemedier baseret på organiske salte.

De fleste leverandørers datablade indeholder oplysninger om biologisk nedbrydelighed, økotoksiske effekter og håndteringsanbefalinger ved afskaffelse. I de fleste tilfælde kan meget små mængder (få liter) bortledes gennem kloaksystemet, men afskaffelse af det sekundære kølemiddel skal det altid aftales med den lokale miljøinstans. Større mængder skal normalvis destrueres

3.7.4 Toksitet:

Giftigheden af sekundære kølemedier udtrykkes ofte ved det begrebet LD₅₀ [mg/kg], som står for Lethal Dosis 50%.

Metoden referer til den koncentration af stoffet pr kg kropsvægt, hvor 50% af den eksponerede population dør (typisk rotter) og kan anvendes til sammenligning mellem stoffer, men er svær at anvende som praktisk målestok.

3.7.5 Andet

Risiko for elektrostatisk gnist dannelse ved termiske olier og i nogen omfang også rene glykoler.

3.8 Oversigt: Gængse sekundære kølemedier

3.8.1 Glykoler

3.8.1.1 Temperatur forhold

Bør ikke anvendes ved temperaturer lavere end - 10°C. Kan anvendes op til 140°C (propylen glykol fra Tyforup GmbH). Ethylen glykol kan anvendes ned til - 40°C

3.8.1.2 Korrosionsforhold

Gykoler skal altid korrosions inhibiteres

Anvendes i koncentrationer > 20 % vol. Ved høje koncentrationer forøges korrosion af zink, tin og messing. Ved høje koncentrationer (> 25% vol) forhindres bakterievækst pga. højt osmotisk tryk

3.8.1.3 Vedligehold

Ved korrekt brug bevares egenskaberne i 20 år

3.8.1.4 Sikkerhed/lovkrav

Ethylenglykol er giftig (LD₅₀ = 500ppm), mens andre glykoler gerne må anvendes i f.eks. Fødevarerindustrien. Ethylenglykol findes på listen over uønskede stoffer.

3.8.2 Termisk olier

3.8.2.1 Temperatur forhold

Specielt anvendelige ved lavtemperatur applikationer (-50°C og derunder)

3.8.2.2 Korrosionsforhold

Skal korrosions inhibiteres

3.8.2.3 Vedligehold

Kan udfælde benzen

3.8.2.4 Sikkerhed/lovkrav

Brandfare især ved statisk elektricitet. Nogle er giftige

3.8.2.5 Andet

Høj LCC

3.8.3 Uorganiske salte

3.8.4 Temperatur forhold

Gode stofegenskaber ved temperatur niveauer højere end - 50°C (CaCl₂)

3.8.4.1 Korrosionsforhold

Korrosive overfor mange metaller p.g.a klorid ioner. Specielt aggressivt ved høje temperaturer. Bør ikke anvendes ved temperatur niveauer højere end 0°C

3.8.4.2 Vedligehold

pH værdien bør kontrolleres 1 gang årligt

3.8.4.3 Sikkerhed/Lovkrav

Må anvendes i fødevarer industrien

Calciumklorid LD₅₀ = 1000 (ikke giftig)

Kaliumkarbonat LD₅₀ = 1870 (ikke giftig)

3.8.4.4 Andet

Høj LCC

3.8.5 Organiske salte

3.8.5.1 Temperatur forhold

Gode stofegenskaber ved temperaturer fra -60°C til 20°C . Kan dog godt tåle højere temperaturer i kortere perioder (afrimning), op til 80°C hvis materialet er rustfast stål

3.8.5.2 Korrosionsforhold

Indeholder ikke klor ioner, hvorfor de ikke er nær så korrosive som de uorganiske, dog korrosive og inhibitor pakken bør holdes intakt. OBS omkring temperaturer for afrimning

3.8.5.3 Vedligehold

pH værdien bør kontrolleres en gang årligt

3.8.5.4 Sikkerhed/Lovkrav

Mange må anvendes i fødevarerindustrien

3.8.5.5 Andet

Medium LCC

3.8.6 Alkoholer

3.8.6.1 Temperatur forhold

Relativt gode stofegenskaber fra -30°C og opefter, men kan anvendes ved meget lave temperaturer

Alkoholen fordampes i åbne systemer, specielt ved temperaturer over ca. 10°C

3.8.6.2 Korrosionsforhold

Angriber metaller

Gode vækstbetingelser for bakterier, som kan give spaltekorrosion, hvis ikke der er inhiberet korrekt

Visse blødgjorte plasttyper bør ikke anvendes da alkoholen kan opløse disse

3.8.6.3 Vedligehold

Bør kontrolleres for bakterie vækst, og koncentration ved årligt eftersyn

3.8.6.4 Sikkerhed/lovkrav

Brandfare ved høje koncentrationer

Ethanol må anvendes i fødevarerindustrien

Methylalkohol (methanol) er giftig ($\text{LD}_{50} = 786$)

3.8.6.5 Andet

Middel LCC

3.8.7 CO₂

3.8.7.1 Temperatur forhold

Anvendes typisk ved lave temperaturer p.g.a. højt tryk. -55°C til -10°C
Har meget gode stofegenskaber ved disse temperaturer

3.8.7.2 Korrosionsforhold

Tilstedeværelse af vand kan danne kulsyre

3.8.7.3 Vedligehold

Permeabilitet af elastomerer
Fyldning skal kontrolleres jævnlige, mindst én gang årligt

3.8.7.4 Sikkerhed/lovkrav

Kan anvendes overalt.
Specielle hensyn til det høje tryk

3.8.7.5 Lækage detektor:

5%: hyperventilation, forhøjet puls,
10%: rødmen, hovedpine, svimmelhed, træthed

3.8.7.6 Andet

Stor kølekapacitet idet man udnytter den latente fordampningsvarme
Små strømningsmængder
Lavere anlægsinvestering i.f.t. traditionelle sekundære medier
Anvendes kun i lukkede systemer
Lav LCC

3.8.8 Sjapis

3.8.8.1 Temperatur forhold

Kan anvendes ved temperaturer mellem -40°C til -2°C. Primært mellem -10°C og -2°C

3.8.8.2 Korrosionsforhold

Afhænger af additiv (salt, alkohol eller glykol).

3.8.8.3 Vedligehold

Afhænger af additiv (salt, alkohol eller glykol).

3.8.8.4 Sikkerhed/lovkrav

Kan anvendes overalt afhængig af additiv

3.8.8.5 Andet

Dyr fordamper men....

Stor kølekapacitet idet man udnytter den latente smeltevarme

Små strømningsmængder

I visse tilfælde forøget anlægsinvestering i.f.t. traditionelle sek. km.

Mulighed for lagring

Bedre varmeoverføring og højere tryktab end traditionelle sek. km.

3.9 Kilder:

Hillerns, Frank, "Thermophysical Properties and Corrosion Behavior of Secondary Coolant",
2001 ASHRAE Winter Meeting, Atlanta GA, Jan. 2001

Aspen Temper, produktblad

Freezium, produktblad

4 Guideline til energifokuseret design og regulering

4.1 Myter der hæmmer energioptimering

Hovedforfatter: Arne Jakobsen IPU

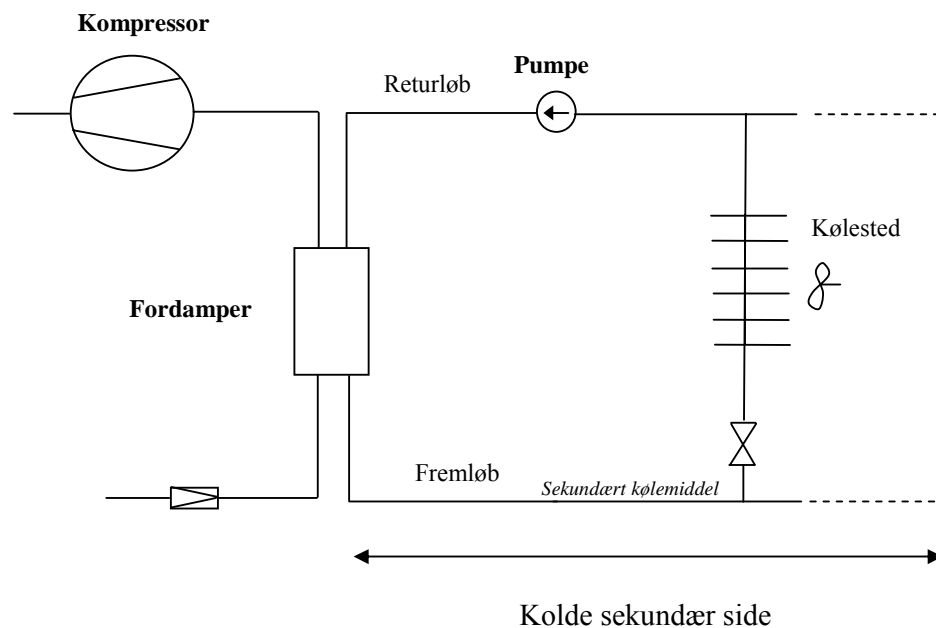
4.1.1 Formål

Hensigten med dette notat er - ud fra et energimæssigt synspunkt - dels at beskrive ideelt design af sekundærsiden af et køleanlæg dels at beskrive de tab som opstår under faktiske forhold.

4.1.2 Begrebsafklaring

Den kolde sekundær side transporterer kulden fra fordamperen ud til brugstederne - f. eks. de distribuerede luftkølere.

Den varme sekundær side transporterer varmen fra kondensatoren til omgivelserne. I det følgende fokuseres på den kolde sekundær side, men de generelle betragtninger er også gældende for den varme sekundær side.

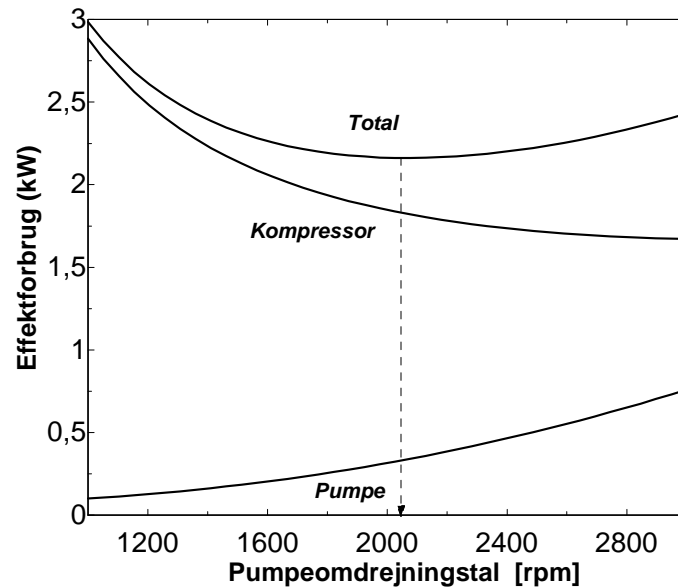


4.1.3 Det ideelle system og afvigelser herfra

I forhold til et såkaldt "direkte system", så er der tilføjet en pumpe (eller flere pumper) til systemet. Umiddebart kan en energioptimeringsopgave så formuleres som at minimere energiforbruget til pumpen, hvilket leder til ønske om små flow og små tryktab. Der er dog den kompleksitet at lavere flow af sekundært kølemiddel gennem fordamperen vil nødvendiggøre en

mindre fordampningstemperatur for at overføre den samme kuldeydelse, hvilket vil føre til et højere energiforbrug af kompressoren. Dette principielle samspil er illustreret på figuren på næste side.

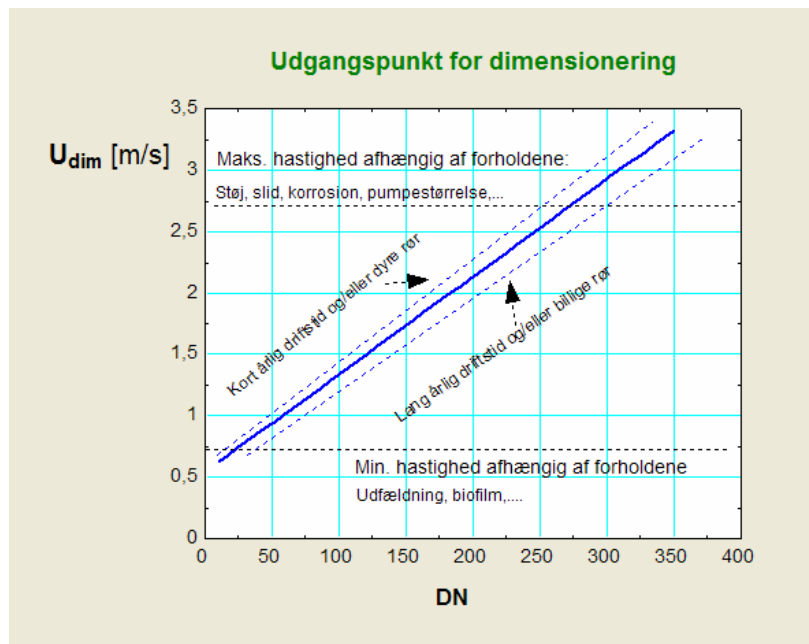
Tallene repræsenterer et bestemt system, men det generelle resultat er at der er et flow (i en given belastningssituation), som minimerer det totale energiforbrug (kompressor + pumpe). Stort flow giver god varmeovergang og små temperatur-differencer, men relativt stort tryktab og effektoptag af pumpen. Lille flow giver dårligere varmeovergang, større temperatur -differencer, men pumpen bruger ikke så megen energi.



Ofte beskrives driftsopgaven, som at der skal leveres en given kuldeydelse med en ønsket fremløbstemperatur.

Energimæssigt gælder det om at sikre at den ønskede fremløbstemperatur ikke er sat unødvendigt lavt. Med en højere fremløbstemperatur kan man nøjes med en højere fordampningstemperatur, hvilket vil reducere energiforbruget til kølekompressoren ("chilleren").

Resultater fra ESO projektet ("Energioptimal styring og overvågning af køleanlæg" - EFP journalnummer 1273/00-0023) indikerer at følgende dimensionerings-tommelfingerregler giver anlæg, hvor der er god balance mellem "flowtab (tryktab → pumpeeffekt)" og "termiske tab (temperaturdifferencer; større $\Delta T \rightarrow$ større kompressoreffekt)". Følgende retningslinier gælder for et sekundært kølemiddel på væskeform.



Opvarmningen af det sekundære kølemiddel i luftkøleren skal være ca. 3 K, idet der vil være en opvarmning i frem- og returløbene, vil 4 K nedkøling af det sekundære kølemiddel gennem fordampere være passende. Hermed er de dimensionerende flow indirekte fastlagt.

Når man skal dimensionere rørdiameter, så spiller ud over tryktab også prisen på rørene ind. Store rør er uforholdsmæssige dyre, hvorfor det kan være økonomisk at tillade lidt større hastigheder.

Diagrammet ovenfor kan benyttes som retningslinie:

Ved varierende kølebehov er det ideelle at flowet tilpasses. Dvs. at flowet sænkes når kølebehovet falder. Samtidig kan det være at man i nogle behovssituationer kan klare sig med en højere fremløbstemperatur. Lavere flow og højere fremløbstemperatur vil både sænke energiforbruget til pumperne og energiforbruget til kompressor anlægget.

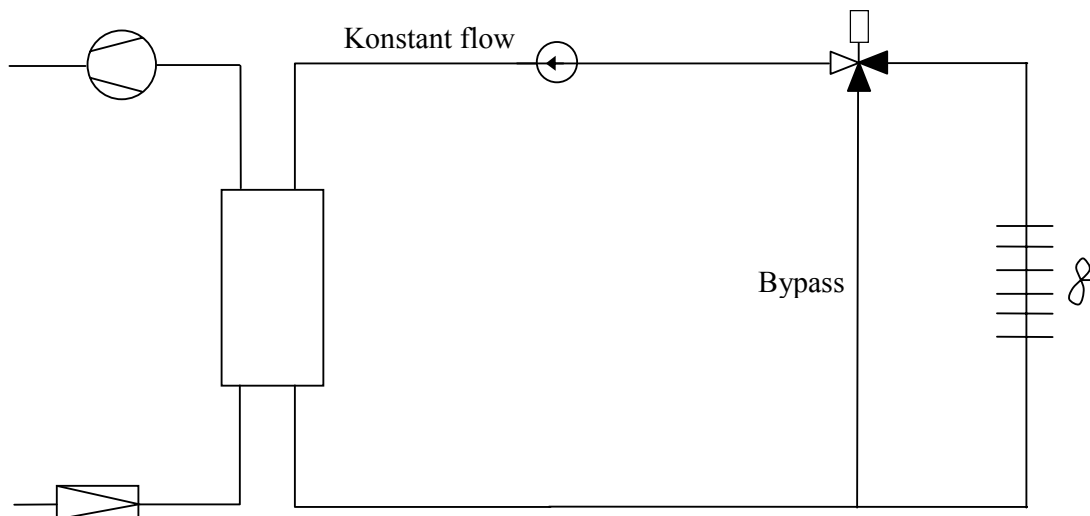
Da kølestederne ofte er parallelt-koblet, og lufttemperaturen reguleres af en termostat, som åbne/lukker for den pågældende delstreng, så gælder det om at sætte fremløbstemperaturen så højt at man opnår at "det mest belastede kølested" netop holder temperaturen ved vedvarende aktiv delstreng.

En sådan regulering kræver en systemovervågning af alle delstrengene, sådan at en masterregulering kan adaptere sig frem til den nødvendige fremløbstemperatur.

Traditionel regulering og design af "vandbårne" systemer har ofte indbygget nogle energimæssige uhensigtsmæssigheder. Nogle af disse baserer sig på "myter", traditioner og praktiske forhold som at der er forskellige leverandører til de forskellige delsystemer. Derfor kan det være praktisk at specificere konstante "randbetingelser" til disse del-leverancer, såsom at der skal kan regnes med konstant flow eller temperatur et givet sted i systemet. Det pågældende flow eller temperatur vil i bedste tilfælde være energioptimalt i eet driftspunkt.

Myte 1:

Der skal være konstant flow gennem fordampere.



Bekymringen har været at variabelt flow gennem fordamperen kunne give ustabilitet pga. skarpt omslag mellem laminar og turbulent strømning, og at overhedningsstyringen blev forstyrret. Begge dele har vist sig i praksis ikke at være noget væsentligt problem. Flere målinger viser at der er en glat "overgang" mellem laminar og turbulent strømning, formentlig pga. "forstyrrelser" fra bøjninger, ruheder etc. Faktisk skal man gøre sig megen umage for at etablere en strømning i et langt glat rør førend omslaget vil være tydeligt.

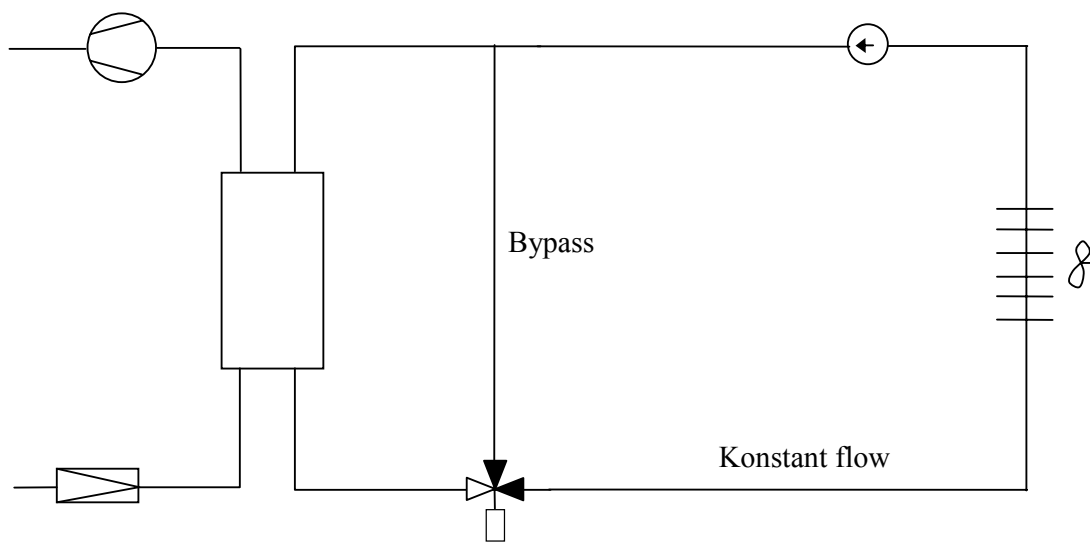
Hvis pumpeflowet "rampes" op og ned med passende rampetid, så vil overhedningsstyringen kunne nå at tilpasse sig.

Rent termodynamisk vil blandingen af to forskellige temperaturer altid være "skidt", idet det giver exergitab. I praksis vil returtemperaturen til fordamperen blive koldere pga. bypasset, hvilket bevirker at fordampningstemperaturen bliver lavere end den ellers ville kunne være. Og dette medfører en reduceret COP for kølesystemet (højere kompressorenergiforbrug).

De energimæssige fordele ved variabelt flow er at det alternative konstante flow normalt er sat efter maksimal kuldeydelse, og en strategi hvor flowet følger kuldeydelsen med ned vil selvsagt spare pumpeenergi. Endvidere vil afkølingen af vandet (det sekundære kølemiddel) også vil være af passende størrelsesorden hele tiden, hvilket har betydning for etablering af overhedningen på kølemiddelsiden.

Myte 2:

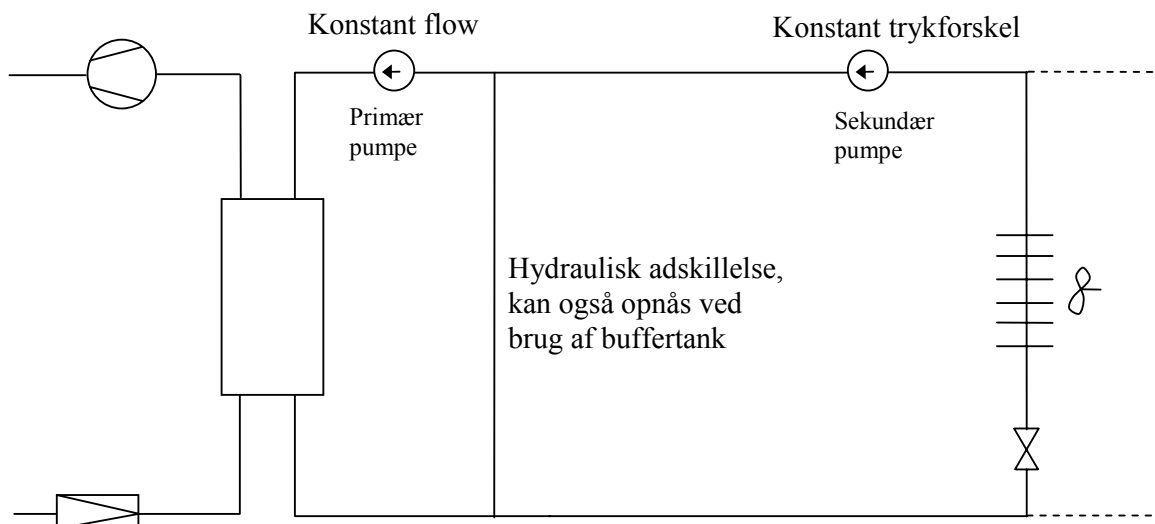
Der skal være konstant flow gennem luftkøleren.



Præcis samme betragtninger som under den forrige myte gør sig gældende.

Myte 3:

Man skal have hydraulisk adskillelse mellem flow gennem fordamper og flow ud til kølestederne.



Der er oplagt nogle praktiske fordele ved det viste layout, hvori indgår en primær pumpe, der betjener fordamperen og en sekundær pumpe, som bringer flowet ud til kølestederne og sikrer tilstrækkeligt med trykforskel til rådighed for de lokale reguleringsventiler.

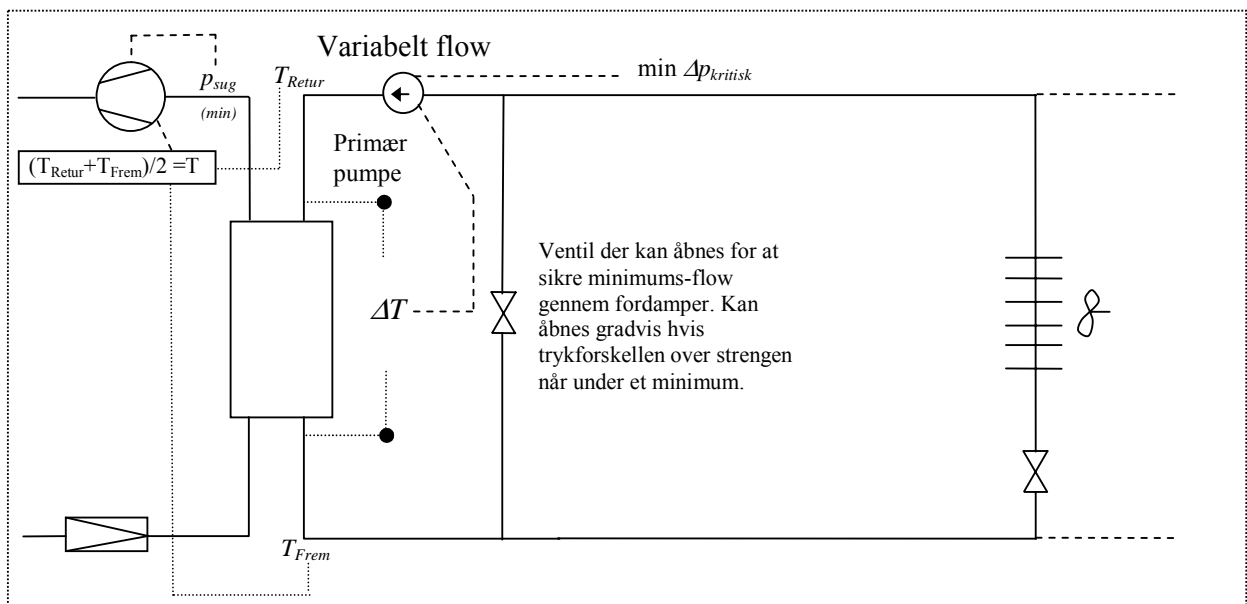
Men selvom om det er praktisk - så er det dyrt både i indkøb og i drift. Dyrt i indkøb fordi det er dyrere med to pumpe-sæt fremfor eet selvom dette skal være lidt større. Dyrt i drift fordi der i de fleste driftssituationer pumper mere flow - både i primær og sekundærkredsen - end nødvendigt (dvs. man kan nedsætte flowene og spare effekt på disse, uden at kompressorens effektforbrug stiger tilsvarende).

Selvom det kan beregnes at såkaldte "primary pump only VSD¹ systems" sparer energi, så er der så store trægheder - og også praktiske og konkurrencemæssige hensyn - at disse skift i anvisninger ikke slår igennem fra den ene til den anden dag. I ASHRAE regi i USA har der i de senere år været mange diskussioner og undersøgelser omkring fordel/ulempen ved den ene systemkonfiguration fremfor den anden. I DESIK regi var vi så heldige at få et samarbejde med een af nøgleforskerne - Professor William Bahnfleth fra Penn State University. Han deltog på det sidste projektseminar på Grundfos Oktober 2005.

Hovedklusionen er at brug af et A/C system til bygninger med een (primær) pumpe med variabel hastighed, som eksempelvis reguleres efter afkølingen af det sekundære kølemiddel gennem fordampere, vil spare størrelsesorden 35 % pumpeenergi (og ca. 5 % totalenergi når energiforbruget til blæsere og kompressorer medtages) i sammenligning med traditionelle systemer der benytter kombinationen af primær og sekundære kredse.

Disse konklusioner passer godt med de simuleringsresultater, som Grundfos i DESIK projektet har været hovedaktør bag (jvf. afsnit 8).

Generelt kan således siges at der ud fra drifts- energimæssige overvejelser samt hensyn til indkøbspris - anbefales følgende system som udgangspunkt.



I ovenstående system forestilles primærpumpen at regulere afkølingen (ΔT) af det sekundære kølemiddel. Dog under hensyn til sikring af tilstrækkeligt trykfald til det kritiske kølested (hvilket ofte vil være det der er placeret længst væk).

Kompressorkapaciteten regulerer kølemiddeltemperaturen (middel mellem frem og retur), dog under hensyntagen til at sugetrykket ikke bliver så lavt at der kan blive problemer med frysning af det sekundære kølemiddel.

Endelig er indsat en ventil som sikrer omløb omkring fordampere, hvis flowet bliver mindre end den størrelse som fordampere "kan leve med".

¹ Variabel hastigheder

Det ovenfor beskrevne layout og dertil hørende reguleringsstrategi er rationel, også i den forstand at man kan angive fornuftige værdier for diverse sætpunkter på forhånd, idet disse har en klar termo-fluid betydning.

Det minimale sugetryk skal sættes til ca. 0,5 K højere end frysepunktet for det sekundære kølemiddel. Temperaturen af det sekundære kølemiddel skal sættes ca. 5 K lavere end den koldeste af de ønskede lufttemperaturer på kølestederne.

Afkølingen af kølemidlet gennem fordamperen skal sættes til ca. 4 K.

Diverse minimumstrykfald fås fra karakteristikken af fordamperen og de indgående luftkølere, men vil typisk være af størrelsesorden 1 mVs.

Afsluttende kan siges at det billigere og mere energieffektive system kræver en mere intelligent systemstyring end de traditionelle design. Men netop fremkomsten af effektive variabel hastigheds-pumper, samt mulighed for opbygning af systemstyringer der tager hensyn til flere ting, og som kan udføre diverse beregninger giver generelt mulighed for mere optimale systemopbygninger og styringer, hvilket det her skitserede system er et eksempel på.

4.1.4 Sammenfatning

Omløb, bypass, blandinger af flow og tryktab over ventiler giver tab i forhold til den ideelle energimæssige situation. Mange af de beskrevne tab kan undgås med en hensigtsmæssig udformning af sekundær kredsen. En udformning der til og med er enklere, billigere i indkøb og billigere i drift. "Omkostningen" er et mere avanceret og integreret reguleringsystem, og en ændret indregulering af anlægget. Sidstnævnte behøver dog ikke nødvendigvis at være mere tidskrævende - men den er blot anderledes i forhold til indreguleringer, hvor der benyttes faste værdier for diverse trykforskelle og flow.

Derudover foreligger der en systemoptimeringsopgave mellem kompressorenergiforbruget og pumpeenergiforbruget i den sekundære kreds. Denne balance kan findes ved at benytte (nær)energioptimale sætpunkter til afkølingen af det sekundære kølemiddel gennem fordamperen.

4.2 Energioptimalt systemsamspil

Hovedforfatter: Arne Jakobsen IPU

4.2.1 Formål

Hensigten med dette notat er at illustrere og kvantificere to systemoptimeringsaspekter, som knytter sig til brug af indirekte køleanlæg. De to problemstillinger er:

- Optimalt system-sammenspil mellem ventilation og køling i A/C systemer til bygninger
- Optimalt system-sammenspil mellem kompressor og pumpe på sekundærside.

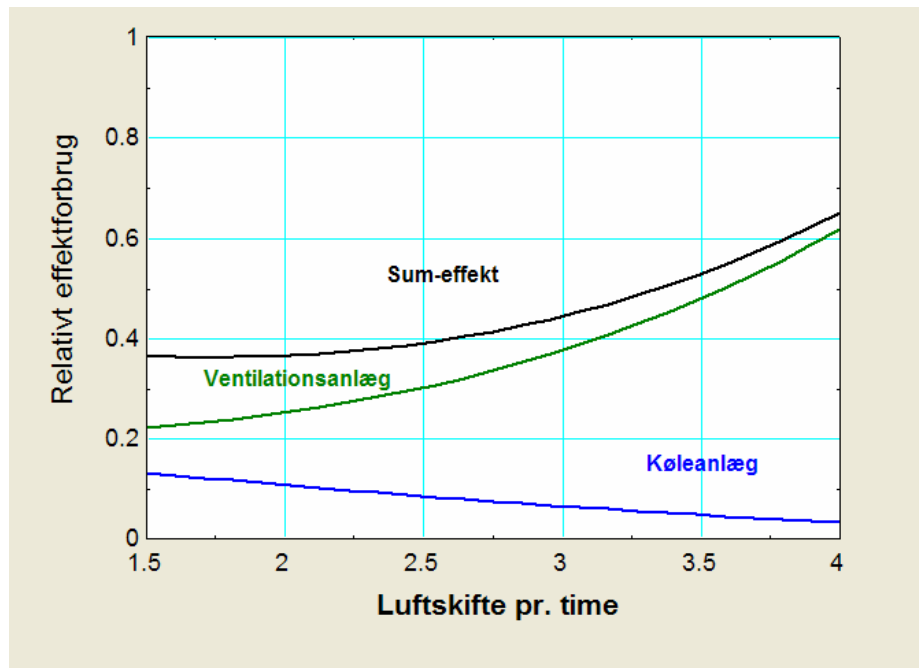
4.2.2 Energioptimalt samspil mellem ventilation og køling

Der er ofte fokus på minimering af kølebehov til bygninger, overvågning af *COP* og opfølgning på faktisk energiforbrug til kølekompressorner. Men det viser sig i praksis at antal driftstimer om året til A/C køling i Danmark typisk er ret lavt (størrelsesorden 400 timer), mens ventilationsanlægget både har betragtelig længere driftstid (størrelsesorden 4000 timer) og der er større effektforbrug til ventilatorer.

Der er både design og driftsstrategi optimeringsovervejelser, som relaterer sig til samspillet mellem ventilation og køling. Luftsiftet er nedadtil begrænset ud fra et behov for friskluft. Typisk tilstrækkeligt luftsifte er to gange pr. time. Hvis der er brug for køling via ventilationsluften kan det være nødvendigt at sætte luftmængden op (måske op til et luftsifte på 4 gange/time) enten fordi at indblæsningstemperaturen ellers vil blive for lav eller - i tilfældet køling ved kold udeluft - for at opnå tilstrækkelig køling.

Hvis man havde valgt en systemudformning med lokale kølere i diverse rum (eksempelvis kølebafler eller kølelofter), så undgår man bindingen mellem køling og luftmængde. Umiddelbart får man måske et dyrere system i anskaffelse - men kan evt. nøjes med mindre ventilationskanaler, så der er mange faktorer som skal tages i ed i en rationel økonomisk sammenligning.

Hvis der er tale om et system, der benytter køling af ventilationsluften, så opstår der en driftsoptimeringsopgave. Lad os tage et eksempel til illustration af den generelle udfordring. Antag at der er 22 °C i kontorerne, og udetemperaturen er 17 °C og der opstår et (mer)kølebehov. Kan det så bedst betale sig at sætte luftmængden op eller bedre betale sig at anvende (mere) aktiv afkøling med den nuværende luftmængde - eller evt en kombination af begge strategier.



Figur 4.2.1: Energooptimalt luftskifte.

I den viste figur 4.2.1 er vist forløb for et "tænkt" simuleret anlæg. Dvs. det er det principielle forløb som er interessant. Energiforbruget (for givent kølebehov i bygning) til køleanlægget falder med stigende luftmængde af to årsager. Dels vil en større del af køleydelsen kunne tilvejebringes ved hjælp af kold friskluft dels stiger *COP* for køleanlægget, idet varmeovergangen mellem ventilationsluft og kølekreds forbedres (dvs. fordampningstemperaturen stiger).

Det ses at effektforbruget til ventilationsanlægget stiger kraftigt med stigende luftmængde. I teori - og også med god tilnærmelse i praksis - stiger effektforbruget med luftmængden i tredje potens.

Endvidere ses at det energioptimale luftskifte i den givne situation er ca. 2 og effektforbruget til ventilation bliver (endnu mere) dominerende, når dette luftskifte sættes op. Det faktisk optimale luftskifte vil afhænge af de dimensionerende tryktab i luftkanalerne samt effektivitet af ventilatorer og køleanlæg.

Den generelle konklusion er, at selvom energiforbrug til køling i en kontorbygning har en vis betydning, så vil dette oftest være markant mindre end det tilsvarende energiforbrug til ventilation. Hvis der i en given situation vurderes at luftmængden skal øges for at skabe mere køling, så bør det overvejes om det ikke bedre kan betale sig at beholde luftmængden (eller i det mindste ikke sætte den så meget op) ved at lade køleanlægget sænke temperaturen af luften. Der kan være en opgave i at undgå træk ved kold indblæsningsluft, men der findes efterhånden armaturløsninger, som trækker rumluft "op i en blandingszone", sådan at den oplevede indblæsning bliver "tempereret".

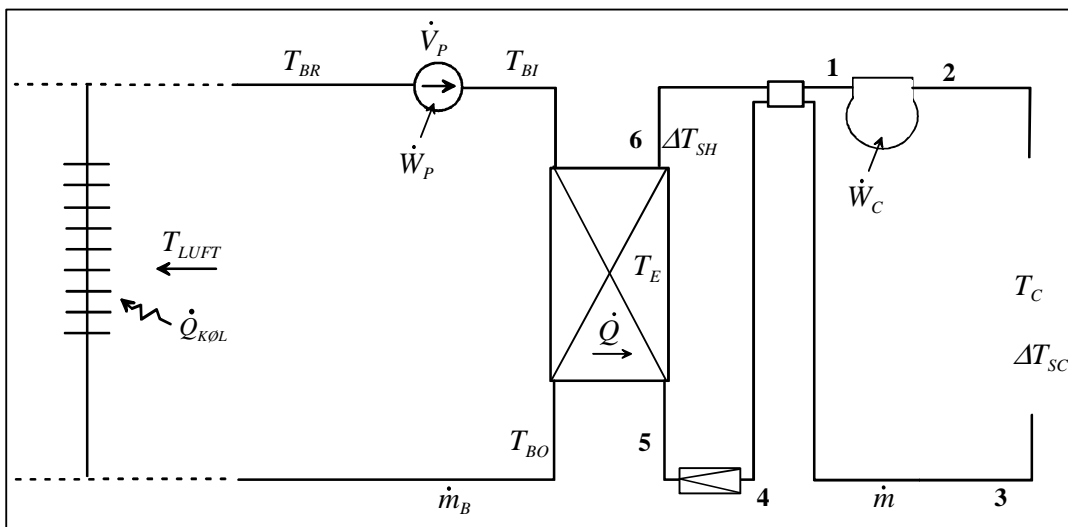
4.2.3 Energooptimalt samspil mellem pumpe i sekundær kreds og kompressor

Denne problemstilling er også blevet undersøgt i det såkaldte ESO-projekt (EFP journalnummer 1273/00-0023) og nogle af de her beskrevne betragtninger og resultater er inspireret herfra.

Ofte reguleres pumper efter Δp eller konstant hastighed. Disse procesvariable vil i sig selv være midler til at opnå noget andet. Endvidere vil disse sætninger påvirke andre effektforgørende komponenter i systemet (andre pumper, blæsere og kompressorer), derfor er det ikke muligt at snakke om en energioptimal drift af en pumpe uden at definere den systemsammenhæng denne indgår i.

I dette afsnit betragtes et system, hvor en pumpe "betjener" en fordamper på sekundærsiden. Hvis pumpeomdrejningstallet sættes op vil effektforbruget til pumpen naturligvis stige, men samtidig vil effektforbruget til kompressoren, som betjener fordampere på kølemiddelsiden, kunne falde pga. den forbedret varmeovergang. Dvs. der vil i princippet (og også i praksis) eksistere et optimalt omdrejningstal, hvor summen af effektforbruget til pumpe plus kompressor minimeres givet en ønsket overført køleydelse.

Der betragtes et en-til-en system forstået på den måde, at der er en kompressor på kølesiden og en pumpe på sekundærsiden. Både pumpe og kompressor antages at være omdrejningstalsregulerede.



Figur 4.2.2: System af køleanlæg og pumpning af sekundært kølemiddel

Generelt kan exergitab beregnes som omgivelsernes temperatur (T_A) gange entropiproduktionen ($\dot{\Gamma}_s$) som skyldes såkaldte procesirreversibiliteter.

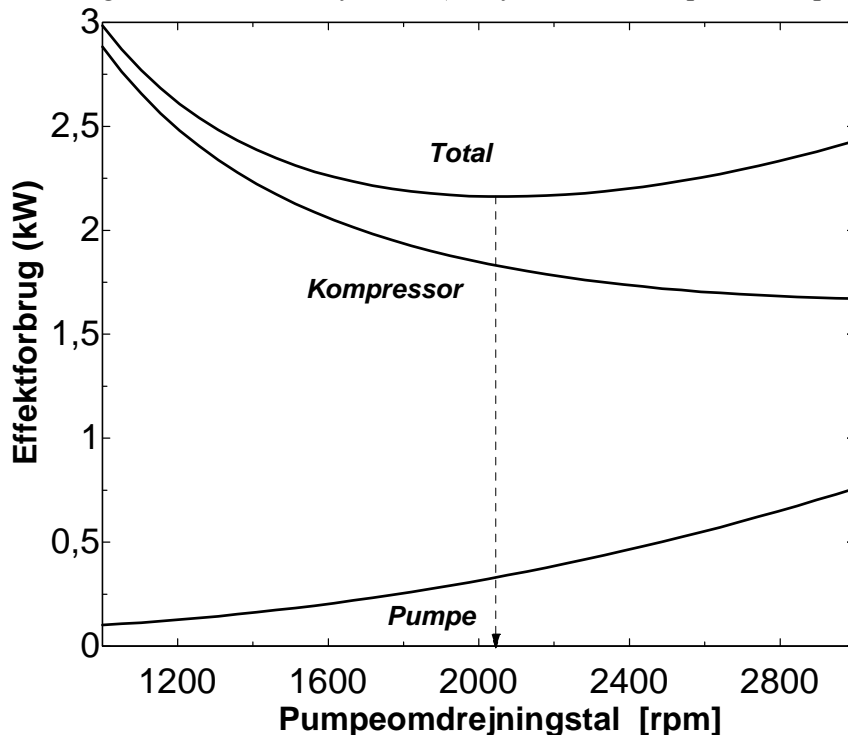
$$\begin{aligned} \dot{E}_X &\cong T_A \left(\frac{\Delta p_{vv} \cdot \dot{V}_P}{T_B} + \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_B} \right) \right) \\ &= T_A \cdot \underbrace{\frac{\Delta p_{vv} \cdot \dot{V}_P}{T_B}}_{\dot{E}_{X,\Delta p}} + T_A \cdot \underbrace{\dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_B} \right)}_{\dot{E}_{X,\Delta T}} \end{aligned} \quad (1)$$

Det totale exergitab kan således opdeles i et "hydraulisk tab" ($\dot{E}_{X,\Delta p}$) og i et termisk tab ($\dot{E}_{X,\Delta T}$).

Δp_{vv} er tryktabet på sekundærsiden over varmeveksleren. T_B kan opfattes som middelsekundærkølemiddeltemperatur:

$$T_B = \frac{(T_{BI} + T_{BO})}{2} \quad (2)$$

I det følgende er nettokuldeydelsen (køleydelse i fordamper minus pumpeeffekt) sat til 5 kW.

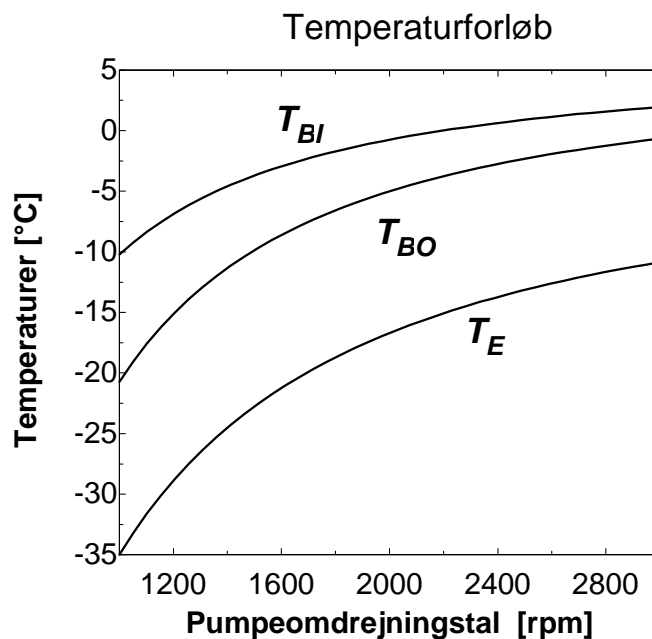


Figur 4.2.3: Effektforbrug som funktion af omdrejningstal.

Som det fremgår af figur 4.2.3 stiger pumpeeffekten med stigende pumpeomdrejningstal, mens kompressoreffekten falder med stigende pumpeomdrejningstal. Det leder til, at der er et optimalt omdrejningstal i den givne situation på ca. 2050 rpm.

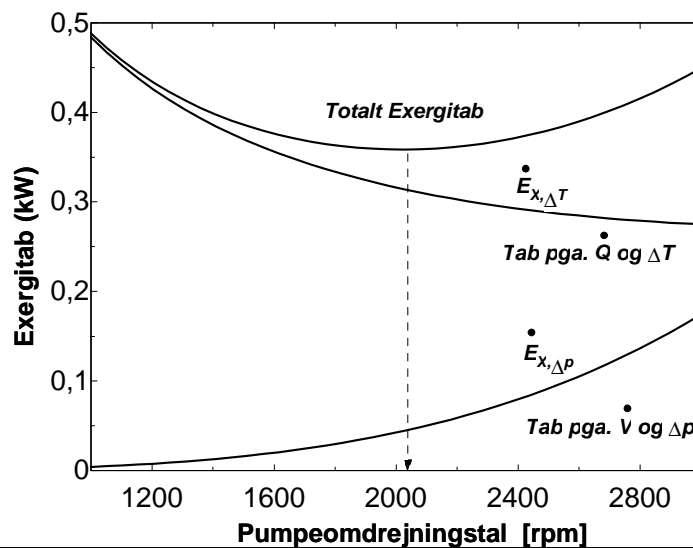
Grunden til at kompressoreffekten falder med stigende pumpeflow er, at den nødvendige køleydelse kan overføres med en mindre temperaturdifference, med stigende fordampningstemperatur til følge, og dermed også stigende *COP*.

Forløbet af fordampningstemperaturen og brinetemperaturene fremgår af figur 4.



Figur 4.2.4: Temperaturforløb.

Det er også interessant er at inspicere forløbet af exergitabene, hvilke fremgår af figur 4.2.5.



Figur 4.2.5: Forløb af exergitab.

Det fremgår at figur 4.2.5, at det fundne optimale omdrejningstal ved minimering af exergitabene er meget tæt på omdrejningstallet fundet ved minimering af det totale effektforbrug. Da kurven for effektforbrug er meget flad omkring optimum vil afvigelser på ± 50 rpm ikke betyde noget i praksis for det opnåede effektforbrug.

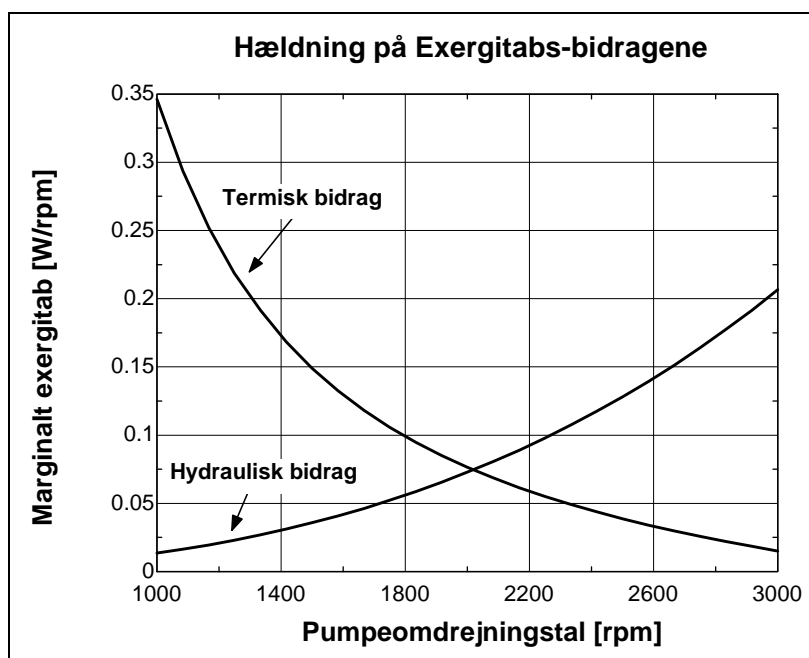
Det fremgår således, at til al praktisk brug opnås det rigtige optimale omdrejningstal ved brug af en lokal exergiminimering i den given system konfiguration.

Ved brug af simuleringsmodel er der udført forskellige parametrestudie og det tyder på at under statiske betingelser holder ovennævnte konklusion.

I figur 4.2.6 nedenfor fremgår forløbet af de marginale exergitab (for fastholdt netto kuldeydelse), som matematisk er defineret som følger.

Termisk bidrag: $\left. \frac{\partial \dot{E}_{X,\Delta T}}{\partial N} \right|_{\dot{Q}}$, hvor N er pumpeomdrejningstallet.

Hydraulisk bidrag: $\left. \frac{\partial \dot{E}_{X,\Delta p}}{\partial N} \right|_{\dot{Q}}$



Figur 4.2.6: Forløb af de marginale exergitab.

Det fremgår at skæringspunktet er "pænt veldefineret" forstået på den måde at hældningerne i skæringspunktet ikke er så "flade".

Lad os sluttelig matematisere lidt på exergitabsberegningerne

$$\dot{E}_X \cong T_A \left(\frac{\Delta p_{vv} \cdot \dot{V}_P}{T_B} + \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_B} \right) \right)$$

$$\text{med } \dot{Q} = \rho \cdot \dot{V}_P \cdot C_P \cdot (T_{BI} - T_{BO}) \quad \text{fås} \quad (3)$$

$$\dot{E}_X = \dot{Q} \cdot T_A \left(\frac{\Delta p_{vv}}{T_B \cdot \rho \cdot C_P \cdot (T_{BI} - T_{BO})} + \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_B} \right) \right)$$

Det fremgår, at de nødvendige målinger er: Sekundær kølemiddel ind- og udløbstemperatur, fordampningstemperaturen (evt. via en trykmåling på kølesiden) og tryktabet over sekundærsiden.

4.2.4 Sammenfatning

Kompressorkøleanlægget indgår i en given løsning i samspil med andre energiforbrugende komponenter eller andre delsystemer. Det kræver systemoverblik, procesforståelse og intelligent systemregulering at sikre en drift, hvor den ønskede "kolde temperatur" opnås samtidig med at energiforbruget til summen af alle de indgående delsystemer minimeres.

Generelt skal delsystemerne/komponenterne belastes "i takt". Forstået på den måde at hvis køleydelsen skal øges så kan det ikke betale sig kun at foretage dette ved at øge f. eks. kompressoromdrejningstal - meget - men det betaler sig bedst samtidigt at øge kapaciteten af de pumper og ventilatorer

5 Supermarkedskøleanlæg

5.1 Opbygning af supermarkedskøleanlæg

Hovedforfatter: Hans Jørgen Høgaard Knudsen MEK/DTU

Køleanlægget i et supermarked opbygges efter de nedenfor opstilles principielle udformninger.

Direkte køling

- Centralt køleanlæg (Multiplex DX system)
- Fordelte kompressorer (Distributed compressor system)
- Selvstændige kølemøbler (Self-contained display cases)

Indirekte køling (Secondary loop refrigeration system)

- Sekundært kølemiddel uden faseskift (væske)
- Sekundært kølemiddel med faseskift (smeltende eller fordampende medie)

I /1/ findes en oversigt over kølesystemer til supermarkeder. For de enkelte systemer er angivet fordele og ulemper (SWOT-analyse, Strengths, Weaknesses, Opportunities and Threats).

Direkte køling.

Ved direkte køling anvendes kølemidlet direkte i kølemøblerne. Normalt anvendes direkte ekspansion af kølemidlet men pumpecirkulation kan også anvendes. Da kølemidlet anvendes direkte i kølemøblerne stilles krav om, at kølemidlet skal være ubrændbart og ugiftigt dog kan ved selvstændige kølemøbler anvendes brændbare kølemidler på grund af den meget lille kølemiddelmængde pr. møbel. Som kølemiddel anvendtes tidligere R22 men i nyere anlæg anvendes R404A eller R507.

Centralt køleanlæg.

I det centrale køleanlæg er alle kompressorer placeret i et fælles maskinrum med luftkølet kondensator monteret på taget.

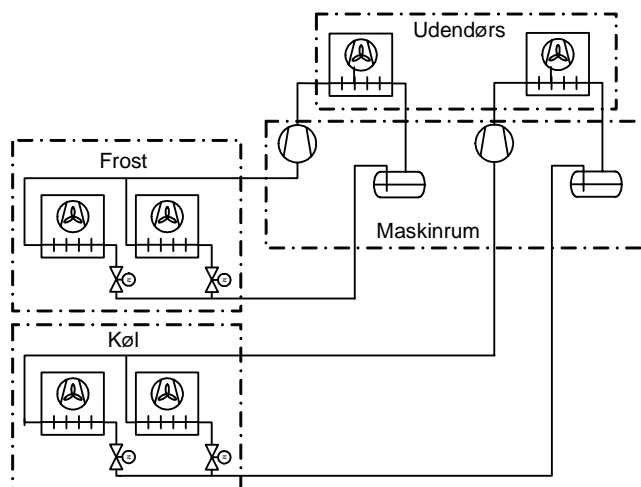
Fordel: Kapaciteten kan let tilpasses kølebehovet ved opbygning med mange kompressorer.

Ulempe: Stor kølemiddelfyldning. Kølemiddelfyldningen kan mindske ved at anvende en vandkølet kondensator, hvor vandet køle i enten en tørkøler eller i et køletårn anbragt på taget.

Det centrale køleanlæg kan være opbygget som:

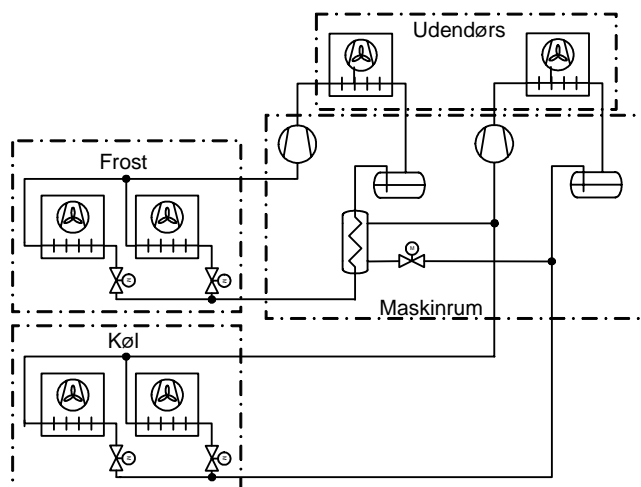
- Et-trins anlæg (Figur 5.1.1),
- Et-trins anlæg med mekanisk underkøling (Figur 5.1.2),
- To-trinsanlæg (Figur 5.1.3),
- Booster anlæg (Figur 5.1.4),
- Kaskade anlæg (Figur 5.1.5).

Et-trins anlæg. Kølingen til kølemøbler og frostmøbler leveres af hver sit centrale køleanlæg.



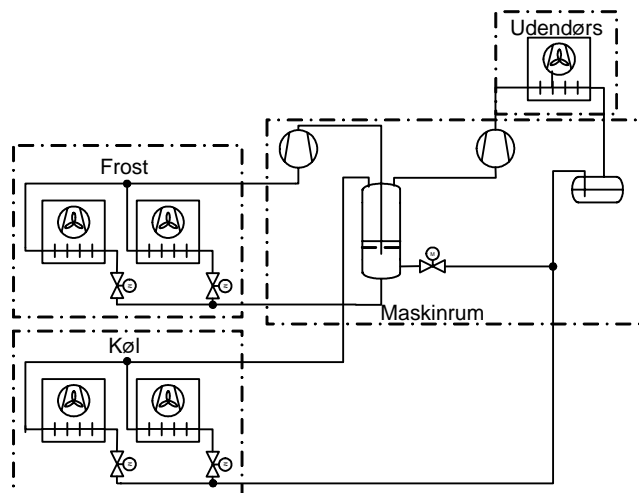
Figur 5.1.1. Centralt køleanlæg. Separate kølekredse for køl og frost.

Et-trins anlæg med mekanisk underkøling. Kølingen til kølemøbler og frostmøbler leveres af hver sit centrale køleanlæg men kondensatet i frostanlægget underkøles ved varmeveksling med fordampende kølemiddel fra kølekredsen. Underkøleren er anbragt maskinrummet.



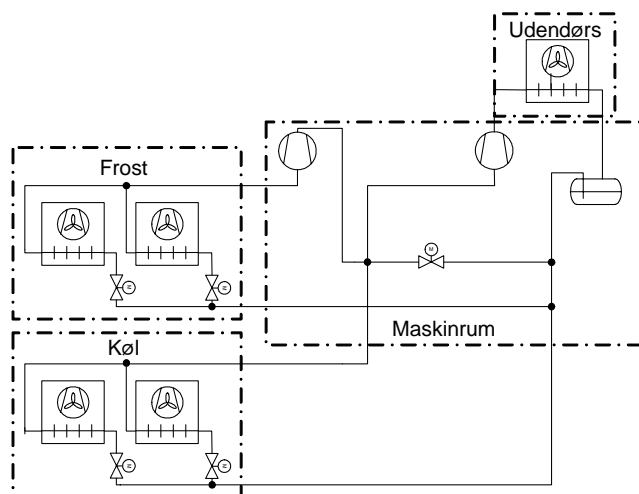
Figur 5.1.2. Centralt køleanlæg med mekanisk underkøling.

To-trinsanlæg. Frostanlæggets kompressor arbejder med et højtryk svarende til køleanlæggets fordampertyk. Samme kølemiddel i begge kredse. Luftkølet kondensator monteret på taget. Nyere to-trinsanlæg med kuldioxid som kølemiddel anvender direkte ekspansion i frostmøblerne og pumpecirkulation i kølemøblerne. Ved høje omgivelsestemperaturer bliver processen en transkritisk proces.



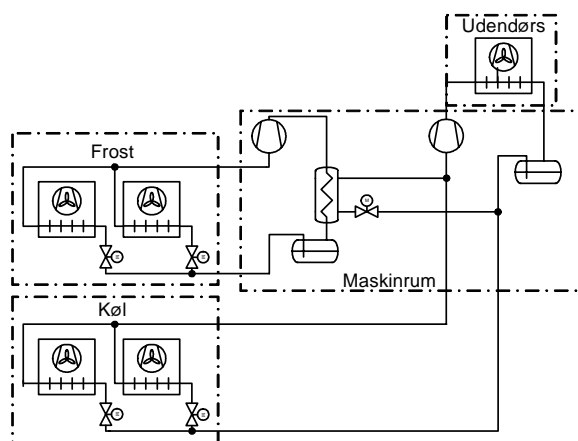
Figur 5.1.3. To-trins centralt køleanlæg.

Booster anlæg. Er en forenklet version af to-trins centralt køleanlæg hvor væsken til frostfordamperne kommer fra kondensatoren og køling af gassen fra lavtrykskompressoren sker ved væskeindsprøjtning direkte i højtrykskompressorens sugeledning.



Figur 5.1.4. Booster-anlæg

Kaskade anlæg. Frostanlæggets kondensator køles af kølekredsen. Frostanlæggets kondenseringstemperatur er nogle få grader højere end kølekredsen fordampningstemperatur. Der anvendes sædvanligvis forskelligt kølemiddel i de to kølekredse men der er kommet nyere anlæg på markedet med kuldioxid i både høj-og lavtemperaturkredsen. Højtryks delen arbejder transkritisk i varme perioder eller når der skal leveres varme til andre formål. Grunden til at anvende kaskadeanlæg i stedet for to-trinsanlæg skyldes at der anvendes forskellig olie i de to kredse..



Figur 5.1.5. Kaskadeanlæg.

Fordelte kompressorer.

Grupper af kompressorer er samlet i flere maskinrum. Opbygning i øvrigt som ved centralt køleanlæg. I forhold til centralt køleanlæg haves mindre kølemiddelfyldning, da maskinrummene placeres tættere på kølestederne.

Selvstændige kølemøbler.

De enkelte kølemøbler har eget køleanlæg. Kondensatoren er sædvanligvis luftkølet hvilket medfører at kondensatorvarmen afgives direkte til salgsarealet. Det må sikres at temperaturen i salgsarealet ikke bliver for høj. Er butikken forsynet med et luftkonditioneringsanlæg skal dette kunne fjerne kondenseringsvarmen fra de selvstændige kølemøbler. For at undgå varmebelastningen i salgsarealet kan de enkelte kølemøbler i stedet for luftkølet kondensator anvende en vandkølet kondensator, men det begrænser fleksibiliteten.

Fordel: Lille kølemiddelfyldning, stor fleksibilitet (luftkølet kondensator)

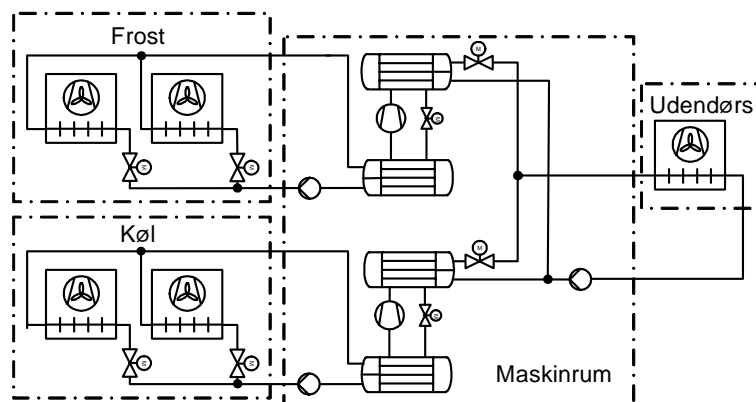
Ulemper: Varmeafgivelse samt kompressorstøj i salgsarealet.

Indirekte køling.

Indirekte køling kan ske enten med en væske, der i forbindelse med levering af den nødvendige køling opvarmes (en-fase sekundært kølemiddel), eller køling kan ske med et medie, der skifter fase (to-fase sekundært kølemiddel). Faseskiftet kan enten være fra fast stof til væske (smeltning) eller fra væske til gas (fordampning). Det indirekte kølemiddel afkøles i det primære køleanlægs fordampere. Det primære køleanlæg kan bygges meget kompakt og kølemiddelfyldningen kan

derfor gøres meget lille. Da det primære køleanlæg er placeret i separat maskinrum, som kan være anbragt i det fri f.eks. på tag, og da kølemiddelmængden er meget lille er der mulighed for at anvende brændbare og/eller giftige kølemidler. Det primære køleanlæg kan opbygges som angivet under centralt køleanlæg.

Ved indirekte køleanlæg skal frem- og returledning være velisolerede for at forhindre kondensdannelse på overfladen.



Figur 5.1.6. Indirekte køleanlæg

En-fase sekundært kølemiddel.

Det sekundære kølemiddel er en væske, der afkøles i køleanlæggets fordamper og opvarmes i kølemøblerne. Til cirkulation af sekundært kølemiddel anvendes en pumpe. Energiforbruget til pumpen bør holdes så lavt som muligt, da pumpeeffekten afsættes i det sekundære kølemiddel og skal fjernes ved hjælp af det primære køleanlæg. Det anvendte sekundære kølemiddel skal have en lav viskositet for at holde pumpearbejdet på et lavt niveau samt have en høj varmekonduktivitet for at holde det varmeoverførende areal på et passende niveau. Som sekundært kølemiddel kan anvendes:

Vand. Kun ved temperaturer højere end 0°C

Brine. Salt opløst i vand sænker frysepunktet. De klassiske briner anvender natriumklorid (NaCl) eller calciumklorid (CaCl₂) men der kommer nyere briner på markedet som f.eks. kalium formiat. Saltkoncentrationen bestemmes den laveste temperatur brinen kan anvendes ved.

Glycoler. Propylen glycol eller ethylen glycol blandet med vand. Også her er koncentrationen bestemmende for den laveste temperatur brinen kan anvendes ved.

Alkoholer. Ethanol og Propanol. Ren eller blandet med vand.

Da de sekundære kølemidler kan have korrosive egenskaber skal der anvendes en korrosionsinhibitor. Det sekundære kølemiddel leveres normalt færdigblandet med et frysepunkt som specificeret af kunden samt med den korrekte koncentration af inhibitor. En oversigt over mulige sekundære kølemidler findes i /2/. /3/ er et program til beregning af varmeoverføring og trykfald for sekundære en-fase kølemidler.

To-fase sekundære kølemidler.

Faseskift fra fast stof til væske.

Sjapis. En blanding af ethanol og vand tilsat en korrosionsinhibitor. Ved afkøling af denne blanding vil der ved en temperatur, der afhænger af koncentrationen af ethanol i blandingen, udskilles en fast fase (is) som transporteres som små partikler i den flydende fase. Under udfrysning af is stiger koncentration af ethanol i væskefasen. Mængden af is afhænger af udgangskoncentrationen af ethanol samt den laveste temperatur blandingen nedkøles til. Der vil være en temperaturstigning af blandingen i forbindelse med levering af kuldeydelsen. Temperaturstigningen er dog mindre end ved køling med en ren væske ligesom kølekapaciteten pr. volumenhed er væsentlig højere med sjapis end med ren væske. Blandingen af ispartikler og vand/ethanol blanding cirkuleres gennem kølemøblerne ved hjælp af en pumpe.

Faseskift fra væske til gas.

Kuldioxid, CO₂. Kuldioxid kan anvendes dels som et sædvanligt kølemiddel i direkte systemer enten i en trans-kritisk proces eller som kølemiddel i lavtemperaturdelen i et kaskadeanlæg dels som sekundært kølemiddel med faseskift fra væske til gas i indirekte systemer. Den dannede damp kondenseres i det primære anlægs fordamper. Sammenlignet med andre sekundære kølemidler har kuldioxid væsentlig højere varmekonduktivitet og væsentlig lavere viskositet. Endvidere har kuldioxid en meget stor fordampningsvarme ved de temperaturer kølingen foregår ved, hvilket medfører at der kun skal cirkuleres en lille mængde kuldioxid for at levere en given kuldeydelse. Ulempen ved at anvende kuldioxid som sekundært kølemiddel er det høje arbejdsstryk som er en følge af kuldioxids lave kritiske temperatur (31°C) og høje kritiske tryk (73,83 bar). En yderligere ulempe er at kuldioxids trippelpunktstryk (5,18 bar ved -56,6°C) er højere end atmosfæretrykket, hvilket medfører at der ved udblæsning af væske dannes fast stof (tøris). Sikkerhedsventiler skal derfor monteres på steder hvor der er gasformig kuldioxid for at forhindre blokering som følge af dannelse af tøris.

Cirkulation af kuldioxid kan være enten pumpecirkulation eller naturlig cirkulation. For at kunne anvende naturlig cirkulation skal kuldioxid kondensatoren være anbragt højere end kølestederne, da cirkulationen forårsages af densitetsforskel mellem frem- og returledning. Densitetsforskellen genererer den trykforskel der får kuldioxiden til at cirkulere og kølesystemet må derfor være udlagt med et meget lille trykfald. Den cirkulerende mængde af kuldioxid afhænger af belastningen samt kondensatorens højde over fordamperne. Fremløbsledningen skal være godt isoleret for at forhindre dampdannelse i fremløbet, da den underkølingen der er til rådighed fremkommer som følge af den statiske trykforøgelse i væskeledningen. Dampdannelse i fremløbsledningen kan blokere for cirkulationen.

Energiforbruget ved pumpecirkulation er meget lavere med to-fase sekundært kølemiddel end med en-fase sekundært kølemiddel.

Referencer .

- 1: Arias, J.: Energy Usage in Supermarkets – Modelling and Field Measurements. Doctoral Thesis, KTH, Stockholm. 2005. (Kapitel 3)
- 2: Melinder, Å.: Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants. Tables and Diagrams for the Refrigeration Industry. IIR, Paris. 1997

3: SecCool – et PC program med beskrivelser og beregninger af sekundære kølemidler. Udarbejde af Morten Juel Skovrup, IPU, 2003. Del af Desik projektet. Præsenteret på Danske Køledage 2005.

5.2 Mulige udformninger af køleanlæg med kuldioxid.

To-trins (, transkritisk) CO₂ anlæg med

- 1: direkte ekspansion
- 2: pumpecirkulation

Kaskadeanlæg med CO₂ i laveste trin.

- 1: med pumpecirkulation på køl og direkte ekspansion på frost
- 2: med naturlig cirkulation på køl og direkte ekspansion på frost
- 3: med pumpecirkulation på både køl og frost
- 4: med naturlig cirkulation på både køl og frost

To-trins anlæg med CO₂ som sekundært kølemiddel.

- 1: med pumpecirkulation
- 2: med naturlig cirkulation

5.3 Energioptimal regulering af kaskadeløsninger i Supermarkedskøleanlæg

Hovedforfatter: Lars Mou Jessen Danfoss A/S

5.3.1 Indledning.

I de senere år er der udviklet nye anlægsopbygninger i kommercielle supermarkedsanlæg på grund af stigende priser på kølemidler. I den forbindelse indgår ofte kaskadevarmevekslere med kondensering af et kølemiddel på den ene side og fordampning af et andet kølemiddel på den anden side. På fordampningssiden anvendes oftest tør ekspansion i disse kommercielle anlæg. I nærværende beskrivelse er forsøgt at beskrive systemet ud fra en energiteknisk synsvinkel samt angive nogle forslag til optimeringsmuligheder i reguleringsløsningen.

5.3.2 Opbygninger.

Baggrunden for at anvende en kaskadekøler kan være at kølemiddelet på lavtemperaturtrinnet skal holdes given temperatur på grund af trykkrav til komponenterne. Dette er tilfældet CO₂ i forbindelse med almindelige kølekomponenter. En anden begrundelse for at anvende kaskadeløsninger er at begrænse og separere kostbare fyldninger. Der er set praktiske eksempler på anlæg med R404a på frostanlægget i kaskade med et fællesanlæg med R134a til køl. Derved begrænses mængden af det dyre R404a, og derudover begrænses tabet af kølemiddel ved et eventuelt anlægsbrud.

Der findes en lang række forskellige anlægsopbygninger, hvor i kaskadevarmevekslere indgår. I bilag A, B og C er tegnet tre eksempler på anlægsopbygninger.

1. Et frostanlæg med DX på fordamperne, hvor frostkompressorerne leverer varm trykgas til en kaskadevarmeveksler. Kaskadevarmeveksleren er tilsluttet et fælles kompressoranlæg,

- som ligeledes suger gas fra fordampere på køl (fælles anlæg med varm trykgas, se bilag A).
2. Kaskadeveksleren køles af et kompressoranlæg, som ikke har andre fordampere tilsluttet. (1-1 anlæg med varm gas, se bilag B)
 3. Et frostanlæg med DX på fordampere og en anlæg til køl med pumpercirkulation. Frostkompressoren leverer varm trykgas samtidigt med at anlægget til køl leverer koldgas til en kaskadevarmeveksler. Kaskadeveksleren køles af et kompressoranlæg, som ikke har andre fordampere tilsluttet. (1-1 anlæg med kombination af varm trykgas og kold gas, se bilag C).

Anlægstype 1 og 3 er de oftest anvendte løsninger.

Uanset opbygningen af køleanlægget med kaskadevarmevekslere findes der følgende tre måder at belaste en kaskadevarmeveksler på:

1. Varm trykgas fra kompressor i modstrøm med fordampende kølemiddel. I dette tilfælde tilføres kaskadevekslerens kondenseringside 60-120°C varm kølemiddel gas.
2. Kold gas fra oversvømmede fordamp(er) i modstrøm med fordampende kølemiddel. Kølemiddelgassen, der tilføres kaskadevekslerens kondenseringside, er med meget lav eller ingen overhedning (0-5K).
3. Overhedet gas fra fordamp(er) i modstrøm med fordampende kølemiddel. Kølemiddelgassen, der tilføres kaskadevekslerens kondenseringside, er med overhedning (5-15K). Overhedning af gasen kan opstå, hvis indsprøjtning til oversvømmede fordampere begrænses således overhedning opstår ved at regulere ud fra lufttemperaturen.

Et andet afgørende karakteristika for anlæggene er om kaskade varmevekslerens fordamperside er eneste fordamp(er) på kompressoranlægget (1-1 anlæg) eller om der findes andre fordamp(er) på samme kompressoranlæg (fællesanlæg).

5.3.3 Energoptimering af systemet.

En af målene for reguleringen af kaskadevarmeveksleren er at opnå lavest mulige energiforbrug på det samlede anlæg. Energiforbruget er påvirket af følgende parametre i kaskadeveksleren:

- Temperaturniveauet i kaskadevarmeveksleren.
- Forskel mellem mætningstemperaturen på kondenseringsiden og fordampningssiden af kaskadevarmeveksleren.
- Overhedningen på fordampningssiden af kaskadevarmeveksleren.

Det optimale temperaturniveau i kaskadeveksleren kan beregnes ud fra statiske modeller af kølekredsen, og det afhænger af følgende parametre:

- Forholdet mellem kølebelastningen på lavtemperaturtrinet og den eksterne belastning på højtemperaturtrinet.
- Mætningstemperaturen på fordampningssiden af lavtemperaturtrinet.
- Mætningstemperaturen på kondenseringsiden højtemperaturtrinet.

Temperaturniveauet i kaskadevarmeveksleren er begrænset af hensyn til det maksimale arbejdstryk på lavtemperatursystemet. Temperaturniveauet i kaskadeveksleren er desuden

begrænset opad til af hensyn til køleydelsen på eventuelle fordampere, som er tilsluttet højtemperaturtrinnet.

I bilag D vises en beregning af energiforbruget på et CO₂/R134a kaskadeanlæg uden fordampere tilsluttet på højtemperaturtrinnet. Energiforbruget er sat i forhold til det optimale temperatureniveau ved procentvis afvigelse i forhold til det optimale niveau. Afhængig af fordampningstemperaturen på lavtemperaturtrinnet og kondenseringstemperaturen på højtemperaturtrinnet fås forskellige optima for fordampningstemperaturen på højtemperaturtrinnet (-25°C til -10°C). Der ses i dette tilfælde, at det er væsentligt at vælge et passende temperaturniveau for kaskadevarmeveksleren.

Bilag E indeholder en beregning af energiforbruget på et CO₂/R134a kaskadeanlæg med fordampere tilsluttet højtemperaturtrinnet. Belastningen på fordampere, som er tilsluttet højtemperaturtrinnet, er ligeså stor som belastningen på fordampere, som er tilsluttet lavtemperaturtrinnet. Energiforbruget er sat i forhold til energiforbruget ved en fordampningstemperatur på højtemperaturtrinnet på -6°C med en procentvis afvigelse. Der ses at energiforbruget er stigende ved faldende temperaturniveau, hvilket betyder at temperaturniveauet i dette tilfælde skal vælges højest muligt.

Forskellen mellem mætningstemperaturen på kondenseringssiden og fordampningssiden af kaskadevarmeveksleren er udtryk for et tab ved varmeveksling i kaskadevarmeveksleren, og det er derfor klart at en lavere forskel giver mindre energiforbrug. Forskellen er dog koblet sammen med overhedningen på fordampningssiden af kaskadeveksleren, i det en større overhedning øger enthalpien per kg kølemiddel, som fjernes fra kaskadekøleren. Omvendt kræver en større overhedning en større temperaturdifferens over kaskadevarmeveksleren. Opvejningen af disse to forhold er stærkt afhængig af forholdet mellem gevinsten ved en høj overhedning og omkostningen i form af større temperaturdifferens kaskadevarmeveksleren. Målinger viser, at specielt ved tilførsel af varmgas til kaskadevarmeveksleren er omkostningen ved at skabe en høj overhedning ud af fordampere mindre end gevinsten ved at tilføre højtemperaturtrinnet kølemiddel med en høj overhedning.

For at illustrere dette er der udført en række opmålinger af en CO₂/R134a kaskadevarmeveksler i kølelaboratoriet hos Danfoss.

Kondenseringstemperaturen på kaskadevarmeveksleren fastholdes ved at regulere kapaciteten på kompressoren på højtemperaturtrinnet, som suger gas fra fordampersiden af kaskadekøleren. Belastningen fra kondenseringssiden kaskadevarmeveksleren fastholdes ved at fastholde fordampningstemperatur og omdrejningstal på kompressorerne på lavtemperaturtrinnet og ved at fastholde den elektriske varmebelastning på den oversvømmede fordampere, som ligeledes belaster højtemperaturtrinnet.

Samtidigt fastholdes kondenseringstemperaturen på højtemperaturtrinnet. Overhedningen på fordampningssiden varieres og fordampningstemperaturen for ligevægts-tilstanden registreres. Forskellen mellem fordampningstemperaturen og kondenseringstemperaturen er et udtryk for kaskadevarmevekslerens effektivitet ved fastholdt belastning. Den indkoblede kompressorkapacitet registreres, idet den er et udtryk for køleanlægget energiforbrug til køling af en fastholdt belastning.

Opmålingerne er udført med tre forskellige driftssituationer:

1. Udelukkende varm gas fra frost kompressorerne tilføres kaskadevarmeveksleren.

Resultatet af opmålingen fremgår af bilag F. Der ses, at temperaturdifferensen er stort set uafhængig af overhedningen op til en overhedning på 20K. Mellem 20 og 45K overhedning ses en svagt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. Over 45K ses en kraftigt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. På kompressorkapacitetskurven ses et minimum mellem 30 og 45K overhedning. Der ses således, at den optimale overhedning for denne driftsform ligger mellem 30 og 45K på det givne anlæg.

2. Udelukkende kold gas fra i oversvømmede fordampere tilføres kaskadevarmeveksleren. Resultatet af opmålingen fremgår af bilag G. Mellem 3 og 6K overhedning ses en svagt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. Over 6K ses en kraftigt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. På kurven over indkoblet kompressorkapacitet ses en stigende kapacitet ved stigende overhedning, når overhedningen er over 6K. I området med overhedninger under 6K er den indkoblede kompressorkapacitet stort set uafhængig af overhedningen. Det vil sige, at der ingen gevinst er ved at reducere overhedningen under 6K.

3. En blanding af kold og varm gas tilføres kaskadevarmeveksleren. Resultatet af opmålingen fremgår af bilag H. Der ses at temperaturdifferensen er stort set uafhængig af overhedningen op til en overhedning på 13K. Mellem 13 og 20K overhedning ses en svagt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. Over 20K ses en kraftigt stigende temperaturdifferens ved stigende overhedning. På kompressorkapacitetskurven ses et minimum mellem 3 og 13K overhedning. Der ses således at den optimale overhedning for denne driftsform ligger under 12K på det givne anlæg.

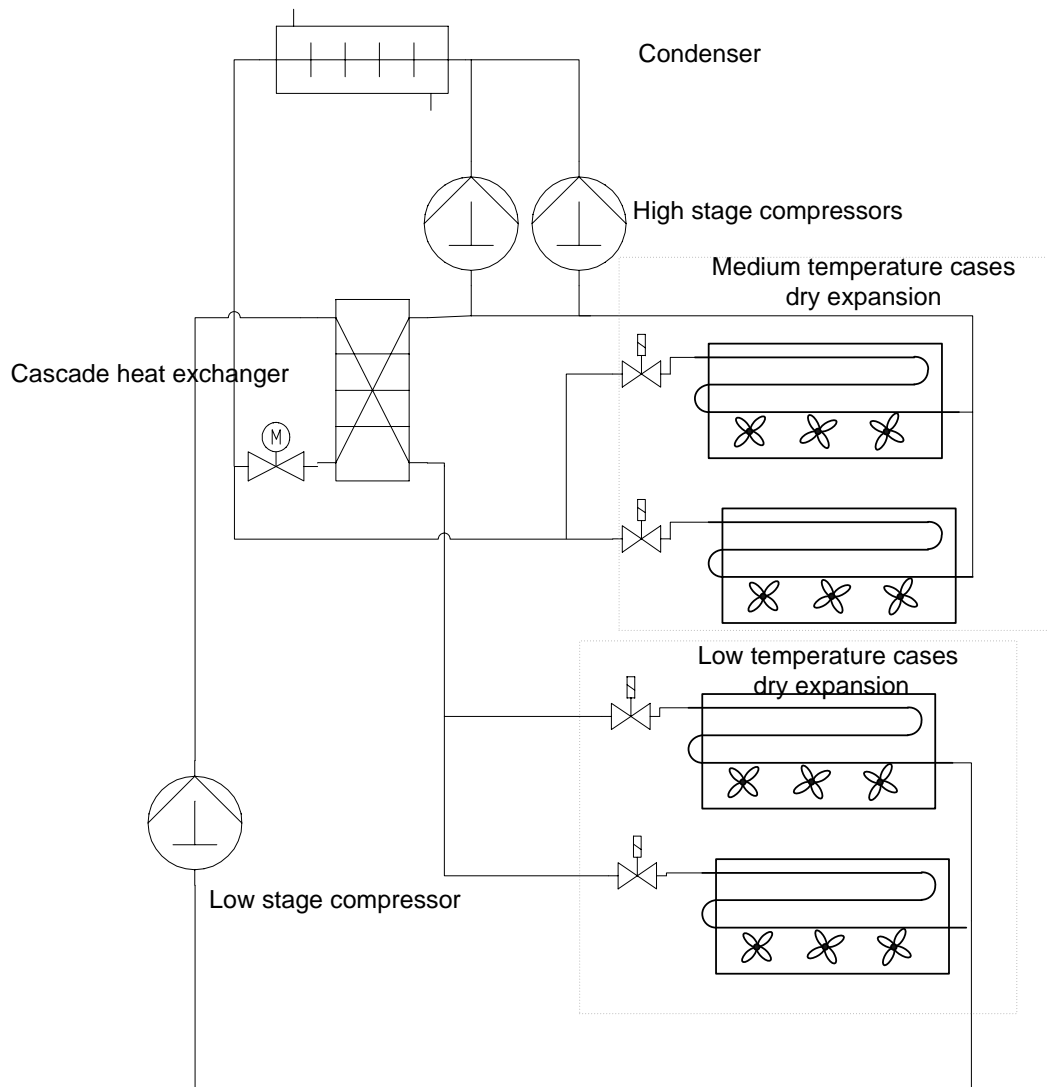
Energiopptimerings forslag.

Med baggrund i overstående beskrivelse samt den udførte anlægsopmåling anbefales følgende til reguleringsløsningen til denne kaskadevarmeveksler:

1. Overhedningsindstillingen skal justeres forskelligt afhængigt af anlægsopbygningen. På anlæg med variende blanding af varm og koldgas vil en automatisk justering af overhedningsreferencen kunne optimere anlæggets energiforbrug ved forskellige driftsforhold.
2. Overhedningsindstillingen på kaskadevarmevekslere med tilførsel af kold gas skal ligge lavest muligt. Indstillinger på omkring 5K er tæt på det optimale.
3. Overhedningsindstillingen på kaskadevarmevekslere med tilførsel af varm gas skal ligge på 20-30K, dog under hensyn til kompressorens maksimalt tilladelige overhedning ved det givne kølemiddel.
4. På anlæg uden fordampere tilsluttet på højtemperaturtrinnet bør temperaturniveauet i kaskadevarmeveksleren justeres ud fra de anvendte kølemidler, fordampningstemperaturen på lavtemperaturtrinnet og kondenseringstemperaturen på højtemperaturtrinnet. Ved større variationer i driftsforholdene vil en automatisk justering af temperaturniveauet på kaskadevarmeveksleren kunne sænke energiforbruget.
5. På anlæg med fordampere tilsluttet på højtemperaturtrinnet bør temperaturniveauet i kaskadevarmeveksleren justeres så højt som mulig under hensyn til trykkrav og belastning fra fordampere som er tilsluttet højtemperaturtrinnet. En automatisk justering af temperaturniveauet til højst mulige værdi ud fra belastningen på de fordampere, som er tilsluttet højtemperaturtrinnet, vil nedsætte energiforbruget på det samlede anlæg. Kendte metoder til sugetryksoptimering kan anvendes til dette formål.

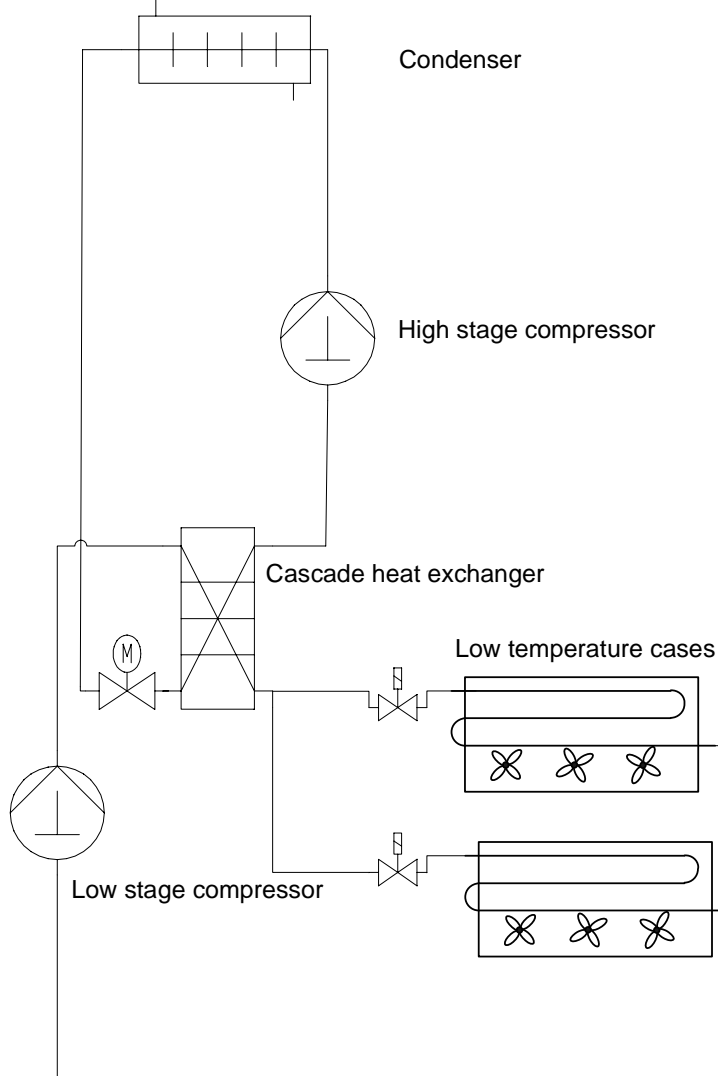
Bilag A.

Principdiagram for anlæg med kølemøbler og kaskadevarmeveksler til frostanlæg.



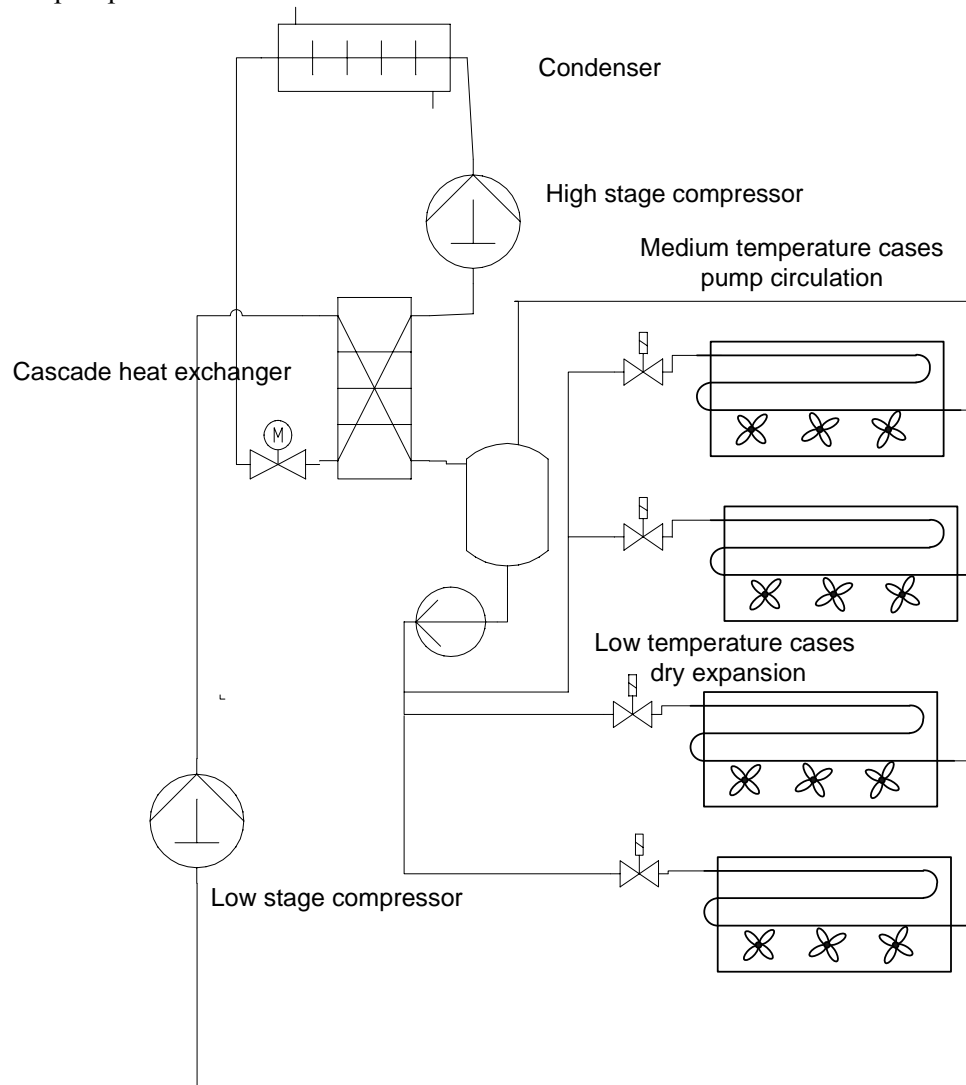
Bilag B.

Principdiagram for anlæg kaskadevarmeveksler til frostanlæg uden belastning på køl.



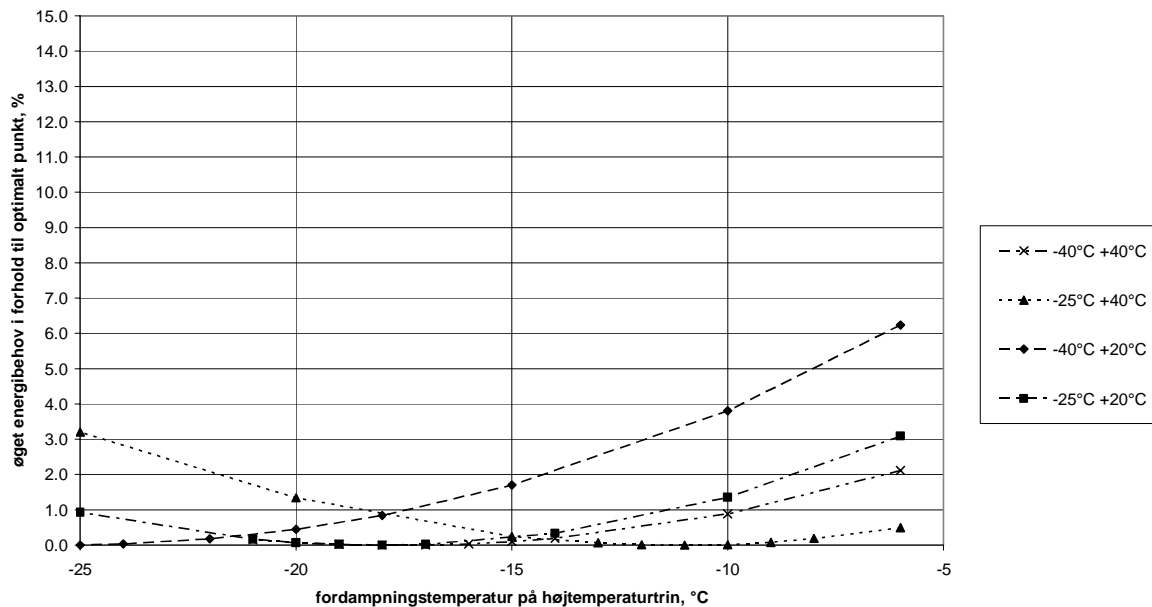
Bilag C.

Principdiagram for anlæg med kaskadevarmeveksler, som belastes af frostanlæg og kølemøbler med pumpecirkulation.



Bilag D.

Øget energiforbrug i forhold til energiforbrug ved optimal temperaturniveau,
Kølemiddel CO2/R134a, ingen belastning på mellemtemperaturtrin,
beregnet ved hjælp af COOLPACK



Forudsætninger for beregning:

Kølebelastning på lavtemperaturtrin: 10 kW

Ekstern kølebelastning på højtemperatur trin: 0 kW

Temperaturdifferens over kaskadevarmeveksler: 5°K

Overhedning på fordampningsside af lavtemperaturtrin: 6°K

Overhedning på fordampningsside af højtemperaturtrin: 30°K

Underkøling på høj- og lavtemperaturtrin: 0°K

Trykfald i suge og trykledninger: 0,2°K

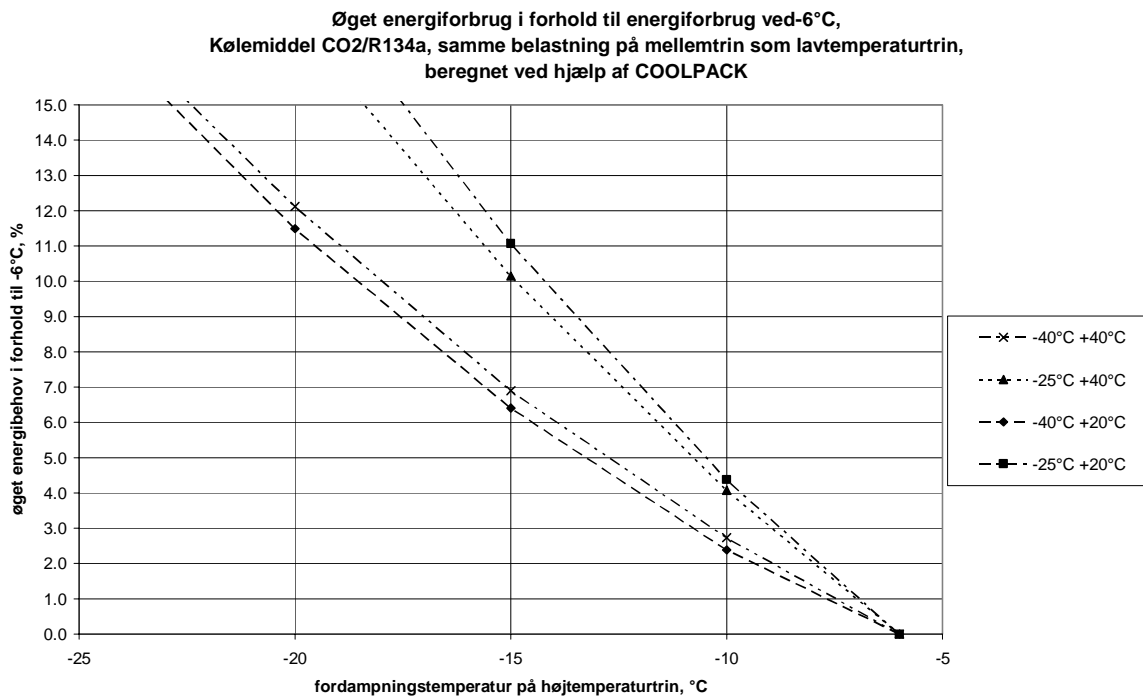
Isentropisk virkningsgrad på kompressorer: 0,6

Varmetabsfaktor i kompressorer: 0%

Unyttig overhedning: 0°K

Variable: fordampningstemperatur på lavtemperaturtrin, fordampningstemperatur på højtemperaturtrin og kondenseringstemperatur på højtemperaturtrin.

COOLPACK version 1.45.

Bilag E.

Forudsætninger for beregning:

Kølebelastning på lavtemperaturtrin: 10 kW

Ekstern kølebelastning på højtemperatur trin: 10 kW

Temperaturdifferens over kaskadevarmeveksler: 5°K

Overhedning på fordampningsside af lavtemperaturtrin: 6°K

Overhedning på fordampningsside af højtemperaturtrin: 30°K

Underkøling på høj- og lavtemperaturtrin: 0°K

Trykfald i suge og trykledninger: 0,2°K

Isentropisk virkningsgrad på kompressorer: 0,6

Varmetabsfaktor i kompressorer: 0%

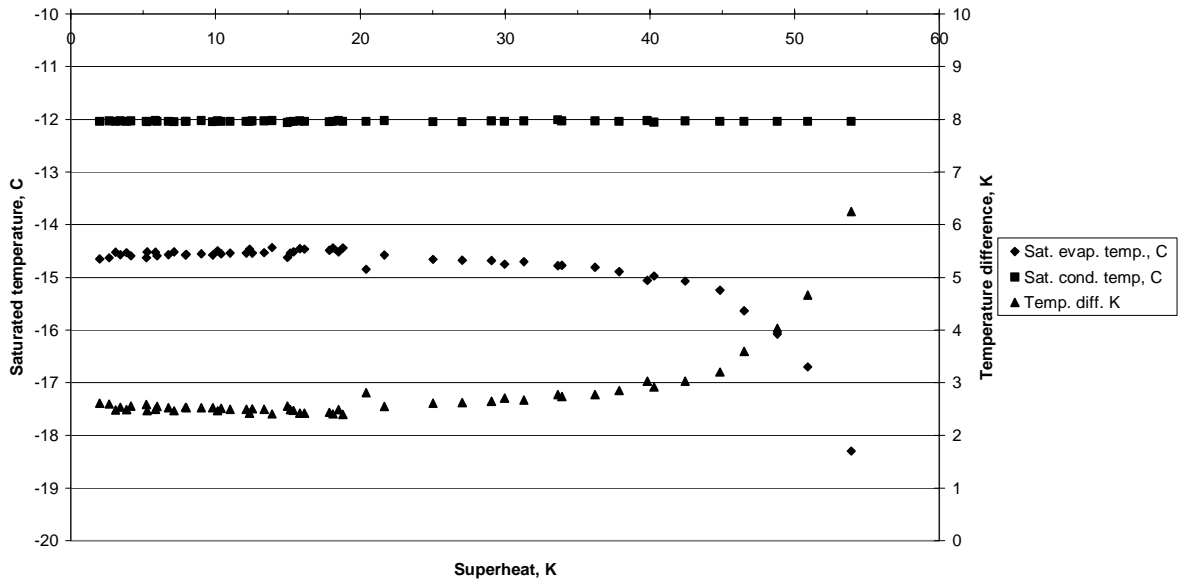
Unyttig overhedning: 0°K

Variable: fordampningstemperatur på lavtemperaturtrin, fordampningstemperatur på højtemperaturtrin og kondenseringstemperatur på højtemperaturtrin.

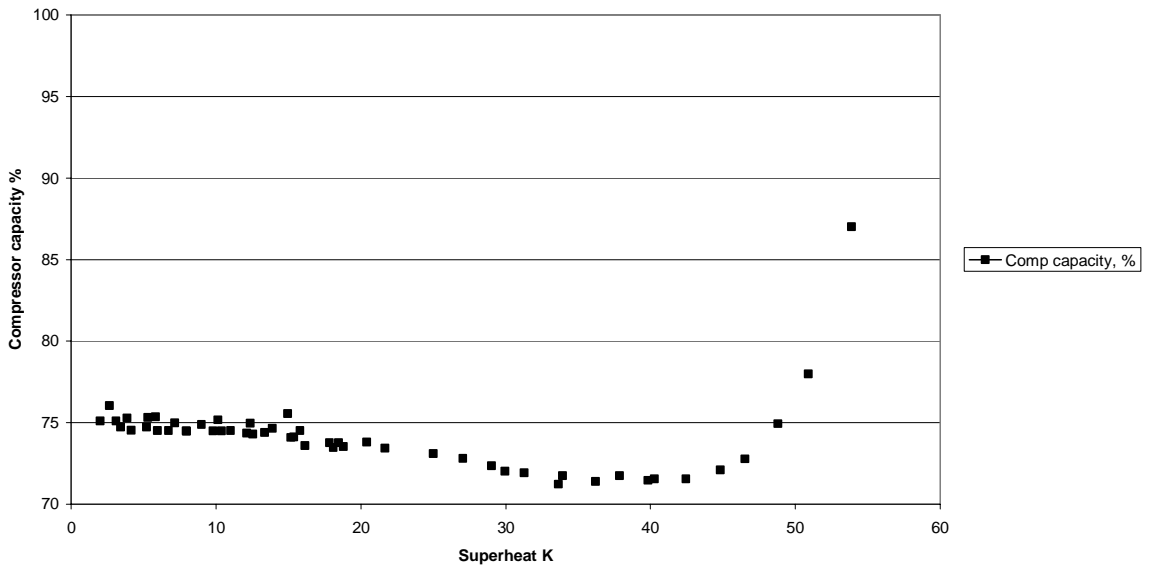
COOLPACK version 1.45.

Bilag F.

**Saturated evaporation temperature, saturated condensing temperature and temperature difference
Cascade heatexchanger with CO2 compressor only
fixed compressor capacity and fixed suction pressure on CO2 compressor**

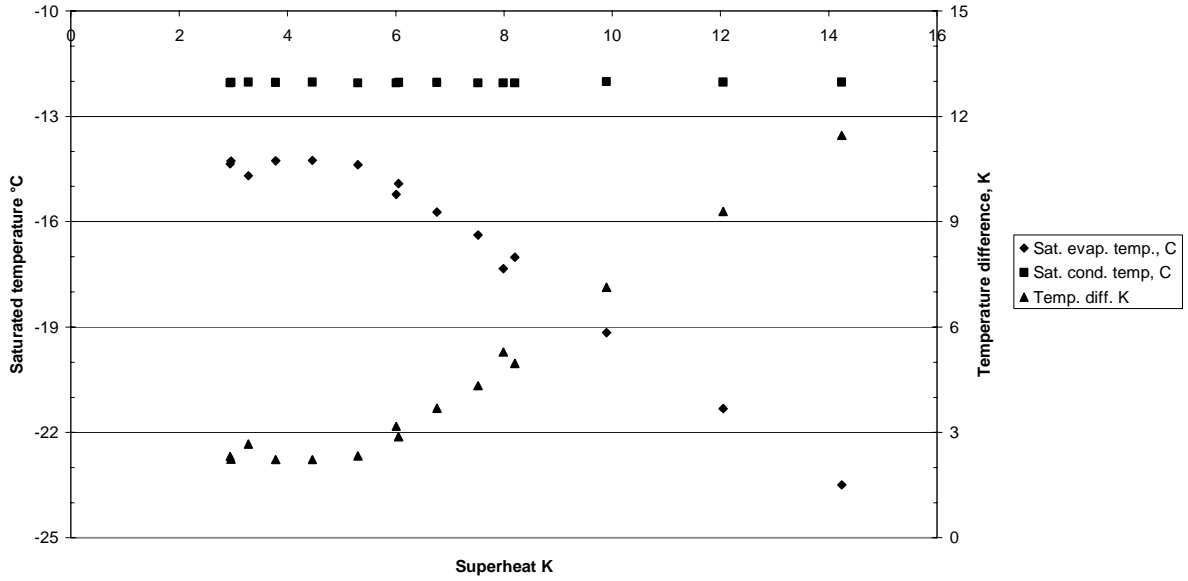


**Compressor capacity % as function of superheat
Cascade heatexchanger with CO2 compressor only
fixed compressor capacity and fixed suction pressure on CO2 compressor**

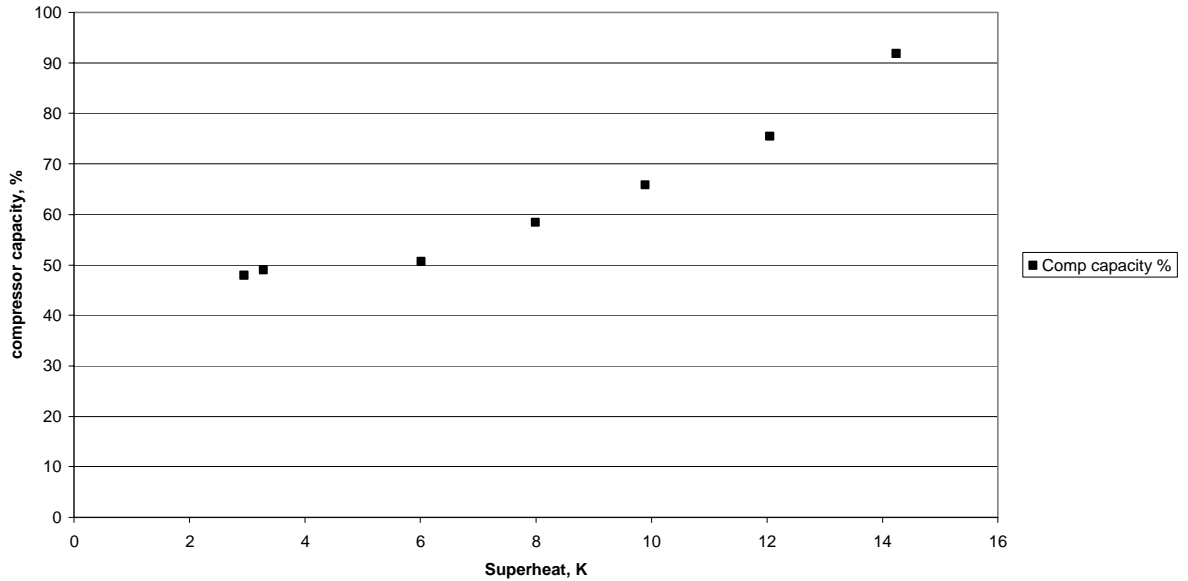


Bilag G.

**Saturated evaporation temperature, saturated condensing temperature and temperature difference
 Cascade cooler with load on pump circulation system only
 6 kW electrical power in display case with night blinds on**

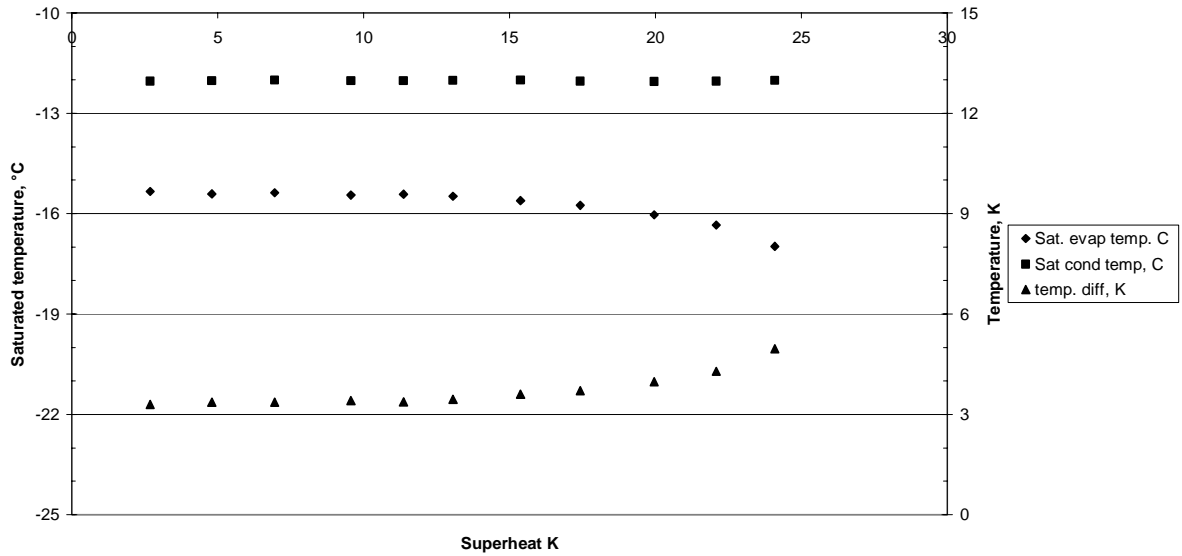


**Compressor capacity % as function of superheat
 Cascade cooler with load on pump circulation system only
 6 kW electrical power in display case with night blinds on**

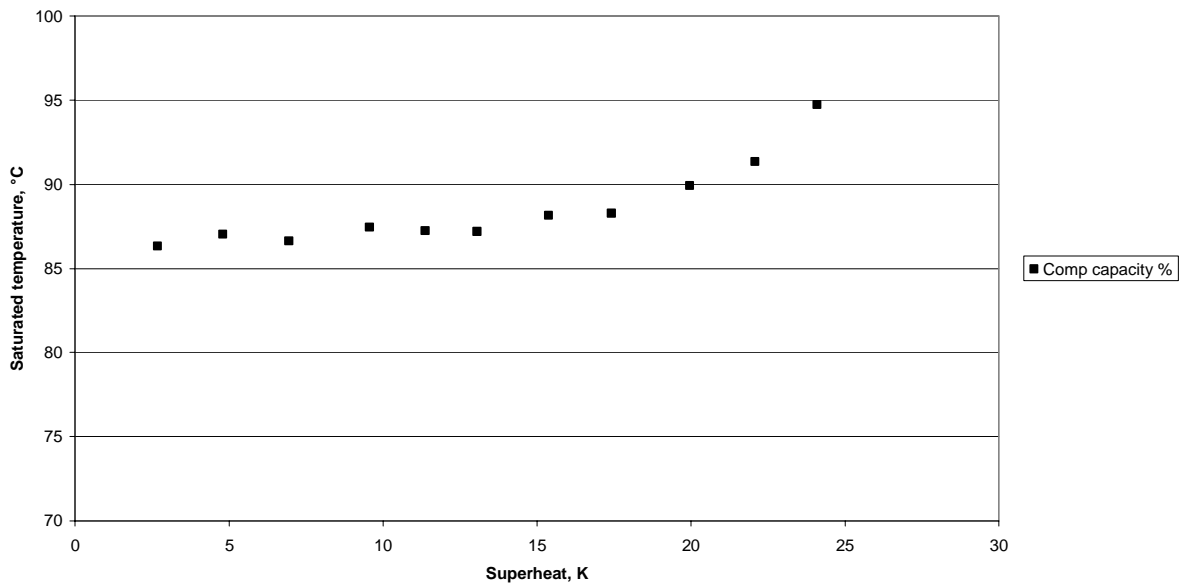


Bilag H.

**Saturated evaporation temperature, saturated condensing temperature and temperature difference
 Cascade cooler with load on pump circulation system and CO2 compressor running
 6 kW electrical power in display case with night blinds on
 CO2 compressor cap 25%**



**Capacity and power consumption on R134a compressor
 Cascade cooler with load on pump circulation system and CO2 compressor running
 6 kW electrical power in display case with night blinds on and CO2 compressor running 25%**



6 A/C til kontorbygninger

Hovedforfatter: Nikolaj Haaning, Birch og Krogboe

6.1 Design elementer for indirekte kølesystemer til komfortkøling

Nedenstående designanvisninger er gældende for større kølesystemer, hvor den primære kølebelastning udgøres af kølebehovet til nedkøling af udeluft i forbindelse med komfortkøling. Kølebelastninger og forudsætninger

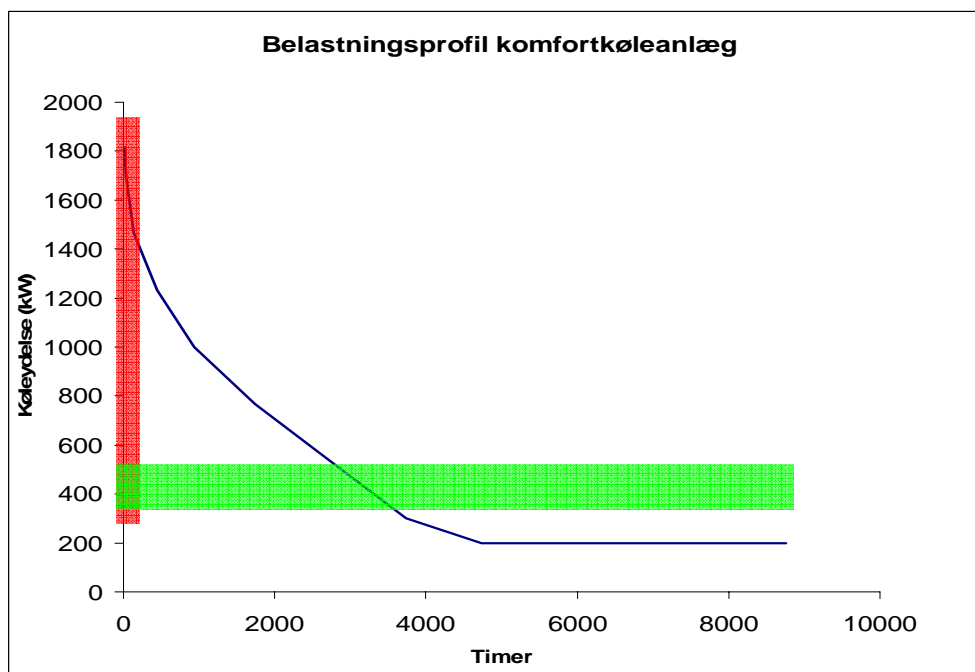
Udgangspunktet for ethvert køleanlægs opbygning og dimensionering er først og fremmest en kortlægning af kølebelastningen og ikke mindst dennes årlige variation. For nærværende forudsættes det, at der er tale om køleanlæg til luftkonditionering samt at anlægget er opstillet i Danmark. Sidstnævnte er vigtigt, idet spidslastens varighed for komfortkøleanlæg i Danmark er meget kort set i forhold til det samlede årlige driftstimal for kølesystemet.

Ofte dimensioneres køleanlæg i det maximale belastningspunkt, uden væsentligt hensynstagen til dellastsituationen og dennes varighed. Lægges der i stedet vægt på en fornuftig dimensionering i dellastdrift, samtidig med at det accepteres, at anlæggets energieffektivitet falder i spidslastsituationer, opnås en anlægsudformning der på årsbasis resulterer i et reduceret energiforbrug og som tilmed vil have en mindre drifts- og etableringsudgift.

Belastningsprofil

Køleanlægs belastningsprofiler er ofte besværlige at fastlægge. For komfortkøleanlæg er det imidlertid relativt simpelt, da belastningsvariationen i stor udstrækning kan forudsættes dikteret af udekonditionen, der er kendt i form af et referenceår (f. eks. TRY eller DRY referenceår fra DMI.)

Belastningsvariationen for et typisk komfortkøleanlæg med en moderat grundlast ses illustreret nedenfor.



Det ses, at spidslasten er ca. 5 gange større end

grundlasten. Køleenergien, som leveres i spidslastperioden, udgør til sammenligning under 2 % af den samlede årlige køleproduktion. For det viste tilfælde er grundlasten (grøn farve) ca. 15 % af spidslasten (rød farve).

Optimering af anlægsinvestering

Det samlede kølesystems energiforbrug er med ovennævnte gearing mellem spidslast- og dellastsituationen relativt lidt følsom over for en forøgelse af energiforbruget i spidslastsituationen. Med udgangspunkt heri er det nærliggende at dimensionere spidslastsituationen relativt presset med hensyn til f.eks. tryktab i rør og effektoptag på kompressorer. Den besparelse, der opnås herved, vil i større eller mindre udstrækning kunne anvendes til investering i dellastoptimerende tiltag som f.eks. omdrejningstalsregulering af pumper og kompressorer.

Design elementer

Med ovenstående dimensioneringsstrategi for øje opstilles i det følgende en række vejledende udformninger for de primære anlægsdele i et indirekte baseret kølesystem beregnet for komfortkøling.

6.2 Principiel opbygning af kølesystemet

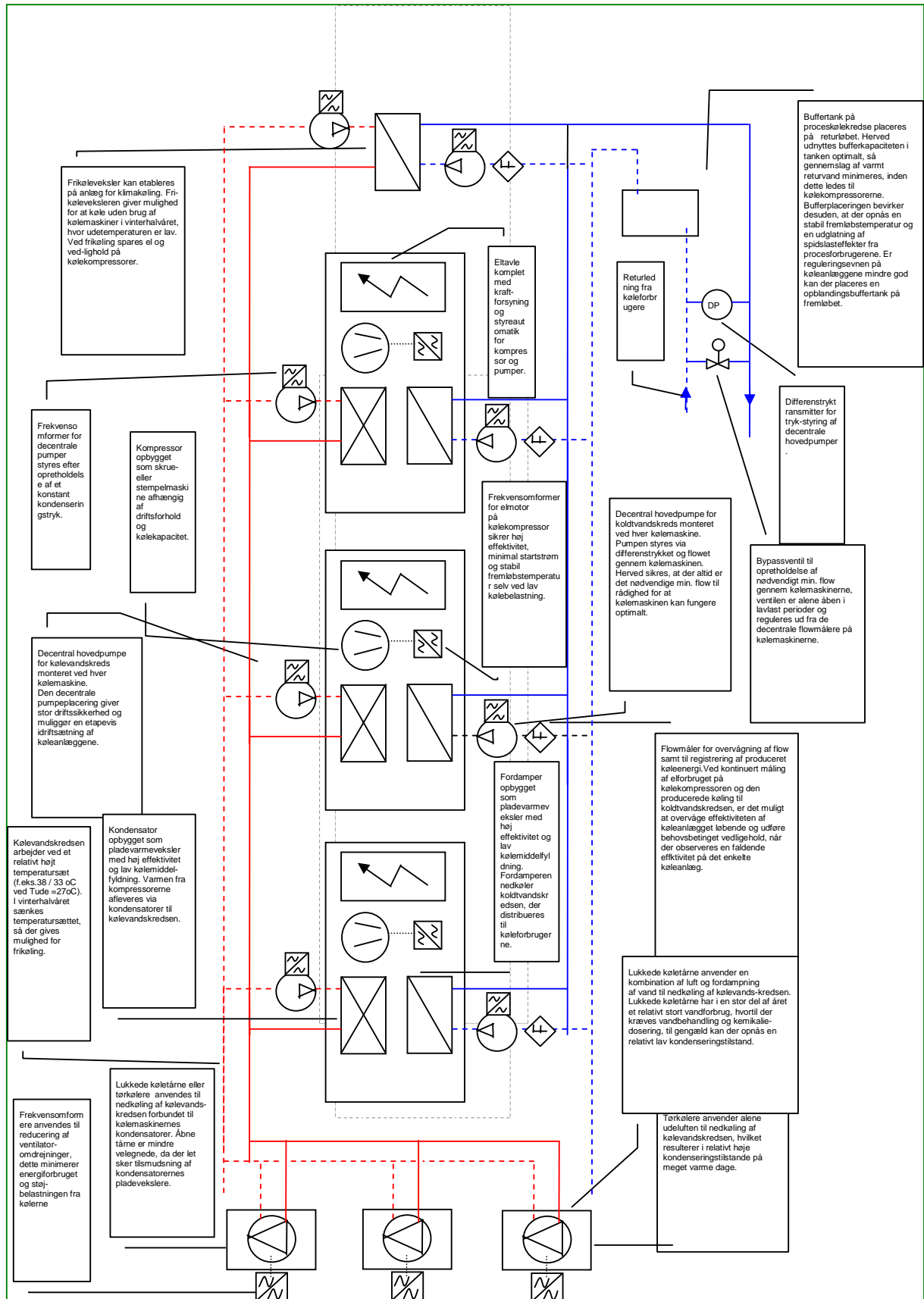
I det følgende illustreres to forskellige principielle opbygninger af typiske kølesystemer for køleanlæg, hvis primære belastning er komfortkøling.

1-kredssystem

Større anlæg, hvor investering i røranlæg, pumper og plads udgør en væsentlig del af kølesystemets samlede investering, vil oftest kunne anbefales udformet som et 1-kredssystem. I et 1-kredssystem er der variabel vandgennemstrømning gennem den enkelte kølemaskine, og der spares således udgift og plads til det pumpesæt, der traditionelt vil pumpe det afkølede vand frem til forbrugerne.

1-kredssystemer vil endvidere typisk være udført uden buffertank, da selve røranlægget udnyttes som buffertank.

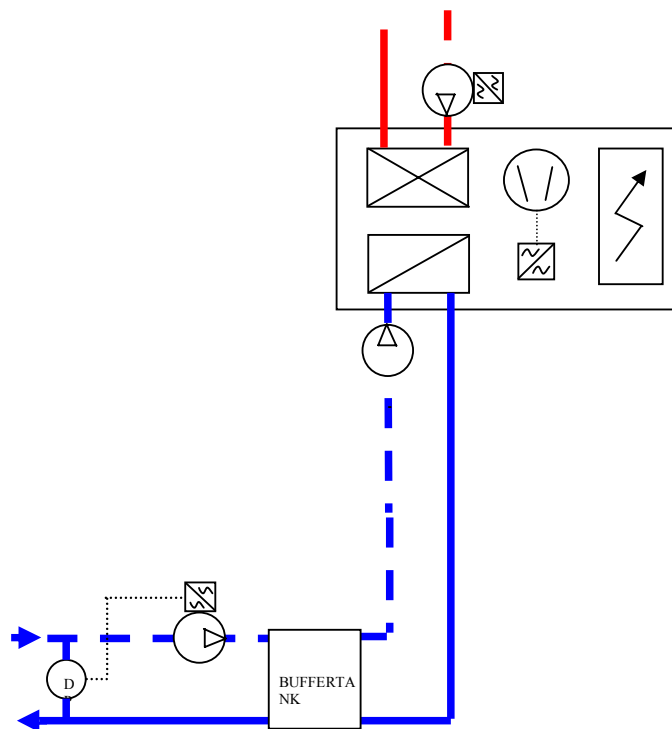
Opbygningen af et 1-kredssystem fremgår af nedenstående kommenterede principskitse. (Se evt tegning i bilag for den principielle opbygning).



Med 1-kredssystemet opnås generelt en bedre energiudnyttelse end for 2-kredssystemet, se kapitel 8.

2-kredssystem

For mindre anlæg er automatikomkostningen til et 1-kredssystem for ofte for stor, og de indgående kompressorers evne til at håndtere et variabelt flow er meget begrænset. Endvidere er den bufferkapacitet, som kan forefindes i røranlægget typisk meget lille, da mindre røranlæg ikke er udstrakte i samme grad, som det er tilfældet for større forgrenede røranlæg. For mindre køleanlæg vil en 2-kredsopbygning, som skitseret nedenfor med primær og sekundær pumper på kredsen for afkølet vand, være at foretrække.



2-kredsopbygningen giver konstant vandgennemstrømning gennem det enkelte kompressoranlæg, og shunten mellem primær og sekundær kredsen sikrer, at flowet til forbrugerne kan variere uafhængigt af flowet gennem kompressoranlægget.

6.3 Buffersystemer

Buffertanke i forbindelse med køleanlæg kan groft set opdeles i driftsmæssige buffersystemer og kapacitetsmæssige buffersystemer.

Driftsmæssige buffersystemer

Driftsmæssige buffersystemer har primært til formål at minimere antallet af ind- og udkoblinger på kompressorerne. Buffersystemer bør desuden være i stand til at sikre, at on/off drift på kompressorerne kan håndteres fornuftigt, når kølebelastningen er mindre end mindste kapacitetstrin på køleanlægget.

Kapacitetsmæssige buffersystemer

Kapacitetsmæssige buffersystemer søger at optage og dæmpe belastningsspidser fra køleforbrugerne.

Kuldelagre med stor akkumuleret kølekapacitet, der giver mulighed for reduktion i den installerede kølekapacitet, falder ligeledes inden for kategorien af kapacitetsmæssige buffersystemer.

Bufferbehov for komfortkøleanlæg

Komfortkølesystemer er relativt træge systemer med meget moderate temperaturudsving og forholdsvis langsomme belastningsændringer. Temperaturudsvingene på koldtvandskredsens returløb er naturligt begrænset, idet kølekredsen køler udeluft med en typisk max. temperatur på 30 °C.

Belastningsændringerne i et komfortsystem afhænger af ændringer i udekonditionen, og disse er i reguleringsmæssig sammenhæng at betragte som værende langsomme.

For komfortkøleanlæg eksisterer der således hovedsageligt et behov for driftsmæssige buffersystemer, der kan optage temperaturudsving på koldtvandskredsens fremløb i forbindelse med ind- og udkobling af kølekapacitet.

Store komfortkølesystemer har normalt en kompressorbestykning, der gør, at anlægget kan kapacitetsreguleres tilstrækkelig godt uden egentlige buffertanke. 1-kredssystemer vil desuden kunne udnytte røranlæggets volumen mellem kompressorer og bypassventiler (se ovenstående skitse for 1-kreds systemer) som ”buffertank” i dellastsituationer.

Mindre komfortsystemer vil på grund af mindre god reguleringsevne på kølekompressorerne ofte have behov for buffertanke til sikring af en stabil fremløbstemperatur, specielt i dellast situationer, hvor køleanlægget on/off styres, fordi mindste kapacitetstrin er for stort.

Designanbefalinger for buffertanke af såvel drifts- som kapacitetsmæssig karakter opstilles i kapitel 11.

6.4 Pumper

Ved anvendelse af centrale pumpebatterier på enten kondensator- eller fordampersiden af køleanlægget anbefales det så vidt muligt at undgå parallelt koblede pumper, idet parallelt koblede pumper typisk giver problemer rent styreteknisk.

For komfortkøleanlæg er gearingen mellem sommer- og vinterlast oftest meget stor, hvorfor en pumpekonfiguration med en stor omdrejningstalsreguleret pumpe til sommerdrift og en mindre omdrejningstalsreguleret pumpe til vinterdrift ofte vil give mulighed for at differentiere pumperne med hensyn til løftehøjde, idet de ikke kører parallelt. Vinterpumpen bør ved en meget lille dimensionerende vinterkølebelastning overvejes dimensioneret større, således at den kan agere nødpumpe i sommerhalvåret.

6.5 Kompressortyper

Komfortkøleanlæg er traditionelt bestykket med stempel-, skrue- eller scrollkompressorer. Generelt anvendes der skruekompressorer på meget store anlæg, mens mindre anlæg oftest bestykses med stempel- eller scrollkompressorer. Nedenstående opridses kort en række forhold man bør være opmærksom på ved anvendelse af de 3 kompressortyper.

Stempelkompressorer

Stempelkompressorer har et højere vibrationsniveau end det er tilfældet på rent roterende maskiner som skrue- og scrollkompressorerne. Man bør ved anvendelse af stempelmaskiner være specielt påpasselig med at etablere en god svingningsdæmpning af kompressoren med hensyn til vibrationstransmission fra bundramme mod underliggende dæk. Vibrationstransmission fra kompressorbundramme til tilstødende røranlæg er også i stand til at overføre et betydeligt vibrationsniveau til de tilstødende konstruktioner via rørophæng. Korrekt montage af egnede svingningsdæmpere, gummikompensatorer og svingningsdæmpende rørophæng er derfor vigtig, specielt i forbindelse med anlæg opstillet i kontorhuse, hvor der som oftest er krav om et lavt støjniveau i de omkringliggende lokaler.

Skruekompressorer

Skruekompressorer har et lavere vibrationsniveau end tilsvarende stempelmaskiner, men lydniveauet fra skruekompressorer er ofte større end for stempelmaskiner. Lydbilledet fra skruemaskiner er dog relativt højfrekvent, hvorfor støjen fra en skruekompressor er lettere at dæmpe.

Med skruekompressorer kan der opnås en trinløs kapacitetstilpasning, der i kombination med omdrejningsregulering af kompressoren giver mulighed for opretholdelse af en høj dellasteffektivitet selv ved lille belastning.

Skruekompressoren er i modsætning til stempelkompressoren født med et fast volumenforhold. Dette medfører, at der potentielt overkomprimeres i mindre varme perioder. Da udekonditionen i Danmark er meget varierende i komfortanlæggets driftsperiode, er det energimæssigt vigtigt at sikre, at skruekompressoren forsynes med en gliderregulering for tilpasning af volumenforholdet.

Scroll

Scrollkompressoren kan vibrations- og reguleringsmæssigt sidestilles med skruekompressoren. Scrollkompressoren er som skruekompressoren født med et fast volumenforhold. I modsætning til skruekompressoren er scrollkompressorer med variabelt volumenforhold ikke kommercielt tilgængelig i dag. Hvorvidt der er en væsentligt negativ energimæssig konsekvens ved anvendelse af scrollkompressorer uden variabelt volumenforhold, bør undersøges nærmere i forbindelse med projektering af det enkelte anlæg.

6.6 Kondensator

På indirekte anlæg er kondensatoren væskekølet i form af vand eller en frostsikret brine. Til køling af kondensatorkredsen vil der typisk blive anvendt køletårne eller tørkølere.

En meget væsentlig faktor ved dimensionering af køletårne og tørkølere er støjmissionen fra disse, da komfortkøleanlæg generelt er opstillet i områder, hvor der er bymæssig bebyggelse, som normalt medfører krav om et lavt støjniveau i skel.

Ved valg af kondensator til komfortkøleanlæg bør nedennævnte forhold vurderes nærmere, da det normalt forekommende belastningsprofil for komfortkøleanlæg i Danmark ofte vil resultere i, at tørkølere er den mest energi- og miljørigtige løsning. Dette gælder, selv om et tørkølensystem i det dimensionerende driftspunkt har et større effektoptag, end hvad der ses for et tilsvarende køletårnsbaseret kondensatorsystem.

Køletårne

Køletårne kan overordnet opdeles i åbne og lukkede køletårne. I åbne køletårne cirkuleres det fordampende tårnvand direkte gennem køleanlæggets kondensator. I lukkede køletårne overrisles et rørbundt i køletårnet med tårnvand. Tårnvandet fordamper herved og nedkøler rørbundtet, hvori der cirkuleres en frostsikret brine, som køler køleanlæggets kondensator.

Både åbne og lukkede køletårne anvender relativt store mængder vand - dels til fordampning og dels til tab i forbindelse vandbehandling og udslamning af kølevandskredsen. Udgiften til vand samt kemikalier til vandbehandling bør derfor tages i betragtning ved anvendelse af køletårne.

Åbne køletårne kan ikke anbefales anvendt i forbindelse med nyanlæg, da nyere køleanlæg hovedsageligt anvender pladevekslere som kondensator. Pladevekslere er følsomme over for ophobning og aflejring af partikler i pladeveksleren og er væsentlig sværere at rengøre end de tidligere anvendte rørvekslere. Endelig medfører aflejringer i pladeveksleren en forhøjet kondenseringstemperatur, der reducerer den termiske fordel, som det åbne køletårn har i forhold til lukkede køletårne, hvor der nødvendigvis indgår en ekstra veksling mellem tårnvand og rørbundt med cirkulerende brine til køling af kondensatoren.

Køletårne kan i modsætning til tørkølere levere en meget stor køleydelse i forhold til det areal, der optages af tårnet. Desuden er køletårne grundet deres kompakte udformning også velegnede til at lyddæmpe.

Tørkølere

Tørkølere (ribbekølere el. radiatorkølere) anvender alene udeluften til køling af den cirkulerende brine. Dette indebærer, at den kondenseringstemperatur der kan realiseres, er højere end hvad der opnås ved anvendelse af køletårne, hvor fordampningen af vand bevirker, at der kan opnås en tårnvandtemperatur, der er lavere end udeluftens temperatur.

Køletårnets fordel med hensyn til realisering af en lavere kondenseringstemperatur udvaskes imidlertid hurtigt ved faldende udetemperaturer. Dette bevirker, at anvendelsen af tørkølere ofte vil være at fortrække såvel energi- som miljømæssigt.

En af ulemperne ved anvendelsen af tørkølerne er, at disse arealmæssigt kræver betragtelig mere plads end køletårne, specielt når der er krav om et lavt støjniveau. Endvidere er støjdæmpning af tørkølere besværlig og dyr, da tørkølere er meget udstrakte anlæg.

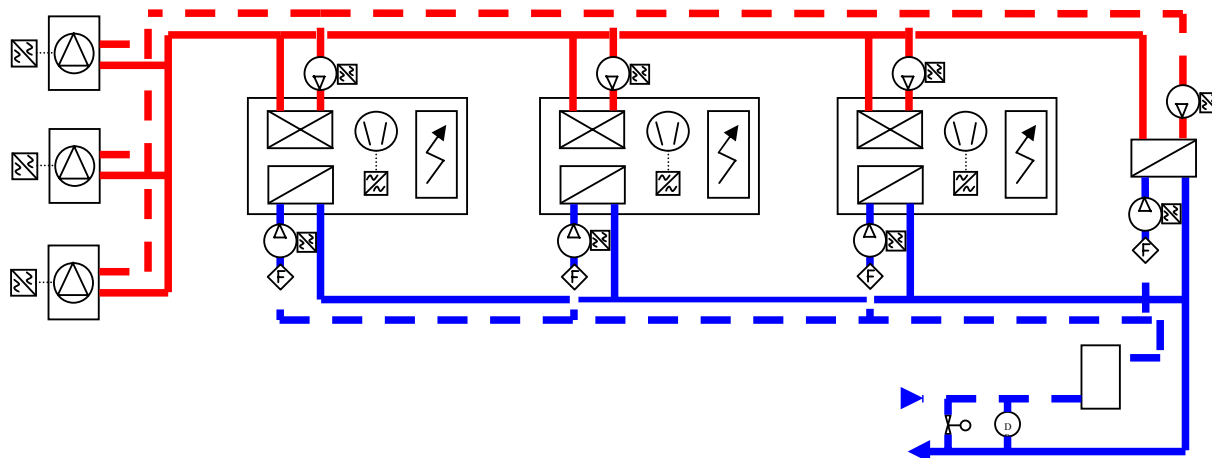
Tørkølerens finner bør korrosionsbeskyttes med f.eks. epoxy coating, da levetiden uden korrosionsbeskyttelse ofte er under 10 år. Dette er specielt vigtigt, hvis tørkølerne opstilles i aggressive miljøer ved havet eller i forureningsbelastede områder i byen.

6.7 Frikøling

Etablering af frikøling på indirekte opbyggede køleanlæg vil normalt kunne udføres relativt billigt, idet der principielt alene skal indbygges en varmeveksler mellem kondensatorkredsen og koldt vandskredsen. Nogle systemer opbygges uden frikøleveksler og udnytter, at der haves samme frostsikrede væske i kondensatorkredsen og koldt vandskredsen. Herved undgås investering og termisk tab i frikøleveksleren. Fordelene skal dog opvejes mod det forøgede pumpearbejde og den dårligere varmeoverføring i koldt vandskredsen, der opstår ved anvendelse af frostsikret brine, som f.eks. glycol, i stedet for vand.

Antallet af frikøletimer skal altid estimeres, inden investering i en frikøleveksler foretages, og det bør i den forbindelse overvejes, om der i vinterhalvåret er mulighed for at øge fremløbstemperaturen på koldt vandskredsen, så antallet af timer med frikøledrift kan øges.

Bilag A (Nedenfor): Oversigt principiel opbygning



7 CO₂ som sekundært kølemiddel

7.1 Pumpe versus naturlig cirkulation

Hovedforfatter: Hans Jørgen Høgaard Knudsen MEK/DTU

7.1.1 Resume

I forbindelse med udfasning af HCFC- og HFC-kølemidlerne er opstået stor interesse for anvendelse af naturlige kølemidler samt indirekte køling i forbindelse med køling i supermarkeder. Som sekundært kølemiddel med faseskift kan kuldioxid anvendes. I supermarkeder med køleanlægget placeret over kølemøblerne, f.eks. på taget, kan cirkulation af det sekundære kølemiddel ske ved naturlig cirkulation.

I dette arbejde er sammenlignet naturlig cirkulation og pumpecirkulation dels ved temperatur svarende til frostmøbler dels ved temperatur svarende til kølemøbler. Ved frost en anvendt op til 2 møbler medens der ved køl er anvendt op til 3 møbler.

Endvidere er undersøgt strategi i forbindelse med elektrisk afrimning, hvor det er væsentligt at fordampere er tømt for væske før elvarmelegemerne indkobles. Det er vist, at en overfladetemperaturføler kan anvendes til at styre indkoblingstidspunktet for elvarmestavene.

På grundlag af de gennemførte forsøg konkluderes, at det er muligt at anvende naturlig cirkulation men specielt ved frostmøbler må det sikres, at der ikke sker dampdannelse i væskeledningen. Dette kan sikres ved at anvende en cirkulationspumpe der giver en relativ lille trykforøgelse i forhold til den statiske trykstigning. Pumpeeffekten har i forsøgene være ca. 3% af køleeffekten.

7.1.2 Forord

Formålet med del-projektet beskrevet i dette afsnit har været at undersøge forskellig tilførsel af kølemiddel til kølemøbler i supermarkeder med indirekte køling med fordampende kuldioxid. Et forsøgsanlæg er opbygget hvor naturlig cirkulation og pumpecirkulation kunne undersøges.

Endvidere er undersøgt hvorledes afrimning bør foretages.

Dette projekt er et delprojekt af projektet ”Energirigtig design og regulering af sekundærsiden på indirekte køleanlæg med naturlige kølemidler” med deltagelse af Institut for Produktudvikling (projektansvarlig); Institut for Mekanik, Energi og Konstruktion, Danmarks Tekniske Universitet; Teknologisk Institut; Birch og Krogboe; Danfoss; Grundfos; York Refrigeration; TT-Coil, og Christian Berg. Projektet er blevet støttet økonomisk af ELFOR.

En særlig tak skal rettes til Arneg, der via Findan Køle- og Elteknik, Allingåbro, har stillet de anvendte kølemøbler til rådighed.

Endvidere skal rettes en tak til Hilmar Ómarssons, der gennem sit eksamensprojekt har medvirket til opbygning af forsøgsanlæg og gennemførelse af målingerne

Konklusionerne i denne rapport er alene undertegnede ansvarlig for.

Kongens Lyngby
December 2005

Hans Jørgen Høgaard Knudsen

Symbolliste

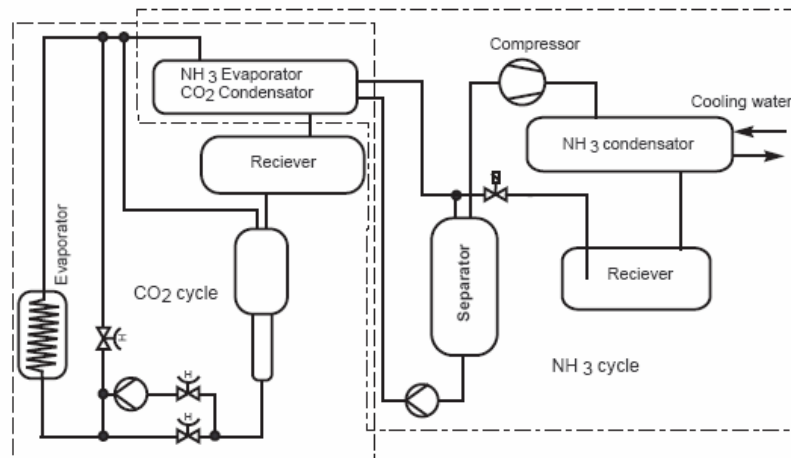
Flow	l/h	Volumenstrøm af kuldioxid målt på fordampertilgang (væske)
$T_{\text{air, in}}$	°C	Lufttemperatur ved fordampertilgang
$T_{\text{air, out}}$	°C	Lufttemperatur ved afgang fra fordamper
T_{defros}	°C	Temperatur af fordamperoverfladen.
T_{fud}	°C	Målt temperatur af kuldioxid ved fordamperudløb
T_{ind}	°C	Lufttemperatur ved tilgang til fordamper
T_{lud}	°C	Lufttemperatur ved udløb fra fordamper
T_{satud}	°C	Beregnet mætningstemperatur på grundlag af tryk ved fordamperudløb

7.1.3 Formål med undersøgelsen.

Formålet med den gennemførte forsøgsrække har været at sammenligne pumpecirkulation med naturlig cirkulation samt at se på afrimningsstrategi i forbindelse med fordampere med oversvømmet drift.

7.1.4 Forsøgsopstilling.

Den principielle opbygning af forsøgsanlægget er vist i Figur 7.1.1. Den primære kølekreds er et et-trins ammoniakanlæg medens den sekundære kølekreds er en kuldioxid kredsløb, hvor cirkulation af kuldioxid kan ske ved enten pumpecirkulation eller ved naturlig cirkulation.



Figur 7.1.1. Principiel opbygning af forsøgsanlæg.

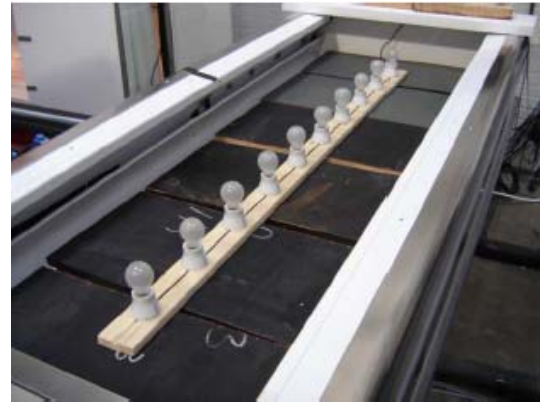
Ammoniakkredsen har en 4 cylinder stempelkompressor, oversvømmet fordampere med pumpecirkulation og vandkølet kondensator. Ammoniakanlæggets kapacitet kan varieres dels ved manuel udkobling af cylindre dels ved variation af omdrejningstallet. Omdrejningstallet kan enten indstilles manuelt på en fast værdi eller indstilles til at holde et konstant tryk i den sekundære kreds, kuldioxid kredsen. Der er i disse forsøg ikke foretaget målinger på ammoniakkredsen, der alene har haft til formål at levere den nødvendige kuldeydelse til den sekundære kølekreds.

Den sekundære kølekreds er det egentlige mål for den gennemførte eksperimentelle undersøgelse. Kredsen er opbygget så den skulle svare til køleafdelingen i et mindre supermarked med køleanlægget placeret på taget. En sådan opbygning gør det muligt at anvende naturlig cirkulation af det sekundære kølemiddel, som i denne sammenhæng er fordampende kuldioxid. Da der ikke er nogen kompressor i den sekundære kølekreds er kredsen oliefri. Hovedkomponenterne i den sekundære kreds er kølemøblene, to kølegondoler og en kølereol, kondensator, receiver samt pumpe. Endvidere er der tre forsøgsfordampere, som kan benyttes til at forøge belastningen på kondensatoren, som er ammoniakanlæggets fordampere. For at kunne undersøge drift ved naturlig cirkulation er receiveren monteret ca. 4 m højere end fordampere i kølemøblene. Receiveren består dels af en horisontal monteret cylinder med en diameter på 300 mm dels af en lodret monteret cylinder med indbygget niveaumåler. Placering ses i Figur 7.1.2.



Figur 7.1.2. CO₂-kondensator, receiver og niveaumåler.

Et by-pass omkring pumpen gør det muligt at gennemføre forsøg uden pumpen i drift (naturlig cirkulation). Tilførsel af kølemiddel til kølemøblerne reguleres med standard brine regulatorer, der indstilles til at holde en ønsket lufttemperatur i møblerne. Regulatoren kan fungere som en klassisk termostat (on/off) eller som en modulerende termostat. Den sekundære kreds er for hvert møbel forsynet med måleudstyr til måling af fordampningstemperatur, luftens til- og afgangstemperatur, fordampningstryk og trykfald over fordamperen samt flowmåler til måling af det cirkulerende flow af kuldioxid gennem fordamperen. For at kunne bestemme belastningen på møblerne er møblerne lukket med isoleringsplader og belastningen tilføres elektrisk (effekt afsætning i lyspærer, hvis spænding varieres) idet der dog korrigeres for varmetransmission gennem møblets overflade. Den elektriske belastning måles med watt-meter. I gondolerne er indlagt plade plader svarende til maksimal fyldningshøjde og varmetilførslen sker over disse plader, hvor de 10 elektriske 100 watts pærer er fordelt på linie i gondolens længde. Denne belastning er en rimelig tilnærmelse til den virkelige belastning der kommer fra luftinfiltration samt belysning på det øverste lag. For reolen er belastningen fordelt på med 3*5 stk 100 watts pærer fordelt jævnt på 3 hylder (top, midt og bund). Placering af elektrisk belastning ses i Figur 7.1.3 og Figur 7.1.4.



Figur 7.1.3.

Gondol. Til venstre med isoleringsplade og til højre se placering af den elektriske belastning.



Figur 7.1.4. Reol. Placering af elektrisk belastning. Delvis isoleret.

Det anvendte måleudstyr er angivet i Appendiks A og placering er angivet i Figur 7.1.5.
De anvendte kølemøbler er beskrevet i Appendiks B.

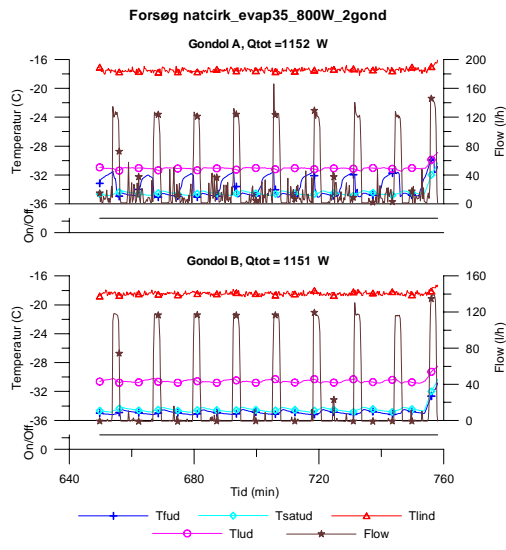
Denne forsøgsserie blev gennemført i forbindelse med Hilmar Ómarsson's eksamensprojekt og findes beskrevet i /1/. Der er gennemført forsøgsrækker med lufttemperatur på -18 °C og fordampningstemperatur på -35 °C , -30 °C og -25 °C , både med pumpecirkulation og med naturlig cirkulation. Målingerne er gennemført dels med en enkelt gondol i drift dels med begge gondoler i drift. Målingerne med pumpecirkulation er gennemført med fast pumpekapacitet (50%). Trykket i kuldioxidkredsen holdes på den ønskede værdi ved at regulere ammoniakkompressorens omdrejningstal på grundlag af trykket i kuldioxidkredsen. Flowet gennem fordamperne er on/off styret hvilket giver anledning til trykvariationer. Det har ikke været muligt via omdrejningstalsregulering af ammoniakkompressorens at få et helt stabilt kondenseringstryk. Kondenseringstrykket varierer i takt med åbningen af reguleringsventilerne. Mindst variation i tryk ses ved høj belastning. I forbindelse med disse målinger blev observeret en nulpunktsforskydning af flowmålerenes visning i forhold til den gennemførte kalibrering før montering i forsøgsanlægget. Denne nulpunktsforskydning er senere lokaliseret til at skyldes en løs forbindelse ved flowmålerens strømforsyning. Med korrekt forbindelse til strømforsyning fås korrekt nulpunkt. De beregnede masseflow og dermed også tørhedsgrader for denne måleserie er således ikke korrekte dog må antages at forholdet mellem flowene er korrekt. Ligeledes måles i denne måleserie er ikke trykfaldt over fordamperne, da differenstrykstransducerne tilsyneladende ikke fungerede korrekt. Det har senere vist sig at årsagen til problemet med differenstrykstransducerne skyldtes forkert tilslutning af måleledningerne. På grund af tidsbegrænsningen for eksamensprojektet blev besluttet at gennemføre måleserien uden bestemmelse af trykfald over fordamperne. (Sidst gennemførte måleserie, måleserie 3, har korrekt måling af både flow og trykfald.)

Ved den maksimale belastning på ca. 1100 W fås ved fuldt åben ventil fluktuerende flow både med naturlig cirkulation og med pumpecirkulation. Figur 7.1.6 og Figur 7.1.7 viser temperatur og flow med to gondoler i drift og Figur 7.1.8 og Figur 7.1.9 viser temperaturerne for en gondol i drift. I Figur 7.1.8 og Figur 7.1.9 er flowet udeladt da det varierer så voldsomt, at man såfremt flowet var medtaget ikke kunne se temperaturvariationerne. Endvidere varierer temperaturen af kuldioxid på fordamperudløbet men dog væsentligt mere ved naturlig cirkulation (6 K) end ved pumpecirkulation (3 K). Ved naturlig cirkulation er afgang fra fordamperen i store perioder overhedet medens det for pumpecirkulation kun ske i kortere perioder. I alle disse forsøg er lufttemperaturen på fordampertilgangen -18 °C .

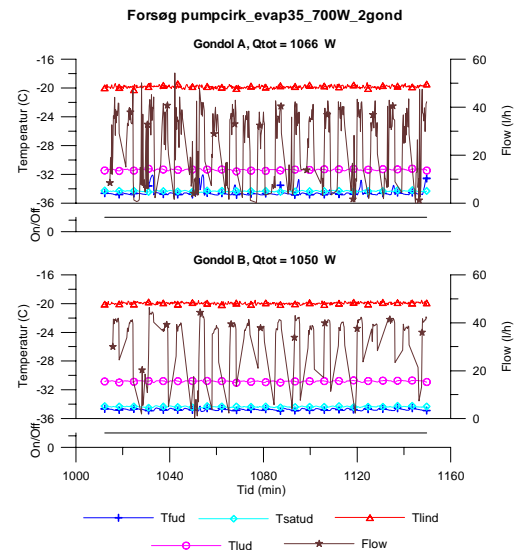
I figurene angiver:

- T_{fud}: Målt temperatur af kuldioxid ved fordamperudløb.
- T_{satud}: Beregnet mætningstemperatur på grundlag af tryk ved fordamperudløb.
- T_{lind}: Lufttemperatur ved tilgang til fordamper.
- T_{lud}: Lufttemperatur ved udløb fra fordamper.
- Flow: Volumenstrøm af kuldioxid målt på fordampertilgang (væske).

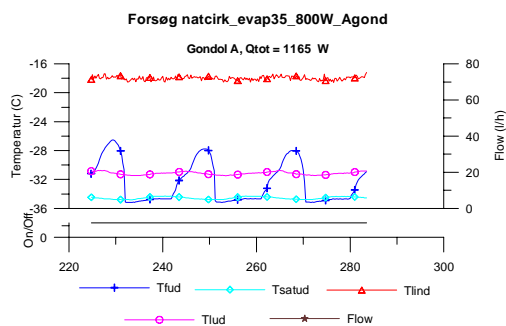
Ventilens er åben når værdien af On/Off er 1 og lukket når værdien af On/Off er nul. Den beregnede belastning (tilført elbelastning plus varmetransmission) er angivet i figurene.



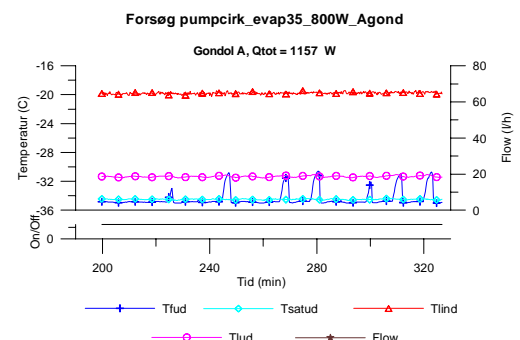
Figur 7.1.6 Temperatur og flow ved naturlig circulation med fuldt åben ventil. 2 gondoler i drift.



Figur 7.1.7. Temperatur og flow ved pumpe cirkulation med fuldt åben ventil. 2 gondoler i drift



Figur 7.1.8. Temperatur og flow ved naturlig circulation med fuldt åben ventil. 1 gondol i drift.



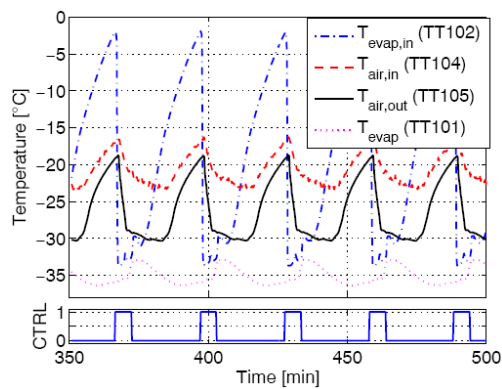
Figur 7.1.9. Temperatur og flow ved pumpe cirkulation med fuldt åben ventil. 1 gondol i drift

Det varierende flow gennem fordamperen, specielt ved naturlig cirkulation, kan forklares ved dampdannelsen i fordamperen samt at der er monteret en kontraventil på fordamperafgangen. Ved højt flow fyldes fordamperen med væske så hurtigt (forbundne kar), at dampdannelse ikke når at finde sted. Trykdifferens mellem til- og afgang falder derfor til nul på grund af ren væske i både fald- og stigning og flowet bliver derfor nul. I den efterfølgende periode sker en dampdannelse som følge af varmetilførsel til kuldioxiden. Den dannede damp vil forlade fordamperen gennem stigrøret, hvis densiteten i derfor falder. En trykdifferens over fordamperen vil blive opbygget, da

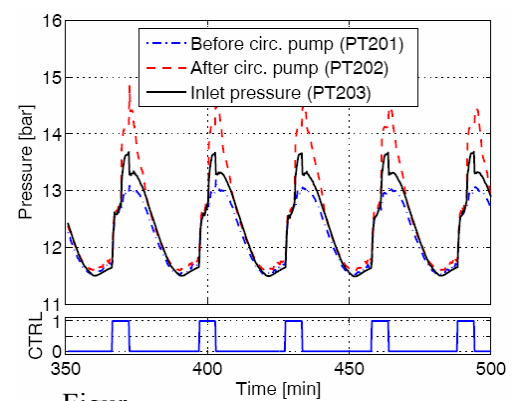
der stadig er ren væske i faldledningen og fordamperen fyldes på ny med væske. Grunden til at fordamperen får overhedet afgang kan skyldes, at der er monteret en kontraventil på afgang som kræver et differenstryk for at åbne og dette differenstryk opnås først med overhedet afgang.

Den maksimale ydelse er i denne serie den samme for både naturlig cirkulation og pumpe cirkulation.

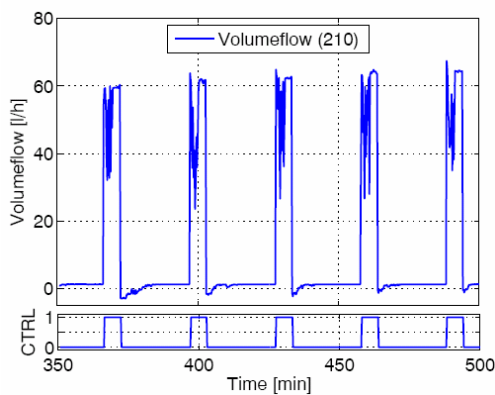
For belastning lavere end den maksimale vil reguleringsventilen arbejde og der fås typisk et forløb vist i Figur 7.1.10 til Figur 7.1.13 (Fra /1/, kun en gondol i drift). Som det fremgår af figureerne varierer alle måledata med en periode svarende til ventilens arbejdscyklus. Temperaturen af kuldioxid ved indløb til fordamperen bliver væsentlig højere end udløbstemperaturen i ventilens off-periode hvilket skyldes placeringen af temperaturføleren på kølemiddeltilgangen uden for kølemøblene.



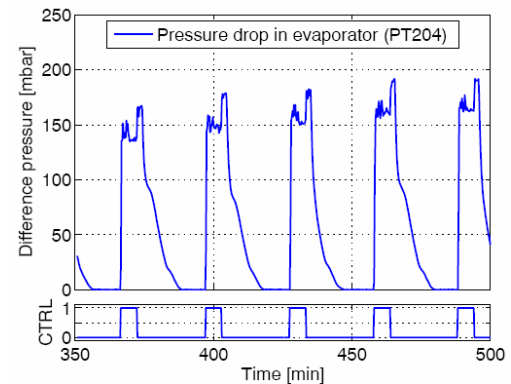
Figur 7.1.10. Temperaturvariation.



Figur 7.1.11 Trykvariation.



Figur 7.1.12. Volumenstrøm til fordamperen



Figur7.1.13. Trykfald over fordamperen.

forsøgsserie. Afrimningsstrategi

Denne forsøgsserie blev ligeledes gennemført i forbindelse med Hilmar Ómarsson's eksamensprojekt. Fordamperne i gondolerne er forsynet med elektriske varmeleger til afrimning

af fordamperen. Tilrimning af fordamperne blev forceret ved hjælp af dampgenerering i selve gondolen. Dampen blev generet ved hjælp af 3 elkogekedler placeret øverst i gondolen. Denne måde at tilrime fordamperne på kan have medført et andet tilrimningsmønster end ved normal drift med tilrimning som følge af luftinfiltration. Med den anvendte tilrimningsmetode er fugtindholdet i den cirkulerende luft højere end ved luftinfiltration hvilket kan give en lidt mere jævn tilrimning af fordamperoverfladen.

Afrimningsforsøgene blev gennemført med omtrent samme ismængde på fordamperen men med forskellig tidsforsinkelse mellem start af afrimningssekvens og aktivering af afrimningsvarmelegemerne.

I forbindelse med afrimningsforsøgene blev monteret en temperaturføler direkte på fordamperoverfladen. Temperaturen ved denne føler antages at være lig med fordamperoverfladens temperatur og anvendes som indikation for afrimningsforløbet. Tabel 7.1.1 giver en oversigt over afrimningsforsøgene, der alle er gennemført med en fordampningstemperatur på $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Den anvendte ismængde svarer til den forventede ismængde ved 12 timers normal drift.

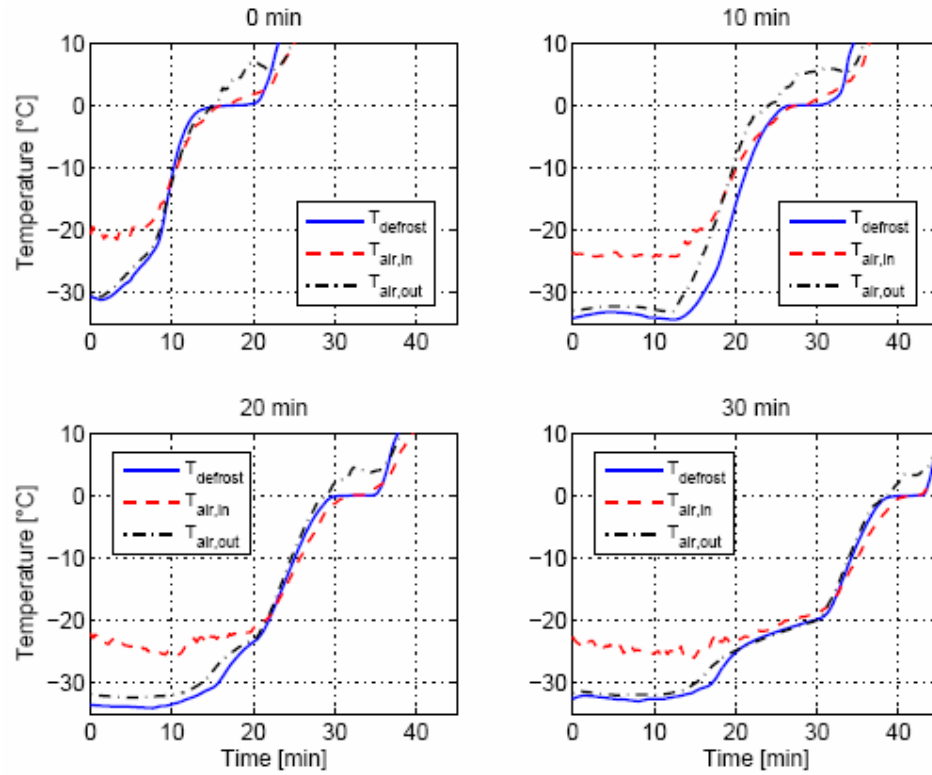
Tabel 7.1.1. Oversigt over afrimningsforsøg

Tidsforsinkelse (min)	Ismængde (g)
0	1020
10	1057
20	1178
30	1003
18	1500
5	2000

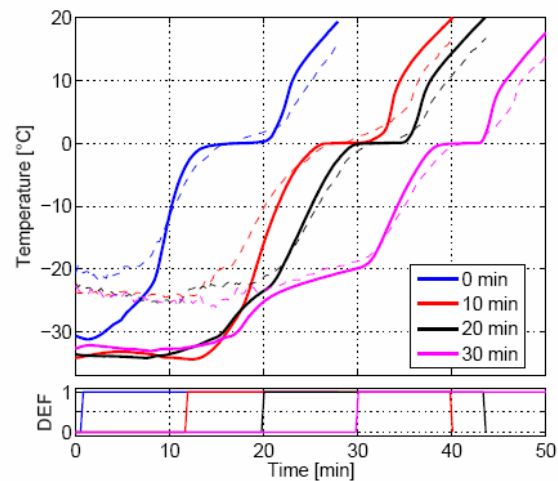
I Figur 7.1.14 er vist den målte tid, temperatur sammenhæng. I figuren er vist tre temperaturer:

- T_{defrost} : Temperatur af fordamperoverfladen.
- $T_{\text{air, in}}$: Lufttemperatur ved fordampertilgang.
- $T_{\text{air, out}}$: Lufttemperatur ved afgang fra fordamper.

Af Figur 7.1.14 fremgår, at der i en tidsperiode efter afrimningssekvensens start stadig leveres en køleydelse, hvilket ses af at luften køles i fordamperen. Endvidere ses, at temperaturen af fordamperoverfladen ved forsinket start af elvarmelegemerne holder sig på en næsten konstant værdi. Årsagen til dette er at der stadig sker en fordampning af kølemiddel i fordamperen. Når overfladetemperaturen begynder at stige er der ikke længere kølemiddelvæske i fordamperen og kølingen ophører, hvilket ses af at luftens til- og afgangstemperatur bliver den samme. Ved indkobling af varmelegemerne fås en hurtigere stigning af overfladetemperaturen indtil overfladetemperaturen stabiliserer sig en tid ved 0°C for derefter igen at stige. Stabiliseringen ved 0°C skyldes smeltning af is på fordamperoverfladen



Figur 7.1.14 Tid, temperaturforløb for afrimningsforsøgene. Tiden over figurene er tidsforsinkelsen.



Figur 7.1.15. Sammenligning af temperaturforløb ved afrimningsforsøgene.
 Fuldt optrukket kurve: Overfladetemperatur
 Stiplet kurve: Lufttemperatur ved indløb.

Den tid elvarmelegemerne er indkoblet for at få en overfladetemperatur på 5 °C er som vist i nedenstående tabel 7.1.2.

Tabel 7.1.2. Data for afrimningsforsøg

Tidsforsinkelse (min)	Ismængde (g)	Elvarmelegeme (min)
0	1020	22
10	1057	23
20	1178	17
30	1003	15

Da elvarmelegemerne har konstant effekt er indkoblingstiden et relativt målt for energiforbruget anvendt til afrimning. Der kan spares ca. 30% på energiforbruget til afrimning ved at forsinke indkobling af varmelegemerne. Tidsforsinkelsen afhænger imidlertid af kølemiddel fyldningen i fordampere og der bør derfor anvendes et signal til indikation af at al kølemiddelvæske er fordampet. Et sådant signal kan være differensen mellem lufttemperaturen ud af fordampere og temperaturen af fordampereoverfladen, da denne differens bliver meget lille, når al kølemiddel er fordampet. En differens på 3 K kunne vælges.

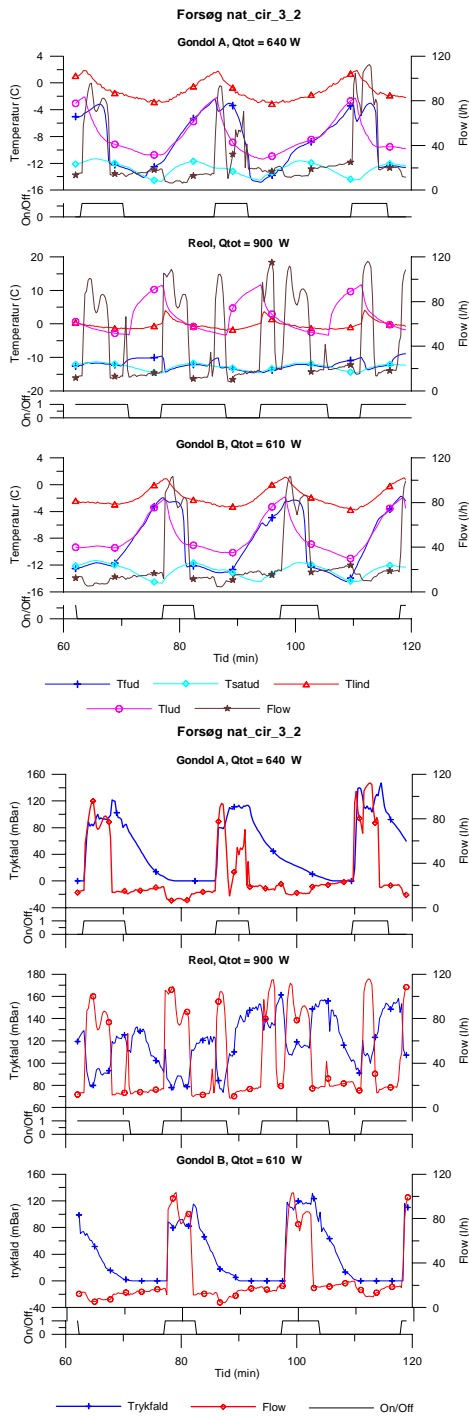
En anden mulighed til bestemmelse af indkoblingstidspunkt kunne være at benytte, at temperaturforløbet ændre hældning når der ikke længere er fordampende væske i fordampere.

Foruden indkoblingstidspunkt af varmelegemer bør også udkoblingstidspunktet fastlægges ud fra målt temperatur. Her vil det være naturligt at anvende overfladens temperatur til indikation af, at al is er smeltet. Når overfladetemperaturen når f.eks. 5 °C må forventes at overfladen er afrimet og elvarmelegemerne kan udkobles.

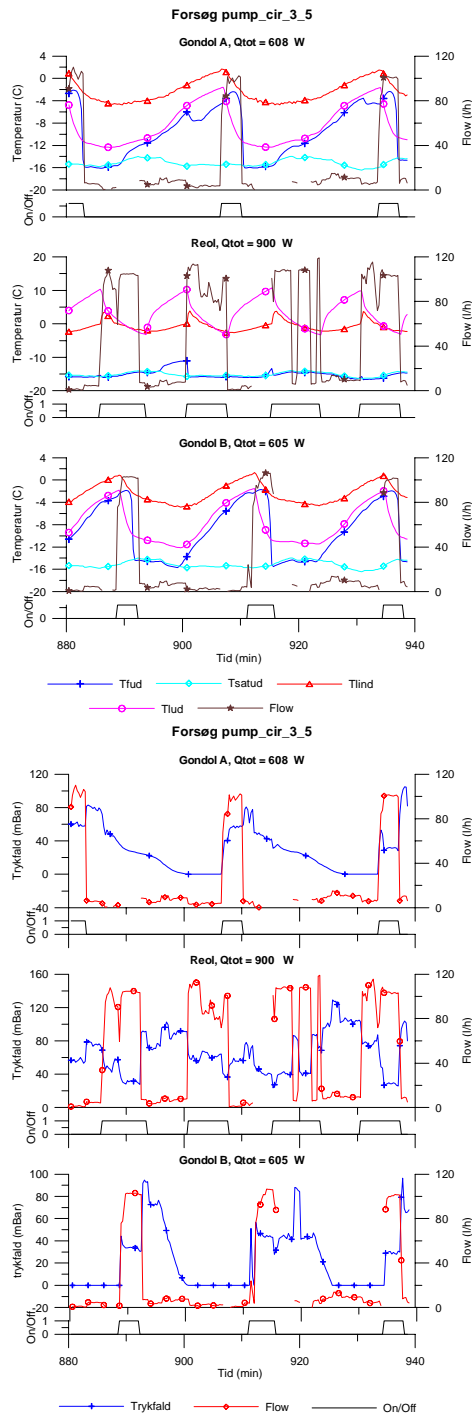
Placering af overfladeføleren kan være kritisk, da ispåfrysningen ikke sker jævnt på fordamperoverfladen. Flere overfladefølere kan afhjælpe dette, men en vis erfaring vil være påkrævet for at kunne placere følerne korrekt.

forsøgsserie. Drift ved lufttemperatur 0 °C.

I denne serie er gennemført målinger dels med alle tre møbler, 2 gondoler og 1 reol, dels med kun reolen i drift. De første målinger i denne serie har som de tidligere serie en fejl ved måling af volumenstrømmene på grund af løs forbindelse i strømforsyningen men de sidste målinger har korrekt måling af volumenstrømmene. Alle målinger i denne serie har måling af trykfald over fordamperne. De første målinger blev gennemført med On/Off-termostat medens de sidste målinger blev gennemført med modulerende termostat. I de første målinger blev ammoniaknæggets kapacitet (kompressorens omdrejningstal) reguleret på grundlag af kondenseringstrykket i kuldioxid kredsen. Med denne form for regulering fås lidt større fluktuationer i kuldioxid kredsens kondenseringstryk end med et fast omdrejningstal af ammoniakkompressoren. De sidste målinger er gennemført med konstant omdrejningstal. En del af fluktuationen i kondenseringstrykket skyldes reguleringsventilernes åbning og lukning.



Figur 7.1.16. Naturlig cirkulation On/Off termostat.



Figur 7.1.17. Pumpecirkulation On/Off termostat.

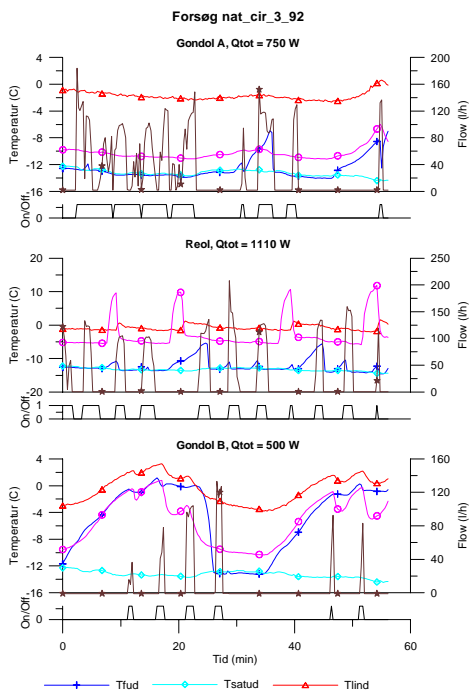
Figur 7.1.16 og Figur 7.1.17 viser temperatur, flow og trykforløb for henholdsvis naturlig cirkulation og pumpecirkulation med omtrent samme belastning og tilnærmet samme

fordampningstemperatur i møblerne med On/Off termostatfunktion. Pumpen er indstillet på 50% kapacitet og der er åbnet i by-pass mellem pumpen og kondensatoren.

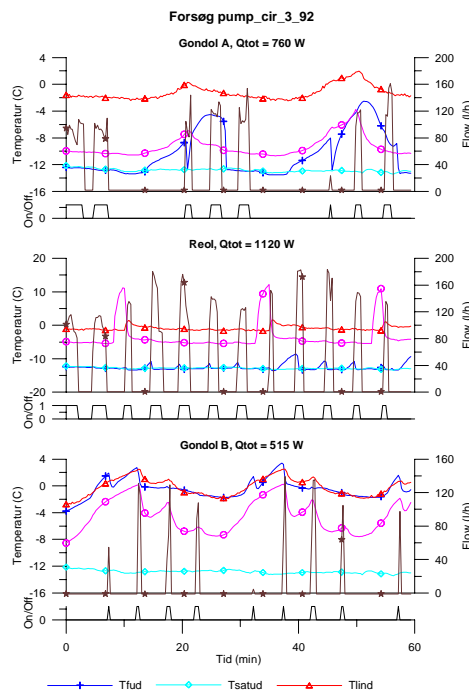
Af Figur 7.1.16 og Figur 7.1.17 ses at trykfaldet over fordamperne er næsten det samme for naturlig cirkulation og pumpecirkulation. Det samme gælder for flowene men variation af flow er mindre ved pumpecirkulation end ved naturlig cirkulation især for reolen. Grunden til at flowene er næsten ens i de to driftsformer skyldes at trykstigningen over pumpen er lille sammenlignet med den statiske trykstigning samt at en del af flowet gennem pumpen ledes direkte tilbage til kondensatoren via by-passet. Det fremgår også af disse figurer, at mætningstemperaturen ved fordamperudløb varierer.

Figur 7.1.18 og Figur 7.1.19 viser for omtrent samme driftsbetingelser som i Figur 7.1.16 og Figur 7.1.17 tilsvarende forløbet med modulerende termostatfunktion. Der haves næsten samme forløb.

I Figur 7.1.16 til 7.1.19 bliver lufttemperaturen ved fordamperudløb i reolen ved lukket ventil højere end tilgangsluftens temperatur. Årsagen til dette er ikke helt klarlagt men skyldes formentlig at denne temperaturføler er anbragt i luftkanalen over reolen. Lufttemperaturen kan her blive ret høj på grund af den eleffekt der afsættes på den øverste hylde specielt hvis luftcirkulationen hen over hylden er lav. Temperaturføleren er senere flytte så den er placeret direkte i luftstrømmen der indblæses gennem gitteret øverst i reolen. Målingerne herefter har korrekt forhold mellem temperatur før og efter fordamper. Målepunktet burde være monteret direkte efter fordamperen før luftkanalen.



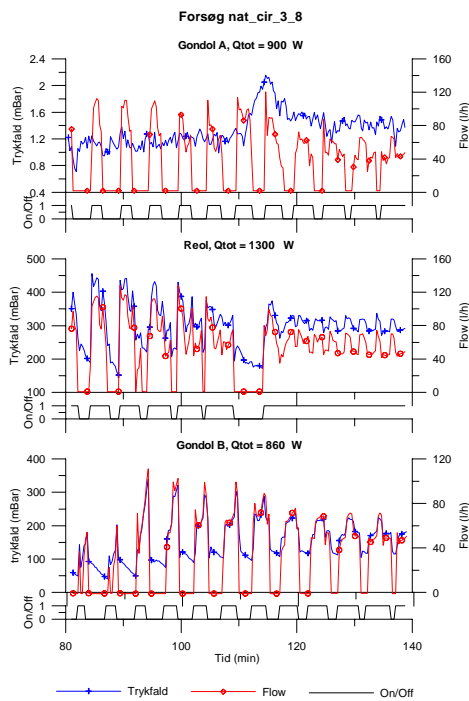
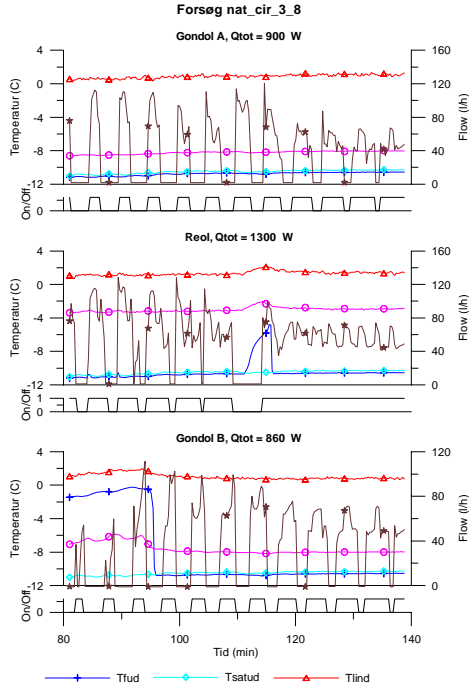
Figur 7.1.18. Naturlig cirkulation
Modulerende termostat.



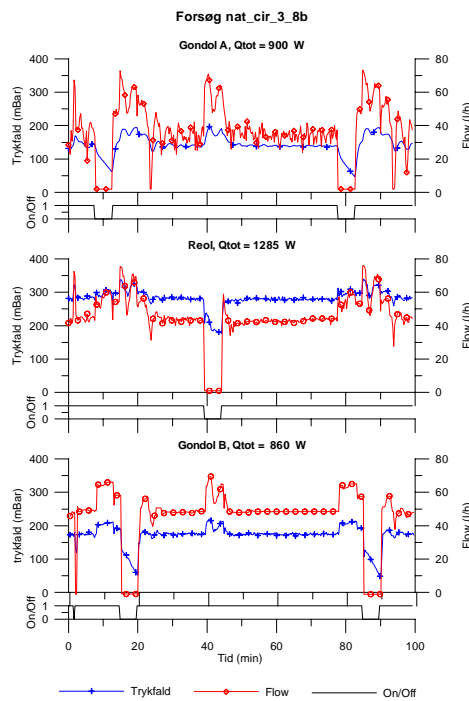
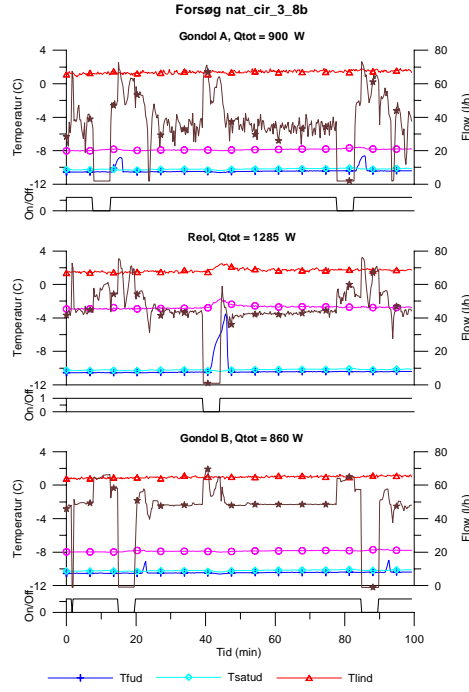
Figur 7.1.19. Pumpecirkulation
Modulerende termostat.

Figur 7.1.20 og Figur 7.1.21 er viser temperatur, massestrøm og trykforløb for målinger gennemført med samme indstilling af påtrykt belastning. Kuldioxidens kondenseringstemperaturen skulle også være den samme i de to målinger men der er ca. 0.6 K i forskel idet temperaturerne er $-11.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $-10.6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Denne lille forskel i kondenseringstemperatur

giver en stor forskel i ventilernes åbningstid. I Figur 3.15 arbejder alle ventilerne med relativt korte On perioder i måleperioden medens de i Figur 3.16 arbejder med meget lange On perioder. Målingen gengivet i Figur 7.1.20 er dog ikke helt i kvasistatisk ligevægt da kondenseringstemperaturen stiger fra $-12.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ til $-10.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ i måleperioden. Ligesom ventilernes åbningsperiode stiger, specielt åbningstiden for reolen ændre sig over måleperioden på ca. 2 timer.



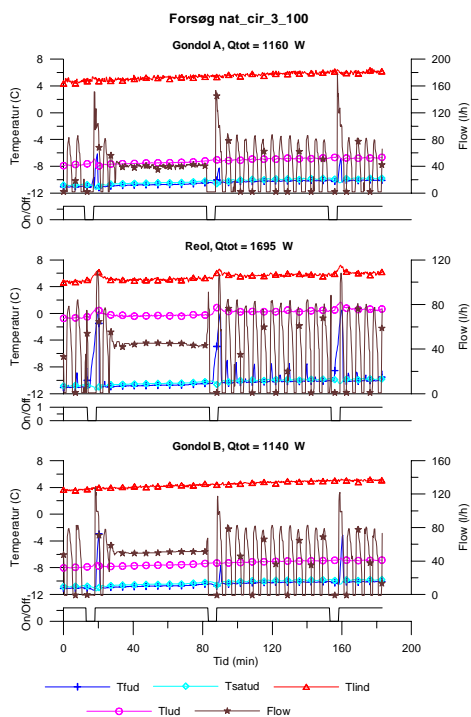
Figur 7.1.20. Naturlig cirkulation
Måling nat_cir_3_8a



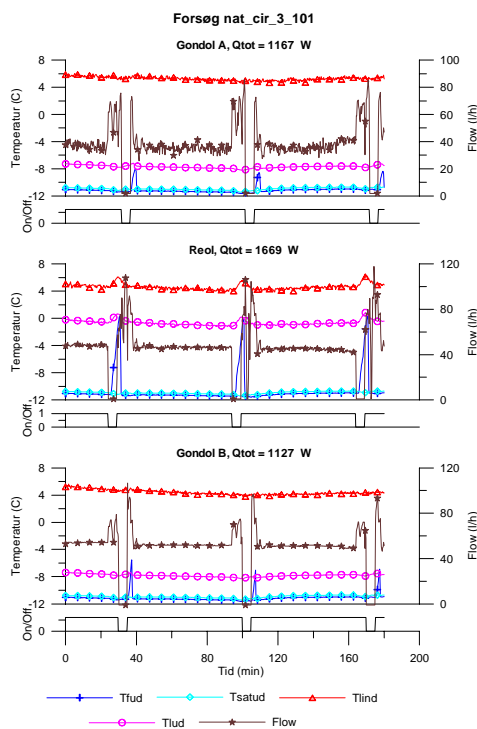
Figur 7.1.21. Naturlig cirkulation
Måling nat_cir_3_8b

Reguleringen af de enkelte møbler påvirker de andre, hvilket fremgår af Figur 7.1.21. Denne måling har meget stabile flow og der ses en tydelig påvirkning af flowet gennem det enkelte møbel når ventilen i et andet møbel aktiveres. Flowet i Gondol A fluktuerer lidt mere end flowet i de to andre møbler. Dette kan skyldes at eventuel dampdannelse i den fælles væskestreng udskilles på tilgangen af Gondol, A som det første møbel på den fælles væskestreng.

Små ændringer kan ved høj belastning få flowet gennem møblerne til at fluktuerer. For at undersøge stabiliteten er gennemført forsøg hvor reguleringen af møbeltemperaturen er sat ud af funktion med det formål at holde reguleringsventilen fuldt åben. Dog lukker ventilerne en gang i timen. I Figur 7.1.22 er vist resultatet for en sådan måling med naturlig cirkulation. Efter en indledende periode på ca. 20 minutter aktiveres ventilerne. Herefter fås en periode på ca. 60 minutter hvor flowene er meget stabile. Ventilerne aktiveres på ny men herefter bliver flowene ustabile. Det skal dog bemærkes, at der ikke er ligevægt, da luftrtemperaturen er svagt stigende. Der er senere gennemført måling med samme indstilling, Figur 7.1.23 men her haves i hele måleperioden stabilt flow. Et tilsvarende forløb er set i forbindelse med pumpecirkulation men her skyldes ustabiliteten tilsyneladende at der ikke var lukket fuldstændigt for by-passet over pumpen.



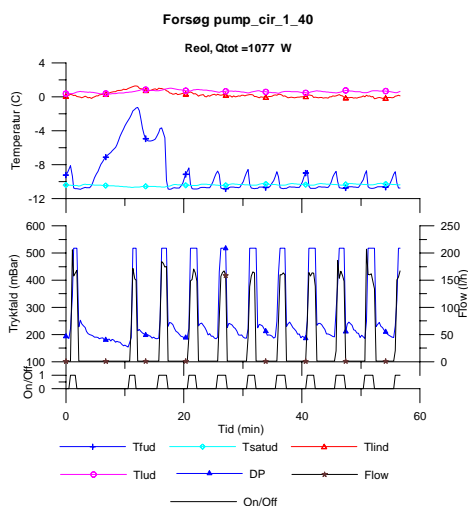
Figur 7.1.22. Naturlig cirkulation
Instabil flow



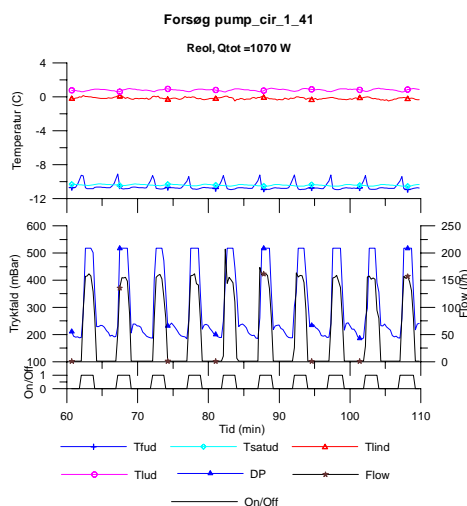
Figur 7.1.23. Naturlig cirkulation
Stabilt flow

I forbindelse med pumpecirkulation er undersøgt indflydelse af pumpekapacitet, som kan varieres fra ca. 15% til 100%. Figur 7.1.24 er måleserie med 100% pumpekapacitet, Figur 7.1.25 er måleserie for samme belastning men med 50% pumpekapacitet og endelig er Figur 7.1.26 en måleserie for samme belastning med kun 15% pumpekapacitet. Den målte trykstigning over pumpen er i de tre målinger 148 mBar, 146 mBar og 122 mBar. Denne trykstigning skal sammenholdes med den statiske trykstigning på ca. 390 mBar. Trykstigningen over pumpen udgør

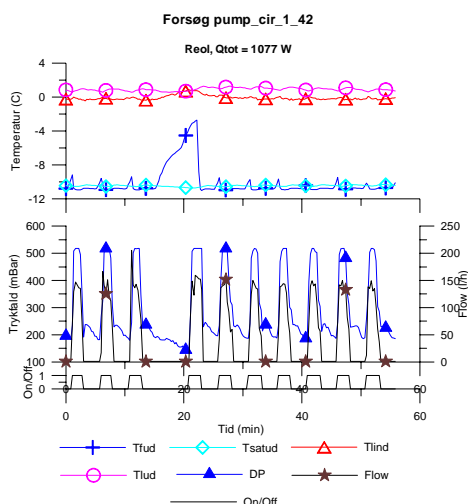
således kun ca. 25% af det samlede maksimale drivtryk (med ren gas i stigledning), hvilket også kan forklare, at flowet gennem reel er næsten det samme i de tre måleserier.



Figur 7.1.24. Pumpekapacitet 100%



Figur 7.1.25. Pumpekapacitet 50%



Figur 7.1.26 Pumpekapacitet 15%

7.1.6 Diskussion.

Opstartsproblemer.

For at sikre helt afrimede fordampere ved hvert forsøgs afrimes fordamperne hele natten. Ved opstart har det i end nogle tilfælde ikke været muligt at få cirkulationen i gang med naturlig cirkulation og i nogle få tilfælde har det også været problematisk i forbindelse med pumpecirkulation selv om der skulle være maksimalt differenstryk til rådighed, idet stigledningen er ren gasfyldt ved opstart. Cirkulationen er kommet i gang ved at åbne for den ene af testfordamperne i nogle få minutter.

Grunden til dette problem må søges i rørføringen. For at måle flowet gennem de enkelte fordampere er der monteret et variabelt areal flowmeter på væsketilgangen af fordampere. Denne måler type krævet at flowet forløber lodret fra bund til top. Der er således gaslommer i væskeledningen, hvilket der normalt skal undgås. Disse gaslommer i væskeledningen kan være forklaring på det konstaterede opstartsproblem.

Ved pumpecirkulation kan problemet skyldes minimums by-passet over pumpen. Dette by-pass er nødvendigt for at sikre smøring og køling af pumpen. Det kan tænkes at flowet i opstartsfasen kun sker i by-passet. En måde at undgå dette problem på er at montere minimums by-passet helt ude ved den fjerneste fordamper. Hermed ville der også være sikret væske i væskeledningen selv om ventilen i væsketilførsel til alle fordampere er lukket samtidig.

Fluktuerende flow.

Med fuldt åben ventil fås ved naturlig cirkulation ofte fluktuerende flow gennem fordampere selv om væskniveau i receiver er stabilt. Ved pumpecirkulation fås i de fleste målinger med fuldt åben ventil et stabilt flow gennem fordampere specielt med pumpen på 100% kapacitet. Pumpen er således med til at stabilisere flowet.

Det varierende flow gennem fordampere, specielt ved naturlig cirkulation, kan forklares ved dampdannelsen i fordampere. Ved højt flow fyldes fordampere med væske så hurtig, at dampdannelse ikke når at finde sted. Trykdifferens mellem til- og afgang falder derfor til nul på grund af ren væske i både fald- og stigeledning og flowet bliver derfor nul. I den efterfølgende periode sker en dampdannelse som følge af varmetilførsel til kuldioxiden. Den dannede damp vil forlade fordampere gennem stigrøret, hvis densiteten i derfor falder. En trykdifferens over fordampere vil blive opbygget, da der stadig er ren væske i faldledningen og fordampere fyldes på ny med væske.

Ved pumpecirkulation vil der være en tvungen cirkulation gennem fordampere selv om der ikke er dannet damp.

Maksimal belastning.

Den maksimale belastning er den samme for naturlig og tvungen cirkulation. Ved en fordampningstemperatur på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ og en temperatur på fordampertilgang, hvilket svarer til lufttemperaturen i møblet, på $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ er den maksimale eksterne belastning inklusiv varmetransmissionstab for reolen 1250 W og for gondolerne 900 W.

Dampdannelse i væskeledning.

Ved en væsketemperatur lavere end omgivelsernes temperatur er der en risiko for dampdannelse i væskeledningen som følge af varmeindtrængning. Risikoen er størst ved naturlig cirkulation da underkølingen i væskeledningen her alene skyldes den statiske trykstigning i faldledningen. Ved pumpecirkulation haves på grund af trykstigningen over pumpen en større underkøling end ved naturlig cirkulation og dermed mindre risiko for dampdannelse. Risiko for dampdannelse er størst ved frostmøbler og specielt ved lav massestrøm i væskeledningen. Dampdannelse kan dog også ske ved meget høj massestrøm, hvor kombination af varmeindtrængning og friktionstrykfald kan overstige den underkøling der er resultatet af den statiske trykstigning i faldledningen.

I forsøgene har det ikke været muligt at se strømmingen selv om der er monteret skueglas i væskeledningen, men beregninger i forbindelse med forsøgene viste, at der kunne dannes damp.

Den dannede dampmængde var dog lille så det kunne antages, at strømningsformen var en homogen boblestrømning for hvilken en middeldensitet kan bestemmes på grundlag af tørhedsgraden.

Rørføring.

Den rørføring der er anvendt i forbindelse med forsøgsanlægget er ikke optimal for naturlig cirkulation på grund af dampplommer i væskeledningen. Dampplommer i væskeledningen bør altid undgås og der bør være en afgangsledning uden ved møblerne så eventuelt dannet damp kan ledes direkte tilbage til kondensatoren. Dette kan være en by-pass ledning der sikre et begrænset flow i væskeledningen selv med alle ventiler lukket. På denne måde kan væskeledningen holdes afkølet.

I forsøgsanlægget er benyttes en fælles returledning ved gulv foran stigledningen. For at undgå tilbagestrømning er afgang af fordampere forsynet med en kontraventil., hvilket kan være en af årsagerne til opstartsproblemerne. For at undgå kontraventilerne bør der være en separat stigledning for hver fordampere som kan ledes ovenfra ned i en fælles returledning med fald mod kondensatoren.

Der er anvendt standard fordampere som i dette tilfælde har været forsynet med 3 parallelle løb. Der bør kun være et løb i fordampere. Rørdimensionen bør fastlægges ud fra en beregning af trykfaldet gennem fordampere.

Naturlig cirkulation/ pumpecirkulation

Ved højtliggende receiver vil der altid være en statisk trykstigning fra receiver til fordampertilgangen. I forsøgsanlægget har det statiske tryk være omtrent 390 mBar. Ved pumpecirkulation har trykforøgelsen over pumpen kun være omtrent 150 mBar, så selv med det der i forsøgene er benævnt pumpecirkulation har der været et væsentligt bidrag fra naturlig cirkulation. Pumpen har dog medvirket til at give en mere stabil drift ved maksimal belastning. Specielt i forbindelse ved forsøg med møbeltemperatur på -18°C hvor temperaturen af kuldioxid er mellem -25°C og 35°C og varmeindtrængning i væskeledningen derfor relativ stor. Effektforbruget til pumpen er målt til ca. 100 W ved 100% kapacitet og 45 W ved 15% kapacitet. Denne effekt svarer til ca. 3% af den leverede kuldeydelse.

7.1.7 Konklusion.

Det er muligt at anvende naturlig cirkulation de steder, hvor receiveren er placeret væsentligt højere end fordampere. Det kan dog tilrådes at anvende en pumpe til at forøge underkølingen i væskeledningen så dampdannelse undgås i væskeledningen. Det er specielt vigtigt i forbindelse med frostmøbler på grund af den større varmeindtrængning i forhold til kølemøbler. Minimums flow gennem pumpen bør sikres med en by-pass ledning som bør være anbragt ved den fjerneste fordampere hvis det er praktisk muligt. Normalt findes by-passet direkte ved pumpen.

Ved naturlig cirkulation skal rørføringen være uden dampplommer. For at forbedre væsketilførsel til fordampere bør der være en by-pass ledning ved den fjerneste fordampere så væskeledningen hele tiden holdes afkølet. By-passet vil også medvirke til at undgå opsamling af damp i væskeledningen.

Der bør anvendes separat stigledning for hver fordamper som ledes ovenfra ned i en fælles returledning med fald mod kondensatoren. Herved kan kontraventil ved fordamperafgang og der dermed forbundne trykfald elimineres.

Til styring af indkobling af varmelegemer til afrimning af fordampere bør anvendes en overfladeføler der sikre, at fordamperen er næsten tømt for kølemiddelvæske før varmelegemerne indkobles. Udkobling af varmelegemerne bør også styres ved hjælp af en overfladeføler.

7.1.8 Referencer.

- 1: Hilmar Ómarsson: Carbon Dioxide as a Secondary Refrigerant in Supermarket Refrigeration. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Section of Energy Engineering, Technical University of Denmark. September 2005. MEK-ET-EP-2005-02
- 2: Morten Juel Skovrup: Thermodynamic and Thermophysical Properties of Refrigerants. Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark. April 2000. ET-Ph.D. 2000-04

Appendiks A.**Anvendt måleudstyr.****Temperaturmåling.**

Kobber-Konstantan termoelementer. Fremstillet på MEK og kalibreret i forhold til MEK's sekundære temperaturnormal.

Trykmåling.

- a) Absoluttryk. Danfoss AKS 32.
- b) Differenstryk. Danfoss MBS 7000.

Trykmålerne er kalibreret i forhold til MEK's primære trykstandard.

Flowmåling.

Bailey, Fischer & Porter. Variable Area Flowmeter. Seria 10A5400
Kalibreret med vand.

Massestrømsmåler.

Danfoss Mass 1100
Kalibreret med vand.

Niveaumåler.

Danfoss. AKS 41.
Kalibreret i opstilling med kuldioxid.

Elektrisk effekt.

- a) Belastning i kølemøbler.
Camille Bauer SINEAX PQ-502
- b) Pumpeeffekt.
Hartmann & Braun AG type 2-Pe

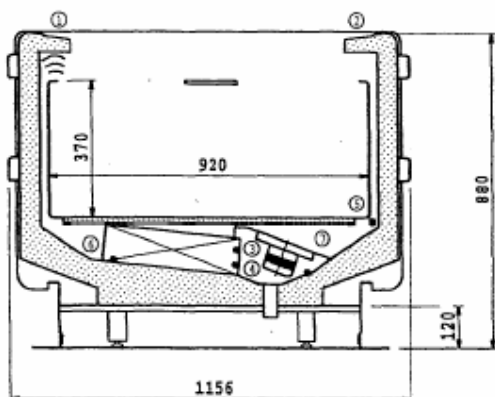
Åbningstid for reguleringsventiler.

Signal fås fra Danfoss AKC-regulatorerne til styring af væsketilgang til fordamperne.

Dataopsamling.

Agilent Technologies 34970A Data Acquisition System.

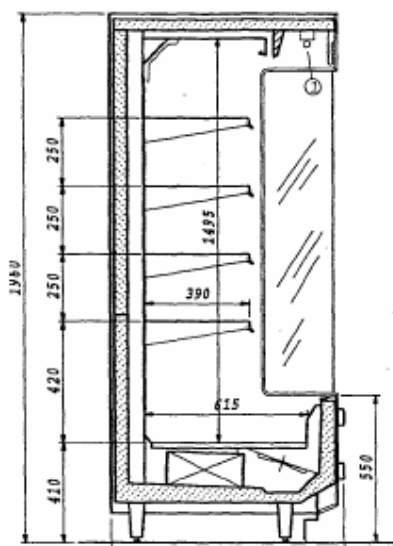
Appendiks B. Anvendte kølemøbler.



Kølegondol.

Arneg Madrid RNS. Længde 2,5 m.
Nominel kølekapacitet 954 W ved
fordampningstemperatur -38°C og en
lufttemperatur på -18°C med kølemiddel
R404A.

3 ventilatorer.



Kølereol.

Arneg NANCY SL EU. Længde 1,8 m
Nominel kølekapacitet 1987 W ved
fordampningstemperatur -10°C og en
lufttemperatur på 1°C med kølemiddel
R22.

2 ventilatorer

Cirkulationspumpe.

Prototype fra Grundfos. Manuel indstilling af kapaciteten. Område 15% - 100%.



Ydeligere bilag kan findes i rapporten knyttet til DESIKpack.

7.2 Temperaturregulering af kølemøbler på pumpecirkulerede CO₂ anlæg

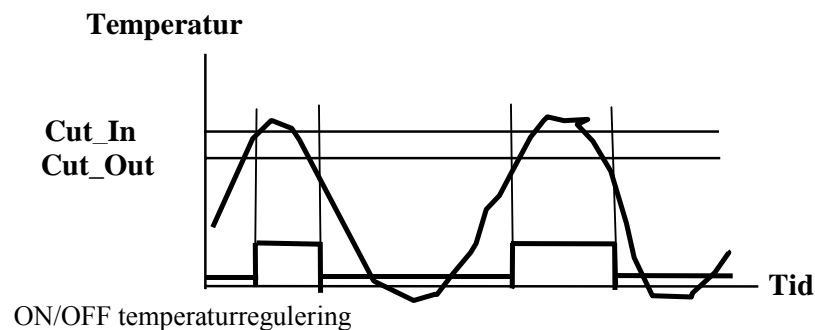
Hovedforfatter: Christian Bendtsen Danfoss A/S

Der er gennemført eksperimenter med 2 forskellige former for temperaturregulering:

- Simple ON/OFF regulering.
- Puls-Bredde-Modulering (PBM).

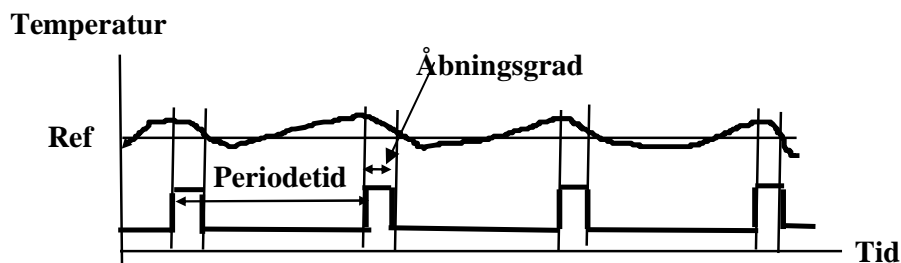
ON/OFF-regulering:

ON/OFF regulering er en simpel termostat forsynet med en differens (hysterese) mellem ind- og udkoblingstemperaturen. Det vil sige, at vokser temperaturen op over en hvis værdi (cutin) sendes signal til ventilen, som herefter åbner fuldt for flow gennem kølefladen og omvendt når temperaturen flader under en nedre fastlagt værdi (cutout) lukkes ventilen.



PBM princippet:

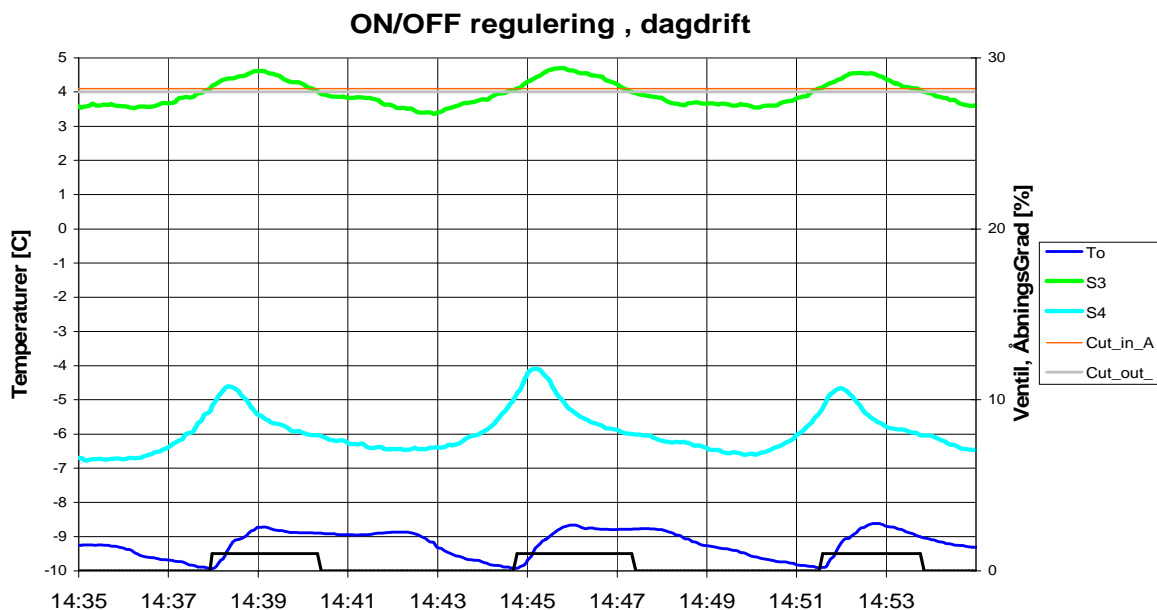
Ved PBM princippet sendes der et signal fra regulatoren til at åbne ventilen med et forud fastlagt tidsinterval (her er valgt en periodetid på 150 sek), og alt afhængig af forskellen mellem den ønskede temperatur og den aktuelle temperatur beregner regulatoren ventilens åbningsgrad, dvs. hvor stor en del af periodetiden ventilen skal være åben.



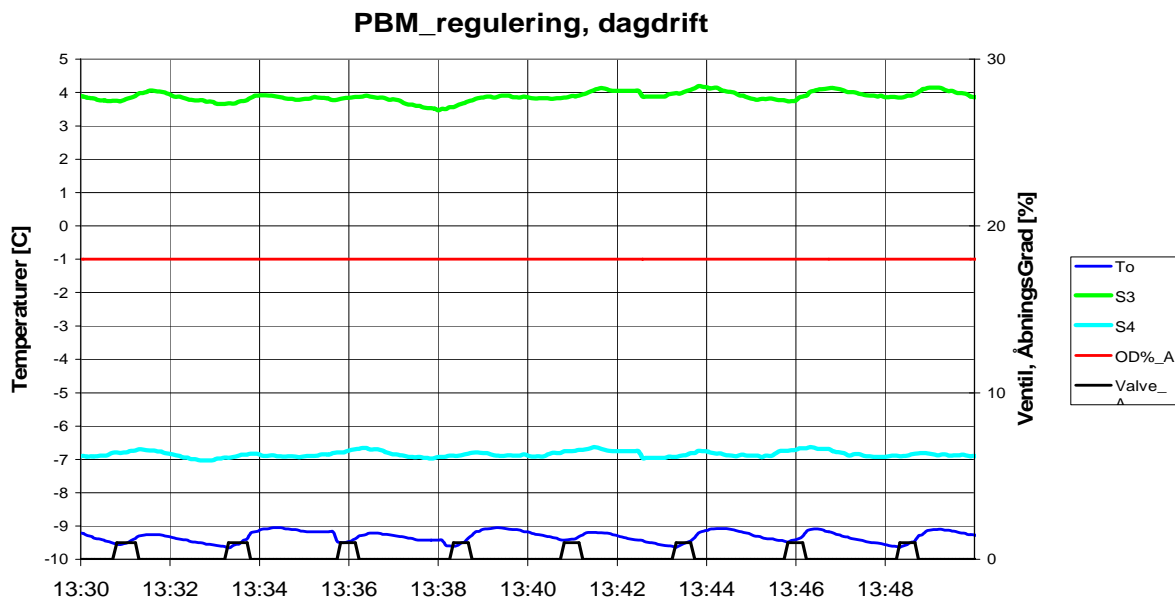
PBM-princippet har egenskaber der kommer tæt på den modulerende regulering.

- Som reguleringsventil blev der anvendt en direkte trukket magnetventil (EVR),

Resultater

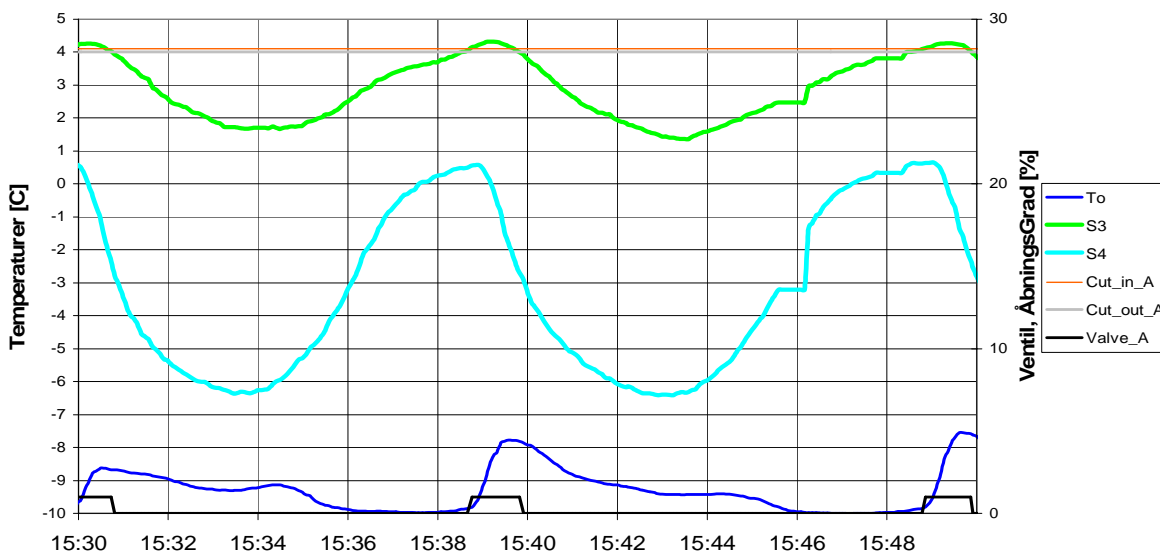


Selv om differensen er stillet helt ned til 0.1 K (Cutout 4.0 , Cutin 4.1) pendler indblæsningstemperaturen ca. 1 K. Afgangs luften varierer ca 2.5 K



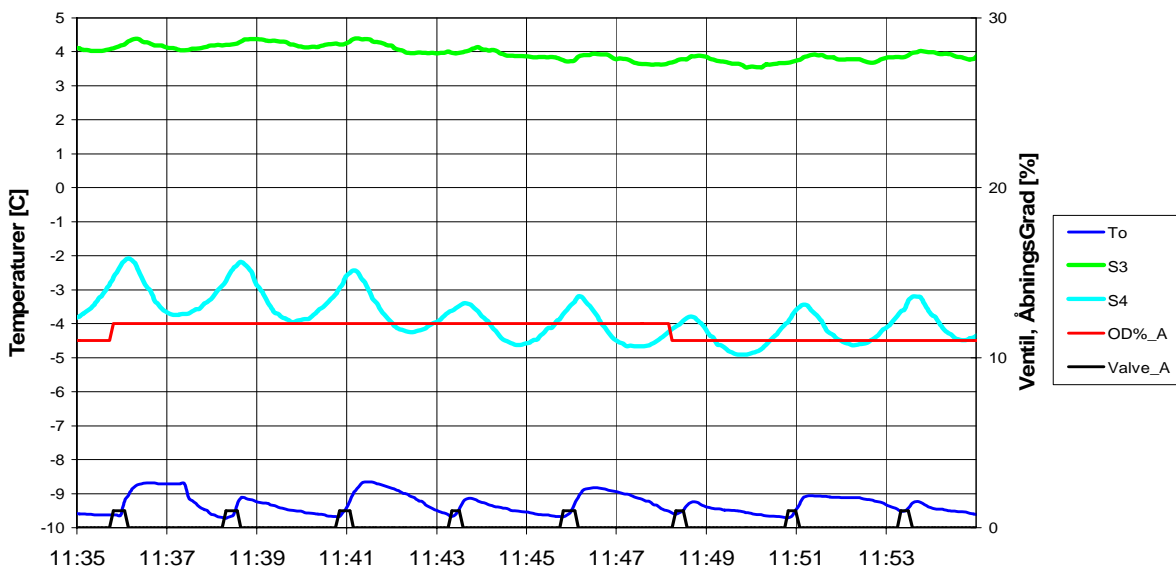
Med Puls Brede Modulering kan variationen holdes ned ca 0.2 K på afgangs luften (S4), så variationen på returluften må mest tilskrives forstyrrelser

ON/OFF regulering, natgardin



Med natgardin rullet ned er forskellen endnu kraftigere. Nu kan man med ON/OFF regulering ikke regulere returlufttemperaturen bedre en med en variation på ca 2.5 K. Afgangslufttemperaturen varierer ca 7

PBM_regulering, natgardin



Hvorimod man med PBM reguleringen kan holde returlufttemperaturen nede på ca 0.2 K variation. Afgangstemperaturen varierer nu ca 1.5 K, dette kan reduceres ved at sænke periodetiden.

8 Energiforbrug i alternative pumpekoblinger i air-conditioningsanlæg

8.1 Indledning

I de senere år er der kommet mere og mere fokus på energiforbrug. Samtidig bliver flere bygninger forsynet med aircondition. Energiforbruget i airconditionanlæg stammer fra kompressorer, pumper og ventilatorer.

I dette notat fokuseres der på det hydrauliske distributionssystem. Kravet til distributionssystemet er, at kølevandet transporteres i det rette flow fra chilleren til kølefladerne.

I distributionssystemet transporteres kølevandet fra chilleren ud til kølefladerne og tilbage til chilleren. Ofte omsættes kølefladernes krav til distributionssystemet til, at der ved kølefladen er et passende tryk, der sikrer at den ønskede køleeffekt kan opnås. Endvidere er Chilleren kendetegnet ved et minimumsflow der skal overholdes samt et krav til minimum ΔT .

Distributionssystemet kan opbygges på flere måder. I de senere år er det blevet muligt at anvende mere kompleks regulering. Desuden er minimumflow gennem nogle chillere blevet mindre [3].

Dette har givet anledning til en del debat omkring opbygningen af distributionssystemer. Notatet tager udgangspunkt i nogle artikler fra ASHRAE Journal.

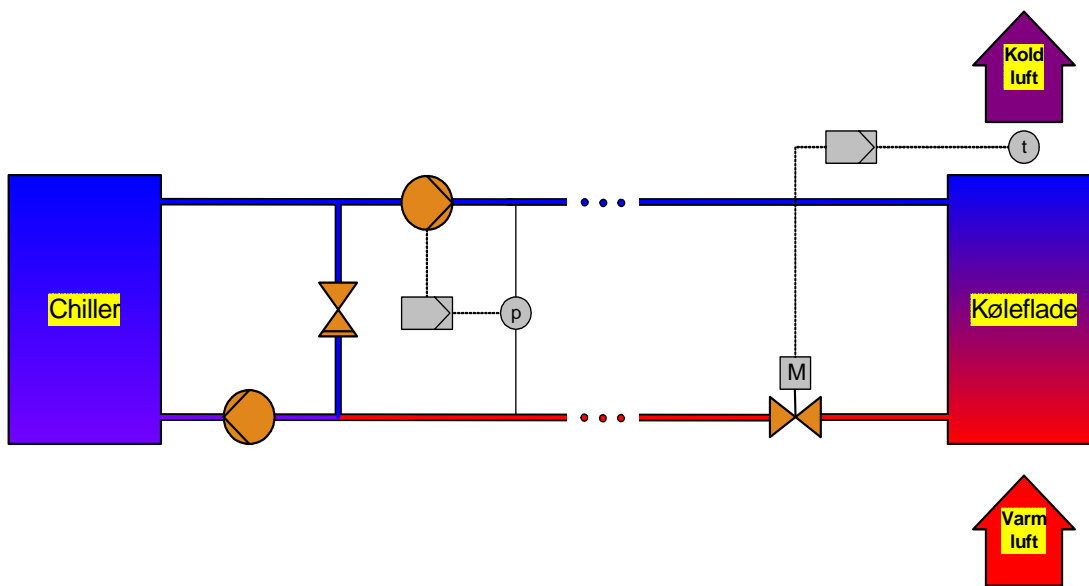
I det følgende vil de forskellige distributionssystemer blive præsenteret. Dernæst sammenlignes to systemer med hensyn til det samlede energiforbrug for kompressor og pumper.

8.2 Pumpekoblinger

Når det kolde vand fra kølemaskinen skal distribueres ud til kølefladerne, er der flere måder at opbygge distributionssystemet på. Fire af disse beskrives i det følgende. Anlægsskitserne er alle simplificerede til kun at vise en chiller med ét trin, samt én enkelt køleflade.

8.2.1 Primær og sekundærpumpe

Denne pumpekobling er ifølge [2] og [3] den der hidtil har været mest anvendt. Typisk har primærpumpen kørt med konstant hastighed, mens sekundærpumpen er hastighedsreguleret til at holde et konstant tryk i anlægget, se Figur 1. Bypass med kontraventil sørger for at chillerens minimumsflow holdes.

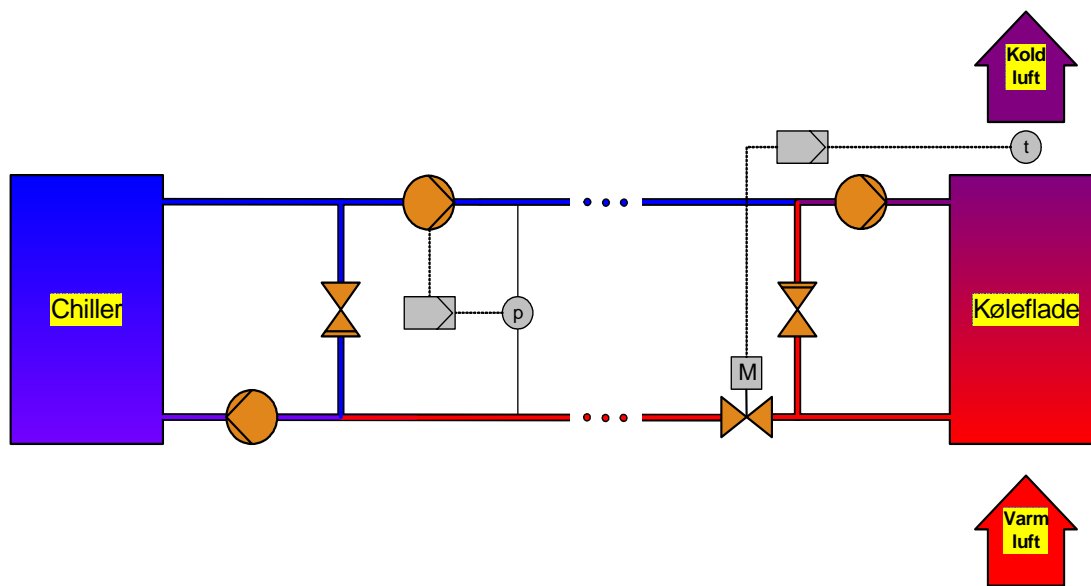


Figur 1: Primær og sekundærpumpe.

8.2.2 Primær, sekundær og tertiær Pumpe

Anlægget kan også være etableret med tertiære kredse. Tertiærkredsen fungerer som en blandekreds. Ved hjælp af blandekredsen kan kølefladen forsynes med en temperatur der er højere end chillerens fremløbstemperatur. Dette kan bl.a. være aktuelt ved kølelofter for at undgå kondensproblemer, eller hvis der ikke ønskes at kondensere fugt på kølefladen.

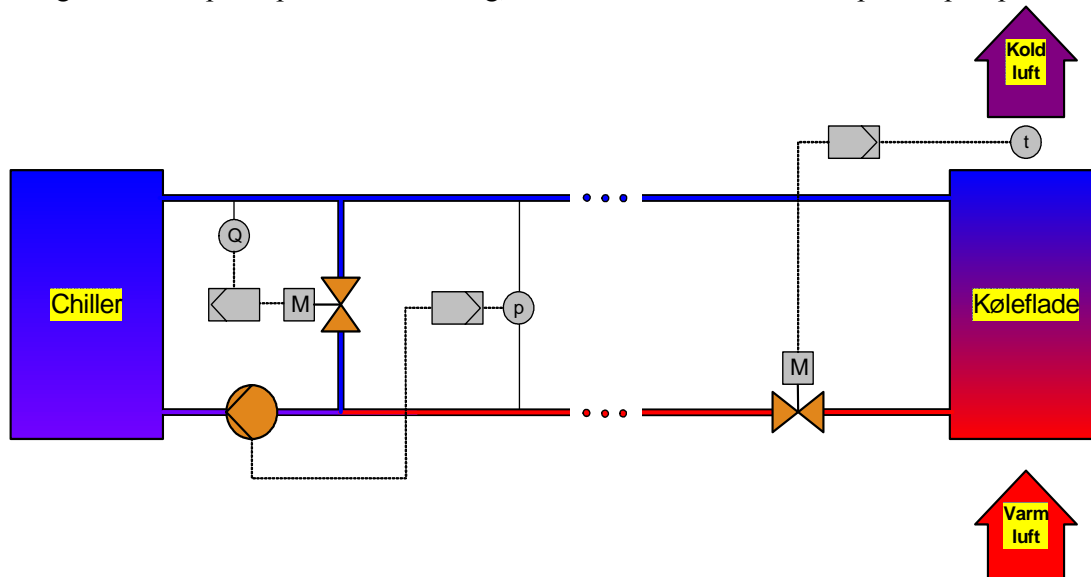
Når ventilen der regulerer luftens temperatur efter kølefladen er åben vil tertiærpumpen desuden virke som en ”booster pumpe”. Fordelen med en ”booster pumpe” ved de fjerneste køleflader er, at tryksetpunktet for sekundærsløjfen kan sænkes med mulighed for at spare pumpeenergi. I [2] foreslås det at tertiærpumper alene fungerer som ”boosterpumper” og ikke etableres som en blandekreds.



Figur 2: Primær, sekundær og tertiærpumpe.

8.2.3 Kun primærpumpe

I Figur 3 ses en principskitse af et anlæg, hvor der kun er monteret en primærpumpe.



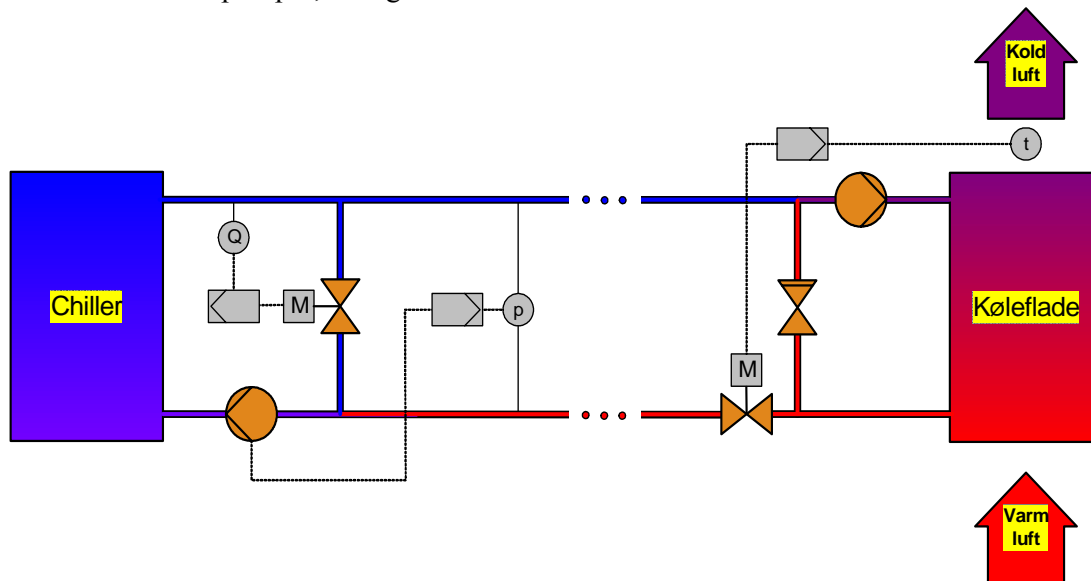
Figur 3: Kun primærpumpe.

Idet der nu kun er én Pumpe, er det ikke nødvendigt at anvende en kontraventil. Bypassen reguleres, så det ønskede minimumsflow holdes. I stedet for at måle flowet er det også muligt at regulere efter chillerens differenstryk.

Ifølge [1] er fordelene ved kun at anvende en primærpumpe at der opnås lavere installationsomkostninger og at det årlige energiforbrug til pumper reduceres. Ulemperne er den mere komplekse bypasskontrol samt en mere kompleks on/off-styring af chillere.

8.2.4 Primær og tertiærpumpe

Det er også muligt at kombinere fordelene ved kun at anvende primærpumpe med fordelene ved at anvende tertiærpumpe, se Figur 4.



Figur 4: Primær og tertiærpumpe.

8.3 Energiberegning

De enkelte pumpekoblinger adskiller sig fra hinanden ved at have forskellige etableringsomkostninger, driftsomkostninger, reguleringsevne m.m. I det følgende vil der blive fokuseret på driftsomkostningerne, dvs. elforbruget for kølemaskiner og pumper. I det følgende sammenlignes et distributionssystem med primær og sekundærpumpe (PS-system, figur 1) med et distributionssystem hvor der kun er en primærpumpe (P-system, figur 3).

8.3.1 Modelling af airconditionanlæg

For at finde det årlige energiforbrug er det nødvendigt at opbygge en matematisk model af kølemaskiner, fordelingssystemet med pumperne, samt kølefladerne. Modellem beregner en statisk balance ved de enkelte belastningssituationer.

8.3.1.1 Chiller

Der fokuseres på kølemaskinens kolde side.

Kølemaskinen reguleres trinløst, sådan at netop den fordampningstemperatur opnås, som giver den ønskede kuldeydelse. Kompressorens energiforbrug modelleres ud fra en kredsproces med fast isentrop virkningsgrad for kompressoren, men mætningstemperaturer der tilpasser sig de aktuelle "omgivelser".

8.3.1.2 Køleflade

Forbrugssiden er modelleret som én stor køleflade. Varmeovergangen i kølefladen findes ud fra ϵ , N_{TU} -metoden beskrevet i [4], hvor ϵ er varmevekslerens effektivitet og N_{TU} er "Number of Transferred Units". Kølefladen regnes som en krydstrømsveksler med én blandet strøm (vand) og én ublandet strøm (luft).

8.3.1.3 Pumper

Der er anvendt teoretiske pumper med samme virkningsgrader som i [1].

For den ikke regulerede primærpumpe i primær-sekundær systemet regnes der med en virkningsgrad på 78% for pumpen og 87,5% for motoren. Dette giver en samlet virkningsgrad på 68%.

For den regulerede sekundærpumpe i primær-sekundær systemet og den regulerede primær i primær-systemet regnes der med en virkningsgrad på 81% for pumpen, 91% for motoren og 98% for frekvensomformereren. Dette giver en samlet virkningsgrad på 72%.

8.3.1.4 Rør

Tryktab i rør er ikke medtaget. Til gengæld er tryktab i chiller, køleflade og ventiler medregnet. Idet der kun er modelleret én køleflade og der er konstanttryksregulering, vil det manglende tryktab for rør i stedet ligge over reguleringsventilen.

8.3.1.5 Belastningsprofil

Det er valgt at opdele årets timer med kølebehov i fire perioder, se nedenstående tabel.

Kølebehov [%]	T_ude [°C]	Rh_ude [%]	T_indbl [°C]	SHR [-]	Luftskifte [timer ⁻¹]	Drifttid [timer]
100	26,5	70	17	0,50	5,0	40
44	23,0	73	17	0,65	4,5	98
13	20,5	73	17	1,00	3,5	300
3	18,0	80	17	1,00	3,0	500

T_ude, Rh_ude og Drifttid er valgt ud fra kendskab til vejrdata i Danmark, mens T_indbl og Luftskifte er valgt ud fra typiske setpunkter for ventilationen. SHR udtrykker hvor stor en del af den samlede effekt der anvendes til tør køling. Denne værdi er fundet ved hjælp af data for en typisk køleflade. Bemærk at kølefladen i en stor del af tiden kører med en meget lav last. Endvidere bemærkes at den samlede drifttid (kun) er ca. 900 timer/år.

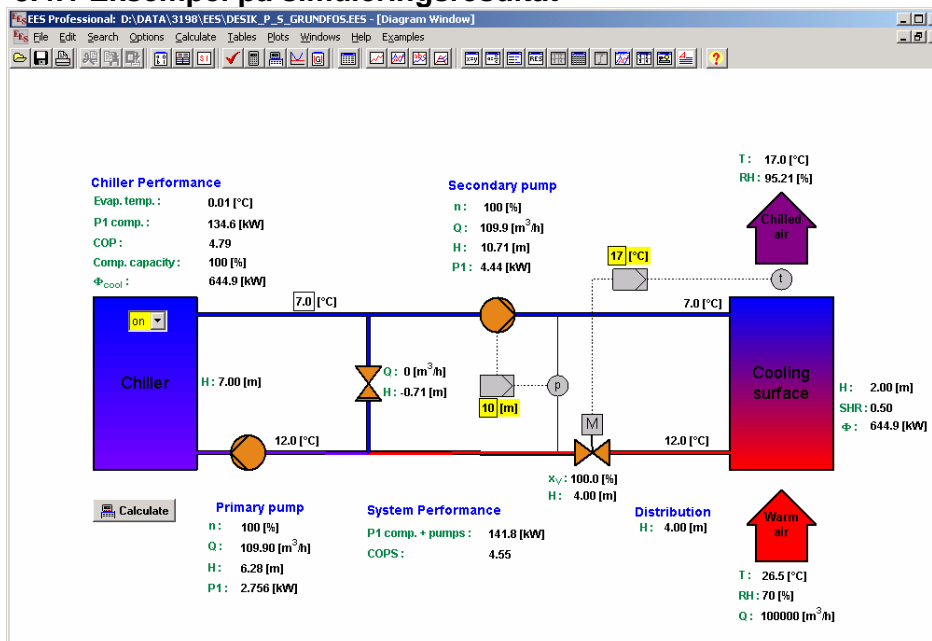
8.3.2 Implementering af modellen

Modellen er implementeret i "Engineering Equation Solver" (EES).

Modellen er modelleret som en statisk model. Det vil sige at der ikke er blevet gennemført en enkelt simulering af et års varighed. Derimod opdeles systemets belastning i perioder med konstant belastning. Herefter simuleres der statisk i enkelte foruddefinerede driftspunkter for systemets belastning. Til sidst kan f.eks. effekt opsummeres til energi ved at multiplicere disse med driftstiden for de enkelte driftspunkter.

8.4 Resultater

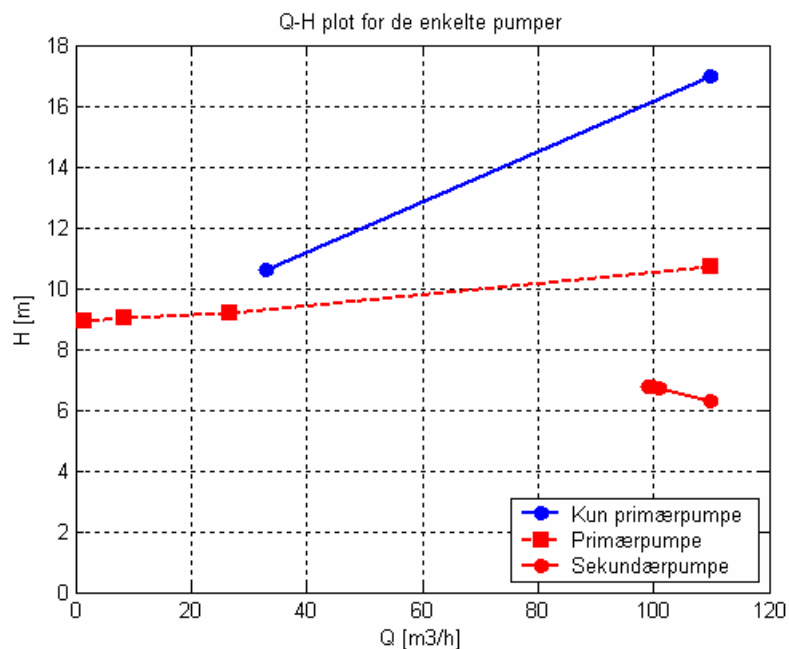
8.4.1 Eksempel på simuleringresultat



Figur 5: Skærbillede fra Engineering Equation Solver (EES)

8.4.2 Q-H kurver for pumperne

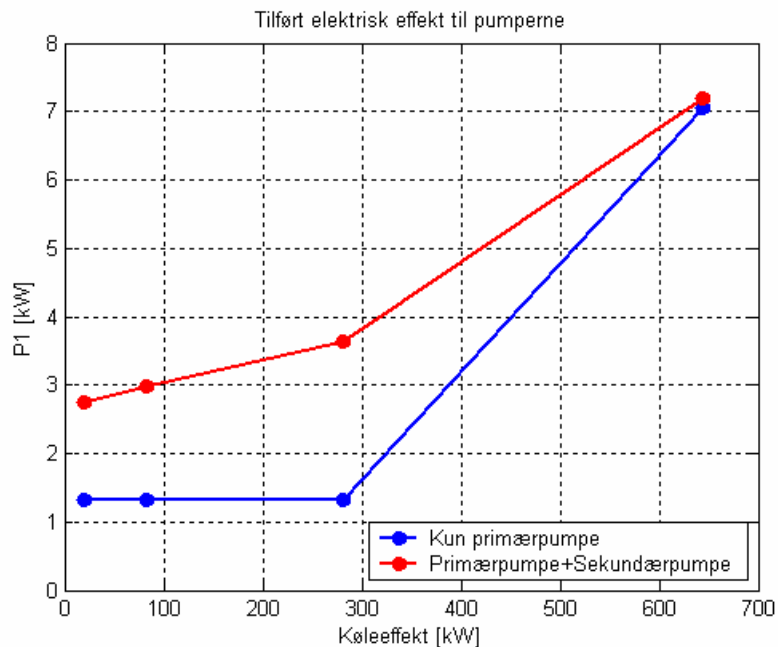
I Figur 6 ses en sammenligning af pumpernes tryk og flow for de to systemer. Den røde stiplede linie viser sekundærpumpen i PS-systemet. Flowet her svarer til flowet gennem kølefladen, der er den samme for begge systemer. Det ses her at flowet for de tre af arbejds punkterne ligger under det indstillede minimumsflow for P-systemet (30 %), hvilket gør at flowet igennem pumpen i P-systemet nedadtil begrænses til denne værdi (blå linie). Nederst i figuren ses QH_punkterne for primærpumpen i PS-systemet (rød). Minimumsflowet her er noget højere end for PS-systemet.



Figur 6: QH-plot for de enkelte pumper.

8.4.3 Q-P1 kurver for pumper

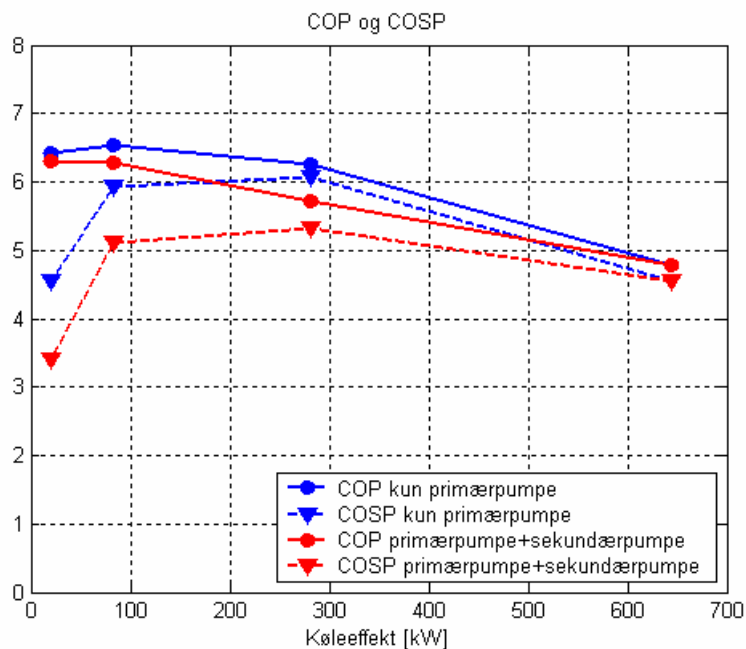
I Figur 7 ses den tilførte elektriske effekt til pumperne for P-systemet (blå) og PS-systemet (rød). Beregningerne viser her at der er en stor besparelse ved at benytte P-systemet.



Figur 7: Tilført elektrisk effekt til pumperne.

8.4.4 COP og COSP

COP (Coefficient Of Performance) er kølemaskinens effektfaktor, dvs. forholdet mellem køleeffekten og den tilførte elektriske energi til kompressoren. I COSP (Coefficient Of System Performance)-værdien er den tilførte elektriske effekt til pumperne medregnet. Resultatet i Figur 8 viser at forskellen i COP for de to pumpesystemer ikke er stor, dog ligger P-systemet højest. For COSP, hvor pumperne er medregnet, ligger P-systemet noget højere end PS-systemet.



Figur 8: Effektfaktor med og uden pumper indregnet.

8.4.5 Energiforbrug

El-energiforbruget for kølemaskine og pumper findes ved at multiplicere el-effekttaget ved de aktuelle driftspunkter med antallet af driftstimer, se nedenstående tabeller.

Table 1: Energiforbrug ved primær og sekundær pumper.

Kølebehov [%]	Primær pumpe [kW]	Sekundær pumpe [kW]	Kompressor [kW]	Effekt i alt [kW]	8.4.5.1 Tid [timer]	Pumper [kWh]	Kompressor [kWh]	System [kWh]
100	2,76	4,44	134,58	141,78	40	288	5383	5671
44	2,70	0,93	49,36	52,99	98	356	4837	5193
13	2,69	0,29	13,26	16,24	300	894	3978	4872
3	2,69	0,05	3,23	5,97	500	1370	1615	2985
i alt						2908	15813	18721

Table 2: Energiforbrug ved primær pumpe alene.

Kølebehov [%]	Primær pumpe [kW]	Sekundær pumpe [kW]	Kompressor [kW]	Effekt i alt [kW]	8.4.5.2 Tid [timer]	Pumper [kWh]	Kompressor [kWh]	System [kWh]
100	7,05	-	134,60	141,65	40	282	5384	5666
44	1,32	-	45,08	46,40	98	129	4418	4547
13	1,32	-	12,73	14,05	300	396	3819	4215
3	1,32	-	3,17	4,49	500	660	1585	2245
i alt						1467	15296	16673

Af ovenstående skema ses det at besparelsen ved kun at anvende primærpumpe er:

Pumpeenergi:

$$(2908-1467)/2908*100 = 49.6 \%$$

Kompressor:

$$(15813-15296)/15813*100 = 3.3 \%$$

Samlet:

$$(18721-16673)/18721*100 = 10.9 \%$$

8.5 Konklusion

Sammenligninger af beregninger på et pumpesystem med både primær og sekundærpumpe (PS-system) med et system udelukkende med primærpumpe (P-system), viser at man med P-systemet kan halvere den tilførte elektrisk energi til pumpning af vandet. Den tilførte elektriske energi til kølemaskinen var ca. den samme for begge systemer. Samlet for pumper og kompressor var der en besparelse på ca. 11%.

Simuleringsresultaterne understøtter således de ASHRAE rapporterede undersøgelser, der hævder at "Primary Pump Only" systemer syntes at have en række økonomiske fordele. En udfordring ved kun at anvende primærpumpe er at det kræver en mere kompleks regulering. Intelligente integrerede reguleringer kan måske undgå uønsket dynamisk samspil mellem chiller, pumper og

køleflader selvom flow og øvrige driftsfohold tilpasses belastningssituationen. Der er i dette delprojekt ikke undersøgt disse problemstillinger.

Der er andre opbygninger af distributionssystemet der kan være interessante at undersøge. Blandt andet kunne der laves analyser af systemer med Primær-tertiærpumper. Det forventes at en sådan løsning ville være lettere at realisere, da tryk og flow i terminalenhederne håndteres af terciærpumperne. Det forventes også at denne løsning kan medføre at primærpumpens tryk kan sænkes. For at kunne lave analyser af dette kræves det dog at simuleringsmodellen udvides, så den indeholder flere parallelle køleflader samt at tryktabet i rørene medregnes. Yderligere skal modellen ændres, så der anvendes data fra virkelige pumper i stedet for teoretiske pumpemodeller.

8.6 Litteraturliste

1. Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems
Steven T. Taylor
ASHRAE Journal marts 2002
2. Improving the Efficiency Of Chilled Water Plants
Gil Avery
ASHRAE Journal maj 2001
3. Simplifying Contemporary HVAC Piping
James B. Rishel
ASHRAE Journal marts 2005
4. Varme og klimateknik
H. E. Hansen, P. Kjerulf-Jensen og Ole B. Stampe
danvak ApS

9 Samspil mellem pumpe og chiller

Hovedforfatter: Alexander Cohr Pachai, YORK
Af praktiske årsager er dette delafsnit skrevet på engelsk

About flow and inverter driven pumps

It is a general belief that the pumps should be supplying the heat exchangers full flow at least as long as the compressor is running. Many people have been asked about their opinion on the subject and a lot of literature has been studied. No clear answer has been given to answer the question right of. There has always been some restrictions and limitations. The present work will try to find out whether it is a myth or not and in which cases it is possible and in which it is not.

9.1.1 Heat exchangers normally used in the refrigeration industry

In some segments of the industry and the most used heat exchanger in the past is the shell and tube type of heat exchanger. This kind of heat exchangers consists of a outer shell and two end covers. Under the end covers is a plate that is connected to the other end through a number of pipes. Hence the name shell and tube. To maximise the heat transfer in to the pipes there can be some guide vanes that control the flow of the liquid.

The more modern heat exchanger is the plate heat exchanger. As indicated by the name this kind of heat exchangers consists of a number of plates. These plates are corrugated to maximise the heat transfer from the primary circuit to the secondary circuit. This type of heat exchangers are very compact by their design and hence their popularity in many of the smaller chillers but also in medium size chillers.

9.1.2 Testing a system

It was decided to find out how a system would react on reduction in the water flow with the same percentage as the reduction in the compressor capacity. The system used is a lab unit used for testing plate heat exchangers at the Danish Technological Institute. The unit is equipped with a modern electronic expansion valve and plate heat exchangers on both the cold and the hot side. The pumps on both sides are inverter driven and the capacity of the compressor can be step less controlled from 100% capacity to 20%.

The system was started and after a while when the system was running stable the measurements were started. The first the capacity was reduced by 10% on both the compressor and the pump. Then we waited 10 minutes and before we reduced it once again. No problems were encountered before the last step where valve was hunting somewhat. It is very a very common control issue when the valve is far to big in capacity but a modern valve should be able to electronically eliminate these problems by design of the software.

After the test of the cold side we tested the warm side in the same way. Also here we only saw some minor problems on the last step and that was again related to the controls but it was nothing seriously affecting the compressor performance.

At no time during the test did we see any problems affecting the stability and the safety of the compressor. Looking at the data, presented at the DESIK conference at Grundfos, Bjerringbro, it was soon concluded that a thermostatic expansion valve would not make the job. It was therefore

concluded that a modern system with electronic controllers would not have any problems using inverter driven pumps in connection with plate heat exchangers. In systems with more conventional controls one should be more care full.

Talking to other colleagues it turns out that shell and tubes has been tested. Due to the geometries and the control of the flow it is not so easy to predict the behaviour of the heat exchanger. It cannot be concluded on a general basis whether it is possible to use variable flow or not on shell and tube type heat exchangers.

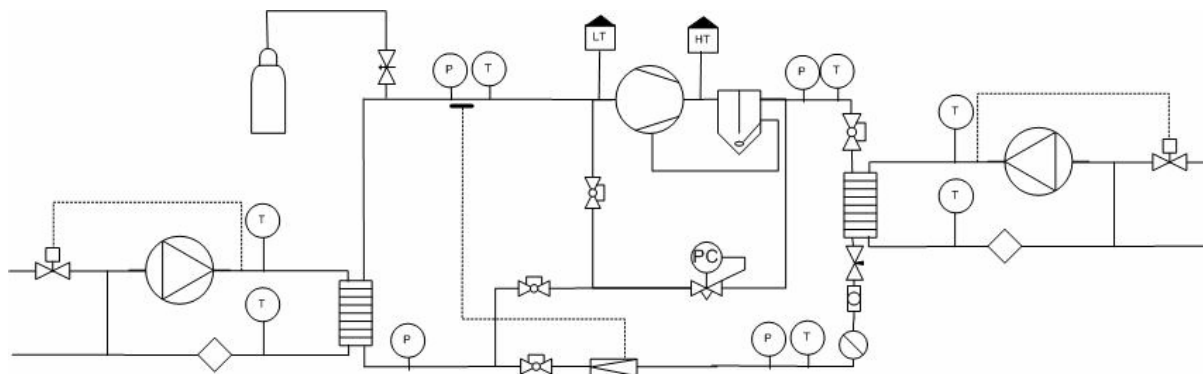


Figure 9 The test-plant layout

9.1.3 Conclusions

It can be that due to problems with shell and tube heat exchangers in the past has led to the general belief that no refrigeration plants be controlled by variable flow pumps. Modern equipment and controls offer new possibilities that can lead to better and more energy efficient refrigeration systems using secondary refrigerants and variable flows

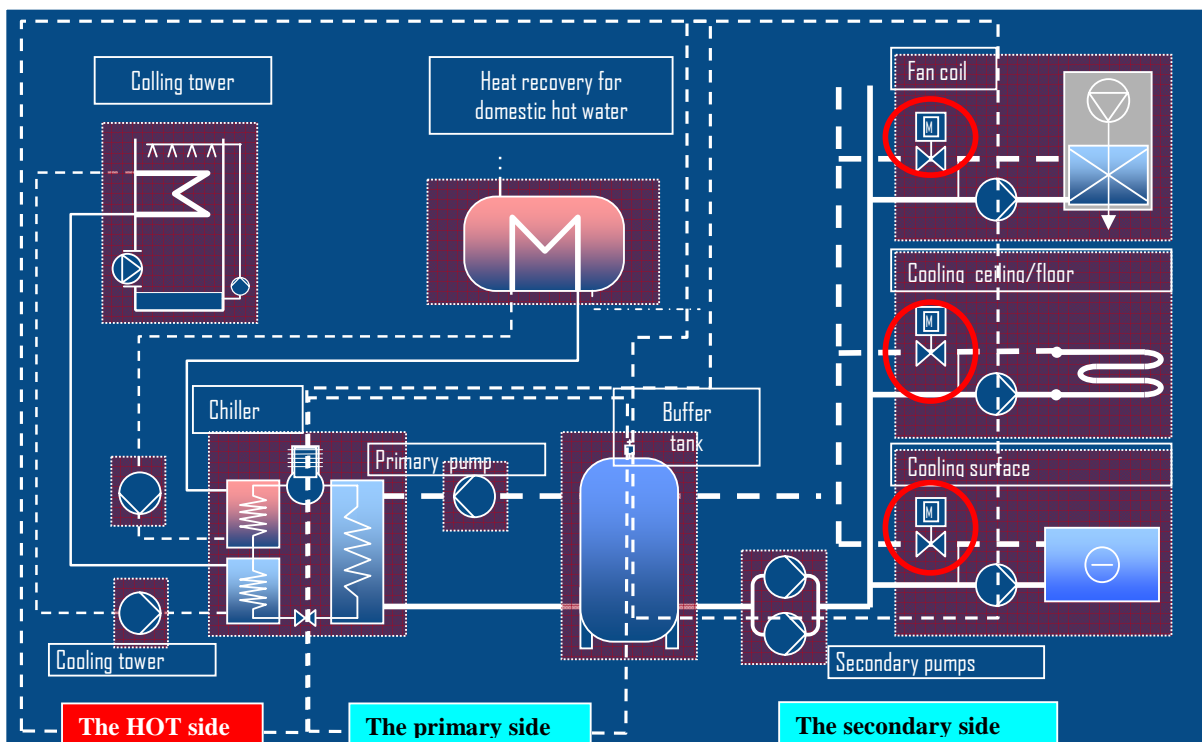
Alexander Cohr Pachai, YORK

Kenneth Bank Madsen

10 Reguleringsventiler

Hovedforfatter: Thorkild Jessen, Danfoss

På figuren nedenfor er vist et typisk layout for et HVAC system, hvori både indgår en sekundær varm og en sekundær kold side.



10.1 Krav til reguleringsventiler

En forudsætning for et velfungerende anlæg er, at de rigtige automatiske komponenter er valgt og at de bruges efter hensigten. Rigtig brug af komponenterne giver således mulighed for en optimal funktion. Ved optimal funktion opnås bl.a.

- Lavt energiforbrug.
- Høj grad af komfort.
- Minimale drifts forstyrrelser.
- Lang levetid på de enkelte komponenter.
- Minimum service.

Med det rigtige komponent valg menes der at komponenterne udvælges med de rigtige funktioner som kræves, ud fra de givne forhold / specifikationer (temperaturer, trykforhold i anlægget, variabelt - / konstant flow, reguleringsstrategi etc.)

Når de rigtige komponenter er valgt / beregnet efter gældende regler og anlægget herefter skal tages i brug, kræves det at anlægget bliver indreguleret således at man får en optimal energifordeling til de enkelte forbrugere, ved de forskellige drifts forhold – sommer, vinter, fuldlast og dellast.

Nogle af de forhold som er specielt vigtige for et godt resultat er bl.a

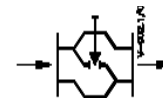
- Valg af reguleringsventil.
- Ventilkarakteristik.
- Ventildimensionering.
- Ventilautoritet.
- Ventilens reguleringsforhold.
- Indregulering af anlægget.

10.2 Type af reguleringsventiler.

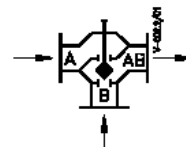
Hvilke typer reguleringsventil der skal vælges, afhænger af hvilken type applikation man ønsker at regulere samt hvilken reguleringsstrategi der vælges.

Ventiltyper.

2 - vejs ventiler anvendes typisk i anlæg med variabelt flow.



3 - vejs ventiler anvendes typisk i anlæg med konstant flow
Enten som blandeventil eller fordelerventil.

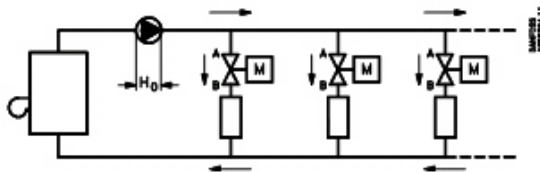


Ventil karakteristisk

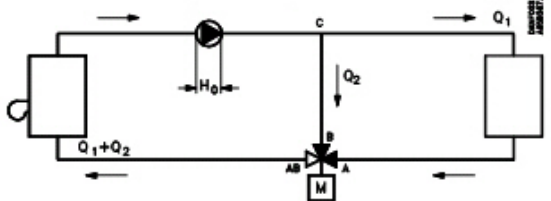
Lineær – Logaritmisk – Eksponentiel eller Split

Reguleringsventilens karakteristisk skal vælges således at den er tilpasset varme- / kølefladen som skal afgive den tilførte effekt – der tilstræbes et lineært forhold mellem ventilåbningen og den afgivne effekt.

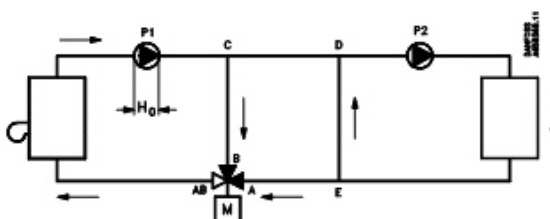
Mængderegulering 2-vejs ventiler



Mængde regulering
Fordeling 3-vejs ventil

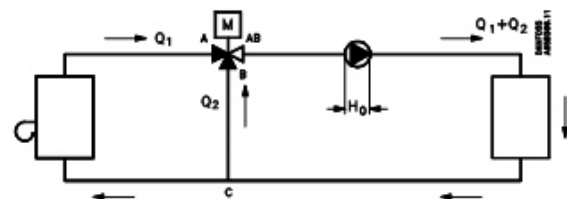


Temperatur regulering
Konstant vandmængde.

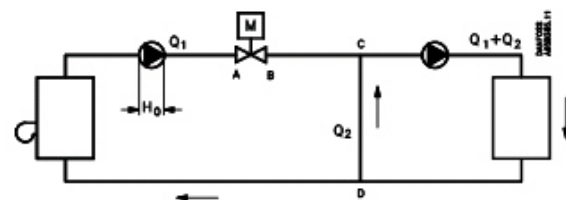


- Konstante trykforhold
- Konstant pumpe effekt.
- Ventilationsanlæg

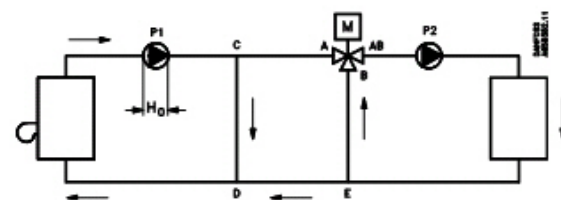
Temperatur regulering
Opblanding 3-vejs ventil.



Temperatur regulering
Opblanding 2-vejs ventil.



Temperatur regulering
Konstant vandmængde.



- Konstante trykforhold
- Primærkredsen kan være vanskelig at indregulere.

10.3 Ventil dimensionering Kvs (DN).

Når man skal vælge reguleringsventiler til sekundærsiden på indirekte køl, er der behov for at kende de forskellige parametre, som har indflydelse på beregningerne.

Ventilens kapacitet (Kvs) / størrelse (DN) kan beregnes ud fra en forenklet formel, som er gældende for vand.

$$kv = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \text{ m}^3 / \text{h}$$

Q = flow [m³/h]

Δp = differenstryk over ventilen

[bar]

Ventilens Kv værdi angiver flowet [m³/h] gennem ventilen ved et differenstryk på 1 [bar]

I de tilfælde hvor der anvendes en blanding af vand / glykol skal der anvendes en korrektionsfaktor.

Ved blandingsforhold op til 30 % glykol samt et typisk temperaturområde for sekundærsiden på 6° / 12 °C er indflydelsen på ventildimensioneringen < 5 %

Da de fleste reguleringsventiler kun er tilgængelige med forskellige "step Kvs"

som f. eks følgende normrække.

- - - 0,4 – 0,63 – 1,0 – 1,6 – 2,5 – 4,0 – 6,3 - - - - - 400

er man er nød til at vælge den nærmest højere Kvs værdi og efterfølgende lave

en indregulering så flowet passer til det beregnede flow.

Der findes dog reguleringsventiler med indbygget mulighed for justering af flowet uafhængig af trykforholdene i anlægget.

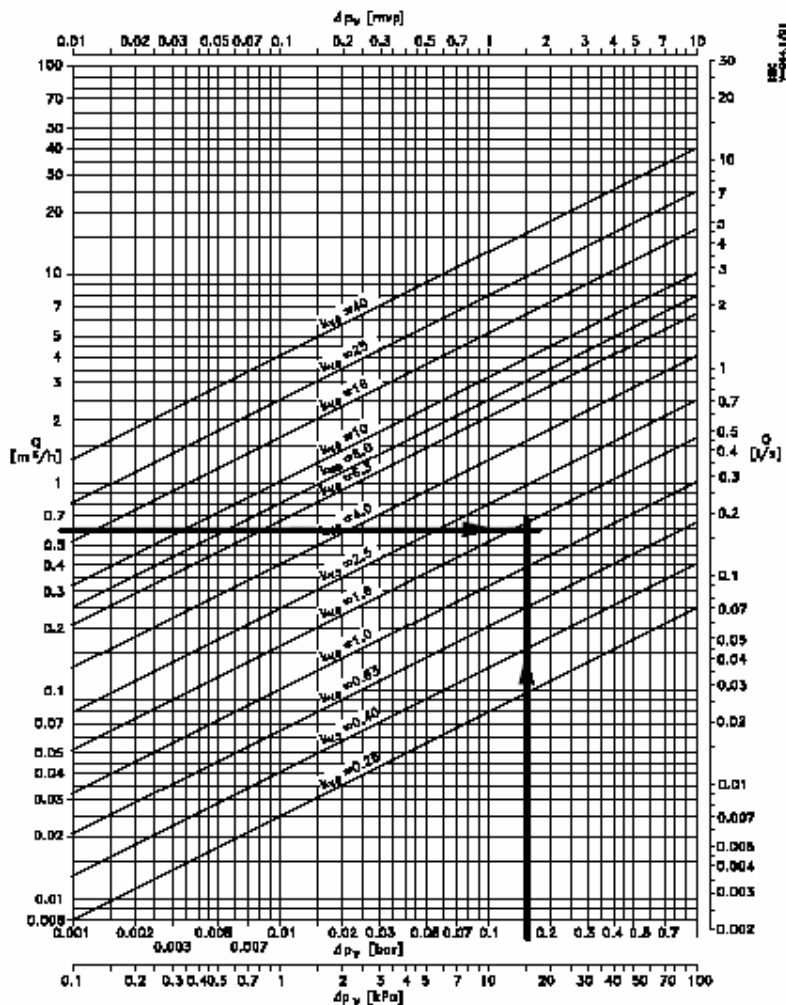
Der findes forskellige metoder til ventil dimensioneringen

- 1) Manuel beregninger.
- 2) Brug af diagrammer

3) PC baserede Ventil Dimensionerings Programmer

- 1) Benytte formlen – typisk ved mindre anlæg / få ventiler
- 2) Følgende diagram kan benyttes – typisk ved mindre anlæg / få ventiler.

10.4 Ventildimensionerings diagram



Eksempel 1.

Givet:

Effekt $P = 14 \text{ kW}$

Afkøling $\Delta t = 20 \text{ K}$

Differenstryk $\Delta p = 0,15 \text{ bar}$

Beregnet vandmængde $Q \text{ m}^3/\text{h}$

$$Q = \frac{P \times 0,86}{\Delta t} = \frac{14 \times 0,86}{20} = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ud fra diagram vælges ventil VM2 eller VB2
DN 15 med $k_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$

Eksempel 2.

Givet:

Vandmængde $Q = 5 \text{ m}^3/\text{h}$

Differenstryk $\Delta p = 0,1 \text{ bar}$

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p_v}} = \frac{5}{\sqrt{0,1}} = 15,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Der vælges ventil ud fra skema side 2

VM2 DN 40 kvs = 16 m^3/h eller

VB2 DN 32 kvs = 16 m^3/h

PC baserede Ventil Dimensionerings Programmer. Kv beregning samt efterfølgende ventil / motor valg

Values and Selections

Application: Heating and Cooling

Ports: 2-port

Medium: Water with Glycol

Glycol: 30 (%)

Nominal Pressure, PN: 16 (bar)

Calculation modes

dP across the valve: 0,15 (bar)

Valve authority, Va: 0,6

dP available: 0,25 (bar)

dP across the system (optionally, for Va calculation): 0,1 (bar)

Flow rate

Specify flow rate: 0,6 (m3/h)

Calculate flow rate: Heating

kv value: 1,6 (m3/h)


Valve selection

Connection: Flange

Valve type: VF 2

	Code No.	kvs	DN	PN	dP valve(bar)	Valve authority
Select	065B1713	1,6	15	16	0,15	0,58
Select	065B1714	2,5	15	16	0,06	0,24

Code No.: 065B1713
Type: VF 2
Min. temperature: -10 (°C)
Max. temperature: 130 (°C)



At temp. 0& -10°C use stem heating element.

Actuator selection

Safety function: No


Control signal: 3-point

Supply voltage: 230 Vac

Speed type: Standard

	Code No.	Type	dP Max(bar)	Running time
Select	082G3026	AMV 15	16	165
Select	082G3024	AMV 25	16	165
Select	082G3521	AMV 523	16	165

Code No.: 082G3026
Type: AMV 15



Values and Selections

Application: Heating and Cooling

Flow limitation: No

Medium: Water with Glycol

Glycol: 30 %

At temp. 0& -10°C use stem heating element.

Specified values

dP across the valve	0,15 bar
Valve authority, Va	0,6
dP available	0,25 bar
dP across the system	0,1 bar
Flow rate	0,6 m3/h
kv value	1,58 m3/h

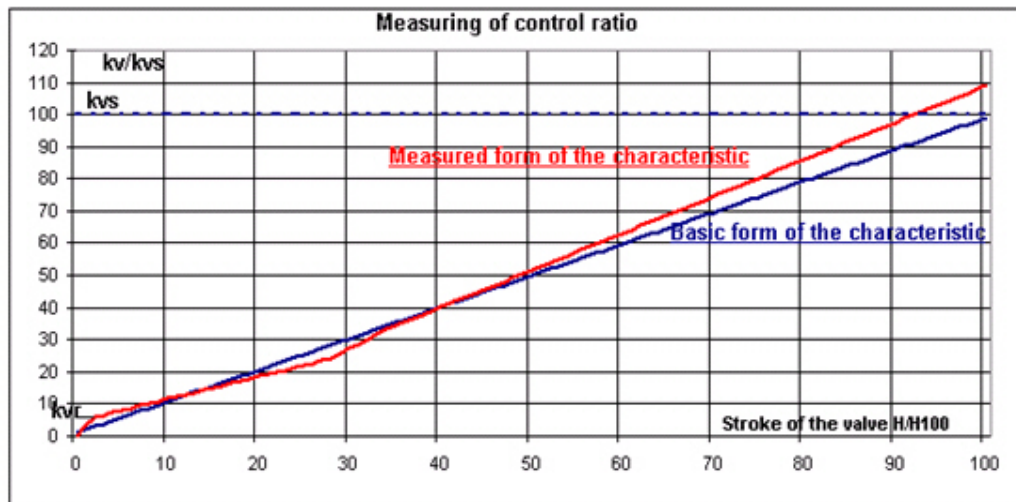
Resulting values

dP across the valve	0,15 bar
Valve authority, Va	0,58
min. dP available	0,25 bar
dP across the system	0,1 bar
Flow rate	0,6 m3/h
kvs	1,6 m3/h

Ventilens reguleringsforhold R.

- Ventilens reguleringsforhold R

$$R = \frac{K_{vs}}{K_{vr}} \quad (\text{VDI/VDE 2173})$$



En

reguleringsventils evne til nøjagtig temperatur regulering afhænger bl.a ventilens reguleringsforhold.

Ventilens reguleringsforhold defineres som forholdet mellem ventilens Kvs værdi og Kvr

$$R = K_{vs}/K_{vr}$$

Kvs: Ventilens max kapacitet m³/h

Kvr: Laveste kapacitet, hvor ventil karakteristikken kan overholdes indenfor en bestemt tolerance.

Afvigelsen fra ideal karakteristikken bliver som regel størst i den nedre del af ventil karakteristikken (lille åbningsgrad)

I de forskellige anbefalinger / normer er der beskrevet hvorledes reguleringsforholdet defineres, bl.a. må ventilens hældningsgrad ikke afvige mere end 15% fra ideal karakteristikken.

Jo større en ventils reguleringsforhold er, desto bedre er dens reguleringsevne og jo større er mulighederne for at kunne regulere stabilt ved små belastninger.

Alt efter hvilken karakteristik ventilen har, kan man forvente følgende type reguleringsforhold R.

Lineær ventil karakteristik: R = 50:1 til 200:1

Logaritmisk ventil karakteristik: R = 30:1 til 50:1

R=50 angiver at ventilen følger ideal karakteristikken ned til 1/50 af max værdien (Kvs) eller 2% af max. værdien.

F.eks en ventil med en lineær karakteristik og en max. løftehøjde / ventilvandring på 6 mm

Betyder det at ventilen følger ideal karakteristikken ned til 2% af 6mm = 0,12 mm !!

Standard motorventiler har typisk en logaritmisk karakteristik og et reguleringsforhold på R = 30:1 til 50:1

Differenstryks regulatorer samt flow begrænsere har typisk en lineær ventilkarakteristik og et reguleringsforhold på R = 50:1 til 200:1

For at kunne opnå en stabil regulering ved små belastninger / dellast, som anlægget arbejder med i hovedparten af brugsperioden, skal man sikre sig at ventilen arbejder med løftehøjder mellem $K_{vr} > K_{vs}$, samtidig er det vigtigt at ventil størrelsen vælges korrekt. Ved valg af for store ventiler er der store chancer for at den kommer til at arbejde med meget små løftehøjder, med risiko for ustabil regulering.

Kravet til ventilens reguleringsforhold øges, med stigende kapacitet (kW) samt differenstrykket over ventilen (ventilen kommer til at arbejde med mindre løftehøjder)

Ved at anvende en differenstryks regulator kan differenstrykket over reguleringsventilen holdes konstant, uanset ændringer af trykforholdene i den øvrige del af anlægget.

Erfaringer viser da også at differenstryks regulatorer har en stabiliserende effekt på temperatur reguleringen, når der er tale om varierende trykforhold i anlægget.

Ventilautoritet (Va)

Et ofte anvendt krav i forbindelse med valg af reguleringsventiler er at de vælges med en ventilautoritet (Va) på mindst 30% - ($Va > 0,3$) hvilket betyder at 30% af pumpetrykket drøvles bort i reguleringsventilen. Ventilautoriteten (Va) er et udtryk for hvor stor autoritet reguleringsventilen har i den systemkreds (varme- / køle units) den er udvalgt til at regulere. Va udtrykkes ved forholdet imellem differenstryk over reguleringsventilen ved 100 % belastning og differenstrykket over reguleringsventilen ved lukket ventil 0 % belastning.

Ventilautoriteten udtrykkes normalt i %

$$Va = dPv \ 100\% / dPv \ 0\% \quad \text{eller} \quad Va = dP \ \text{min} / dP \ \text{max.}$$

Jo større ventilautoritet ventilen har, jo bedre reguleres flowet i forhold til reguleringskarakteristikken.

Ved valg af en lille ventilautoritet (Va) vil differenstrykket over reguleringsventilen falde kraftigt, når ventilen begynder at åbne.

Flow variationen ved store løftehøjder vil være lille, hvorimod den vil være stor ved små løftehøjder.

Resultatet heraf vil derfor være en stor effektforstærkning, med risiko for en ustabil regulering ved små løftehøjder. Hvorimod der ved store løftehøjder på ventilen vil være en lille effektforstærkning med store reguleringsafvigelser til følge.

For at forbedre forholdene for reguleringsventilerne og øge reguleringsventilernes autoritet, kan der monteres en differenstryks regulator i anlægget. Differenstryks regulatoren holder et konstant differenstryk over reguleringsventilen uanset belastningen i den øvrige del af anlægget –

d.v.s at differenstrykket over reguleringsventilen er konstant uanset om der er 100% belastning eller der er 0 % belastning på anlægget - ventilautoriteten er $\sim 100\%$.

Eksempel på Va indflydelse på ventilens regulerings karakteristik.

Logaritmisk -

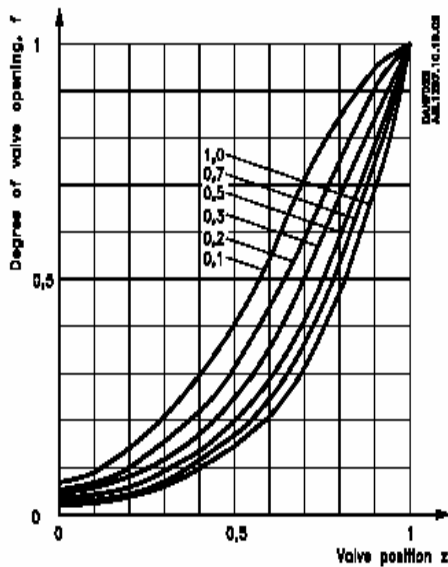


Fig. 4a.
Effective valve characteristic - exponential
characteristic with authority range 0.1 to 1.

Lineær - ventil karakteristisk

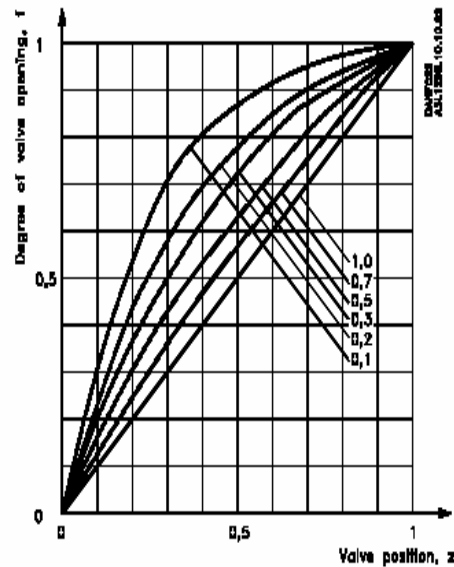


Fig. 4b.
Effective valve characteristic - linear
characteristic with authority range 0.1 to 1.

En lille ventilautoritet ($V_a = 0,1$) medfører en drastisk ændring af ventilens karakteristisk – en eksponential regulerings karakteristisk bliver ændret til en tilnærmelsesvis lineær karakteristisk, hvilket kan medføre drastiske ændringer i anlæggets regulerings stabilitet / ustabil rumtemperaturer.

10.5 Indregulering af anlæg.

Manuel indregulering = Statisk indregulering

Automatisk indregulering = Dynamisk indregulering

Til trods for at alle komponenter er rigtigt dimensioneret / valgt, er der stadig behov for at lave en indregulering af anlægget - anlægget skal være i "hydraulisk balance"

Hydraulisk balance opnås når de enkelte forbrugere kun kan aftage den dimensionerede / beregnede mængde energi (flow), som er tilstrækkelig til at opfylde forbrugernes krav - hverken mere eller mindre.

For at opnå hydraulisk balance er det nødvendigt at fjerne / bortdrøve "det uønskede tryk" som findes i anlægget, således at reguleringsventilerne kun har det dimensionerede tryk at arbejde med.

Der findes flere forskellige principper, men typisk kan man skelne mellem manuel- og automatisk indregulering.

Manuel indregulering (statisk).

Ved en manuel indregulering anvendes der manuelle (statiske) indreguleringsventiler, som indstilles til at fjerne det uønskede tryk ved reguleringsventilerne

når anlægget yder fuld belastning ~ alle reguleringsventiler helt åbne.

Anvendes ofte i anlæg hvor der bruges 3 vejs ventiler / konstant flow
Dvs cirkulationspumperne kører med 100% ydelse i hele driftsperioden.
Konstante flow samt trykforhold.

En manuel indregulering er meget tidskrævende og kan først påbegyndes når hele anlægget er færdigt - dvs at byggeperioden forlænges med den tid det tager at indregulere anlægget - ved større anlæg kan det være 2 - 3 uger !!

Ved en senere ændring i anlægget, skal hele proceduren startes forfra.

Automatisk indregulering (dynamisk)

Ved automatisk indregulering anvendes der automatiske indreguleringsventiler

typisk differenstryks regulatorer, som principielt laver "det samme arbejde "

som de manuelle ventiler, men i modsætning til de manuelle indregulerings ventiler gøres det ved at opretholde et konstant og stabilt differenstryk over reguleringsventilerne både ved fuld belastning men også ved dellast. Typisk arbejder regulerings ventilerne med dellast i hovedparten af drift-perioden.

I dag anvendes der næsten udelukkende 2 vejs regulerings ventiler, som medfører variabelt flow i anlægget – dvs flow samt trykforholdene ændres som funktion af belastningen over året – i sådanne dynamiske anlæg er der behov for automatiske indregulerings ventiler, for at kunne skabe stabile trykforhold for regulerings ventilerne.

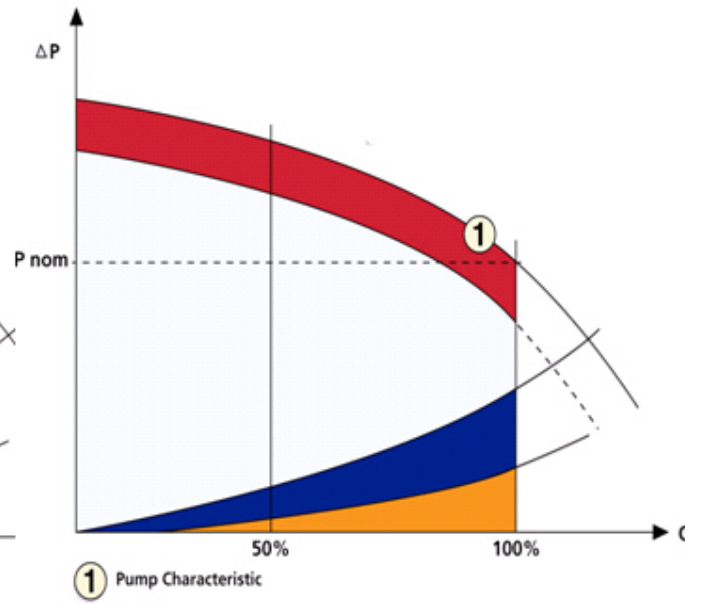
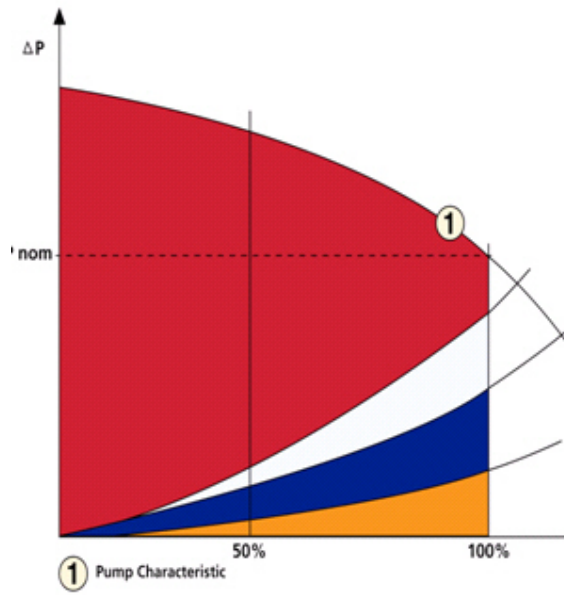
Ved at bruge automatiske ventiler opnår man samtidigt følgende fordele.

- Korrekt energifordeling under alle driftsforhold
- Gode reguleringsforhold for reguleringsventilerne.
- Forebygger flow støj fra regulerings ventilerne.
- Forebygger kavitation i regulerings ventilerne.
- Forbedrer grundlaget for ventil dimensionering – konstante trykforhold.
- Reducerer omkostningerne til indregulering.
- Anlægget er "fremtidssikret" – kan udvides uden at der skal laves en ny indregulering.
- Kan startes op etapevis / trinvist.
- Cirkulations pumpens ydelser kan tilpasses det aktuelle behov –
- Energibesparelse.

Røde kurve angiver trykfaldet over regulerings ventilerne som funktion af belastningen (flowet)

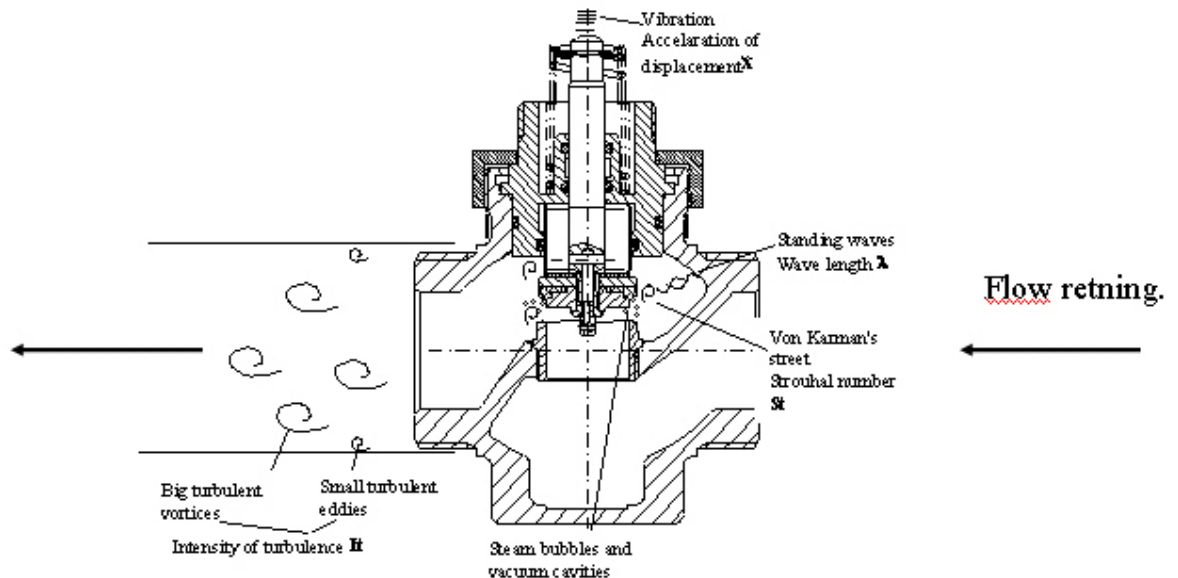
Manuel indreguleringsventil
Varierende trykforhold

Automatisk indregulerings ventil
Konstante trykforhold



10.6 Støj.

Flow støj – Mekanisk støj –



Støj i reguleringsventiler opstår typisk når differenstrykket over reguleringsventilen er alt for højt.

I anlæg som ikke er forsynet med differenstryks regulatorer, arbejder reguleringsventilerne ofte med hovedparten af det tilgængelige pumpetryk og det kan under visse forhold generere støj i anlægget.

Typiske støj fænomener i anlæg med for højt pumpetryk:

Flow støj.
Mekanisk støj.
Kavitation.

Flow støj:

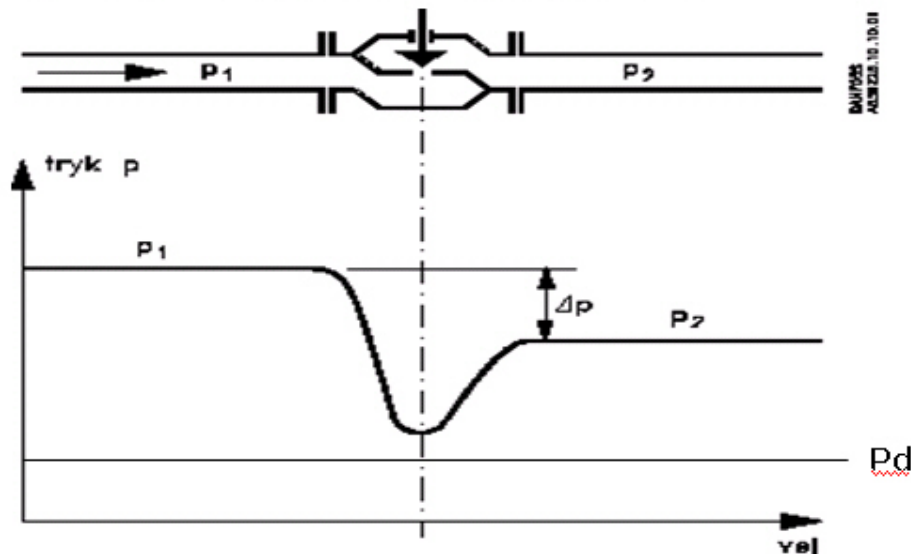
Opstår typisk når reguleringsventilerne arbejder med for højt differenstryk. De øvrige komponenter i anlægget (rør installationen, bøjninger, pumpe, varme-/ køleunits og radiatorer samt luft i anlægget) kan ligeledes forårsage / forstærke støjen

Mekanisk støj:

Kan opstå når ventilkeglen ikke er korrekt opspændt – vibrationer mellem ventilkegle ventilsæde, mekanisk støj fra pumpe, rør etc

Kavitation Z / støj.

$$Z = P_1 - P_2 / (P_1 - P_d) \quad \text{VDMA 24 422}$$



10.7 Kavitation.

Reguleringsventilen indgår som en vital del i reguleringsprocessen, da den påvirker balancen i processen og hvis den ikke anvendes i henhold til specifikationerne kan der opstå støjgener og endog kavitation, hvilket kan medføre at ventilen nedbrydes efter ganske kort tid.

Kavitation kan opstå når trykket i ventilen er lavere end vandets damptryk (P_d).

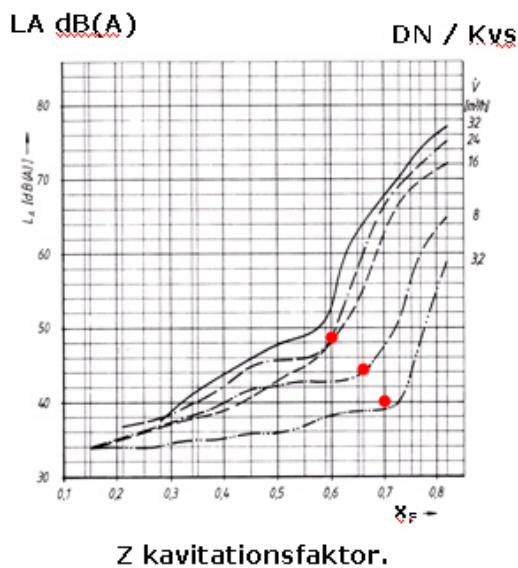
Grunden til at trykket ændres skal findes i at hastigheden på mediet ændrer sig ved passage af ventilen. Da flowet gennem ventilen er konstant, er mediet nød til at ændre hastighed i afhængighed af gennemstrømningsarealet, som varierer kraftigt gennem ventilen.

Det mindste areal optræder mellem sæde og ventilmekle, hvor vi har den største vandhastighed og som følge heraf det laveste tryk.

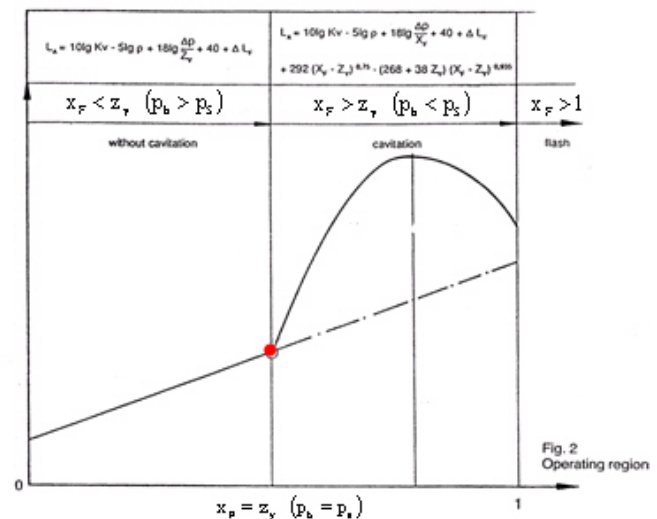
Kavitation opstår når det lokale tryk er lavere end mediets damptryk ved den pågældende medie temperatur, mediet begynder at koge og der udskilles dampbobler.

Efter ventsædet øges arealet igen og hastigheden falder, hvorved trykket igen stiger. Hvis trykket overstiger mætningstrykket, vil boblerne

kollapse og der udsendes kraftige trykspidser (6. – 7.000 Bar) og støjudvikling, det er disse "trykspidser" som kaldes kavitation. Når disse trykspidser rammer ventilkeglen eller ventilvæggen, kan de ødelægges i løbet af ganske kort tid, materialet eroderer bort. Trykpulserne kan også påvirke ventilkeglen med en frekvens og hvis frekvensen falder sammen med ventilens egenfrekvens, er der risiko for at keglen bringes i svingninger.



Calculation according to VDMA 24422
Sound pressure levels L_A in 1 meter distance in dB(A)



Måling af kavitations faktoren Z.

I henhold til standard / anbefaling skal ventilens kavitationsværdi måles ved en ventilåbning på $K_v / K_{vs} = 75\%$. Herefter ændres trykforholdene i ventilen samtidig med at støjniveauet (L_A dB(A)) måles.

Kavitationsfaktoren (Z) kan aflæses på kurven hvor støjniveauet øges drastisk.

Kavitationsfaktoren (Z) er typisk afhængig af ventiltypen, kegle / sæde konstruktion samt de indvendige geometrier (indløb,- udløbsforhold)

10.8 Typiske Z værdier.

- Kugleventiler Z = 0,1 - 0,2
- Afspærringsventiler Z = 0,15 - 0,25
- Standard regulerings ventiler Z = 0,3 - 0,5
- Reguleringsventiler med "lavt støjniveau" Z = 0,6 - 0,9

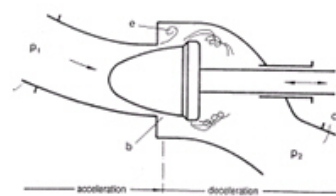
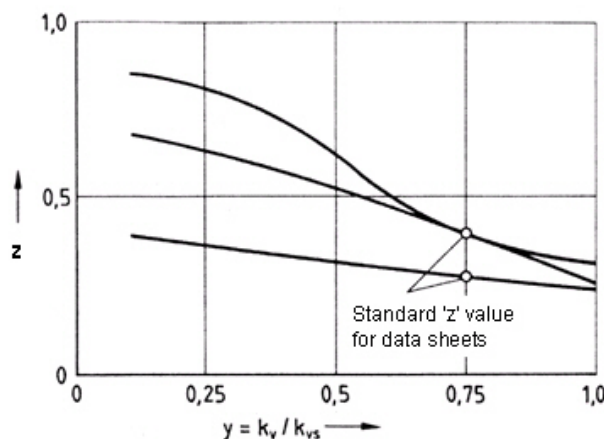
Kavitations faktoren er et udtryk for, hvor stort et differenstryk ventilen kan drøvle, uden at der opstår kavitation – jo større Z faktor jo større tryk kan der drøvles bort.

$$\text{Max. } dP = Z \times (P1-Pd)$$

P1 = Tilgangstrykket (bar)
 pd = Mediets damptryk (bar)

40°C = 0,1 bar
 80°C = 0,5 bar
 100°C = 1,0 bar
 120°C = 2,0 bar

Testbetingelser for 'z' faktoren i.h.t VDMA 24 422



Det er tilladt at angive Z faktoren for andre værdier af $K_v/K_{vs} = 0,75$ men så skal det oplyses.

11 Brug af bufferbeholdere

Hovedforfatter: Ivan Knudsen, Grundfos A/S

Buffertanke i indirekte køleanlæg

Indirekte køleanlæg vinder mere og mere indpas og flere grunde taler da også for at anvende et indirekte køleanlæg frem for et anlæg med direkte fordampning ude i kølestederne. Indirekte køleanlægs fordele frem for DX anlæg er:

- Billige materialer på rør og varmevekslere.
- Der kan være stor afstand mellem kølemaskine og kølestederne
- Kun én fordamper på trods af mange kølesteder
- Enkle reguleringssystemer - ofte nem indregulering, stort reguleringsområde på kølestederne og stor reguleringsnøjagtighed
- Højere ydelser på kølefladerne
- Anvendelse af kompakte fabrikssamlede chiller-units
- Små kølemiddelfyldninger med lille lækage. Dermed lave afgifter på HFC-kølemidler
- Muliggør anvendelse af brændbare kølemidler
- Ingen kølemiddel i arbejdslokaler
- Store ammoniakfyldninger undgås
- Mulighed for frikøling
- Mulighed for akkumulering af kulde i buffertank

I forbindelse med indirekte kølesystemer anvendes ofte buffertanke for at forbedre anlægget ydelse eller driftsøkonomi.

Vi vil i denne artikel beskæftige os med dette emne og vil forsøge at belyse *hvorfor* og *hvordan* man anvender buffertanke i indirekte kølesystemer.

11.1 Hvorfor en buffertank ?

En buffertank indgår i et indirekte køleanlæg af en eller flere af følgende grunde:

1. Ønsket om reservekapacitet i tilfælde af driftsstop på kølemaskinerne. Til dette formål kræves ret store beholdere, hvis der skal være kapacitet til en længere driftperiode
2. At imødekomme kortvarige spidsbelastninger som ligger over kølemaskinens kapacitet. En buffertank kan her reducere udgifterne til kølemaskine(r)
3. At sikre optimal drift af anlægget (primært kølemaskinerne) ved dellast på anlægget

Artiklen vil primært omhandle brugen af buffertanke for at optimere anlæggets drift, men inden vi kaster os ud i dette emne, lad os kort se på brugen af buffertanken som buffer i forbindelse med driftsstop eller for udligning af en belastning som udviser en spidseffekt som er højere end det kølemaskinen kan klare.

Buffertank for reservekapacitet

Lad os tage et eksempel på en buffertank til sikring af den nødvendige køleeffekt i en periode hvor kølemaskinen er ude af drift.

Et køleanlæg med en køleeffekt på 100 kW kører med en $t_f = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ og $t_r = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Hvor stort et lager af 50°C vand er nødvendigt for at sikre at den ønskede køleeffekt på 100 kW kan opretholdes ved 3 timers driftsstop på kølemaskinen ?

Den cirkulerede vandmængde Q kan beregnes til :

$$Q = \frac{P}{c_p \cdot \rho \cdot \Delta t} = \frac{100}{4,184 \cdot 1000 \cdot 5} \cdot 3600 = 17,2 [m^3 / h]$$

Da buffertanken skal indeholde vand til tre timers drift, betyder dette at tanken skal indeholde i alt 51,6 m³ vand, hvilket er en ret stor vandmængde.

Buffertank for spidsbelastnings udligning

Ser vi på et anlæg, hvor der er stor forskel mellem min. og max. kølebehov og hvor P_{\max} er stor i forhold til P_{mid} . Et eksempel på et sådant anlæg er illustreret i fig.1, som viser en døgnbelastningskurve for anlægget.

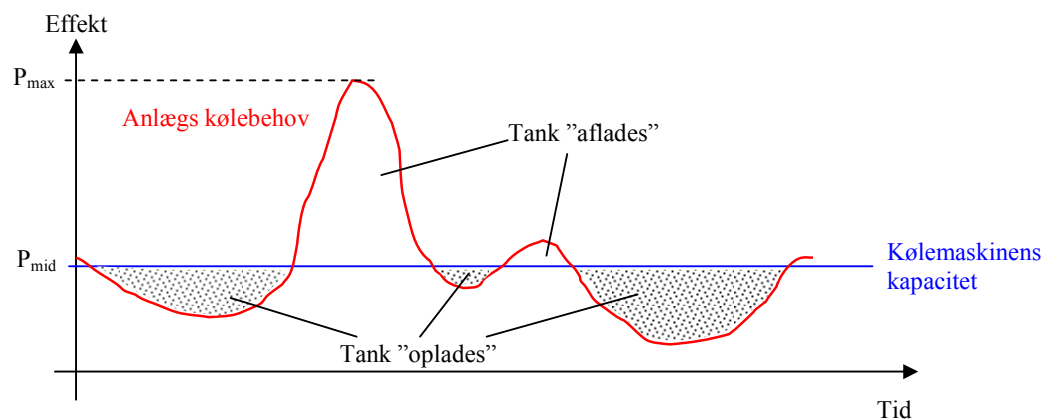


Fig. 1

Som det fremgår, er kølemaskinen ikke i stand til at levere den spidseffekt P_{\max} som anlægget kræver. En buffertank må derfor sørge for at udligne effektbehovet. I perioder hvor kølebehovet er mindre end P_{mid} "oplades" tanken med koldt vand. Når kølebehovet overstiger P_{mid} "afledes" tanken ved at levere den manglende effekt til anlægget.

Buffertankens nødvendige volumen kan bestemmes ud fra kendskabet til arealet af de skraverede felter, som repræsenterer den nødvendige opmagasinerede energimængde E [kWh] i beholderen. Buffertankens volumen V_T kan bestemmes ud fra:

$$V_T = \frac{E \cdot 3600}{c_p \cdot \rho \cdot \Delta t} [m^3]$$

Udgør de skraverede areal eksempelvis 50 kW i 4 timer = 200 kWh og arbejder anlægget med $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, bliver den nødvendige buffertank volumen 34,4 m³, igen en anelig vandmængde.

Vi vil nu se på hvorledes buffertanken kan medvirke til at sikre optimal drift af køleanlægget.

Buffertank for optimering af driften

Først ser vi på de to principielle udførelser af buffertanken, nemlig lagdelt tank, eller tank med opblanding

En lagdelt tank indeholder en mængde ”kold” vand (f.eks. 5 oC) for neden og en mængde ”varmt” vand (f.eks. 10oC) foroven adskilt af et kort grænselag hvor temperaturen ændrer sig fra 5 til 10oC – se fig.2

Det kolde vand tilføres fra neden og lægger sig som et ensartet lag, der ved en „stempel-virkning” trykker den øvrige vandmængde op gennem beholderen.

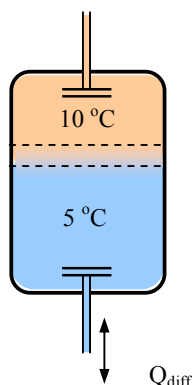


Fig. 2

Vandstrømmen skal tilføres diffust, så der ikke sker opblanding med den vandmasse, der allerede befinder sig i beholderen.

Der er flere måder hvorpå diffus tilførelse af vandet kan sikres. En hyppigt anvendt måde er at tilføre vandet i mellemrummet mellem to cirkulære, vandrette plader som det er vist i fig. 2.

Lagdelingen beror på dynamiske kræfter og ikke på termiske kræfter, som man kender det i buffertanke til varmt vand i forbindelse med f.eks. kraftvarmeværker.

Ved køleanlæg arbejdes der med små temperaturforskelle (typisk 5oC) og da man samtidig ligger meget tæt på den temperatur (4oC) hvor vand har sin maksimale massefylde, ligger forskellen i massefylde for beholderens kolde og varme vand i størrelsesordenen 0,5 promille.

Diffus tilførelse af vandet med lav vandhastighed i området 5 til 10 cm/sek er derfor nødvendig for at sikre lagdeling i tanken.

Buffertank med opblanding

Den anden type tank, er tanken med opblanding, hvor vandet tilføres på en måde der sikrer 100% opblanding i tanken, således at der er en ensartet temperatur i hele beholderen. Opblanding kan

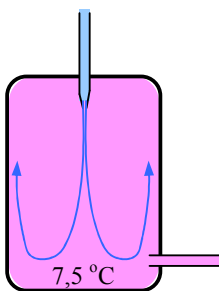


Fig. 3

sikres ved at vandet tilføres på en måde som medfører cirkulation, hvorved det tilførte vand blandes med det vand som allerede findes i beholderen.

Man kan tænke sig, at vandet tilføres med høj hastighed gennem et rør i toppen af beholderen (se fig. 3). Den nedadrettede vandstrøm vil bevirke en cirkulation i beholderen som sikrer den ønskede opblanding.

Det skal slutteligt bemærkes at de to tanktyper kan udføres på en række forskellige måder, som ikke skal behandles nærmere her.

Når det ved køleanlæg kan have betydning, om en beholder virker på den ene eller på den anden måde skyldes det, at temperaturen af det vand, der tilføres beholderen, langsomt ændrer sig i takt med ind- og udkobling af kølekapacitet.

Vi vil nu se på hvorledes de to buffertank typer indgår i de typiske indirekte køleanlæg, enkeltkreds- og to-kreds systemet.

Enkeltkredssystemet

Indirekte kølesystemer kan principielt opbygges på to grundlæggende måder, nemlig som enkeltkredssystem, som består af én rørkreds, en pumpe, en kølemaskine og eventuelt en bufferbeholder – se fig.4

To-kreds systemet der består af to kredsløb med hver sin pumpe. Den ene kreds er produktionssiden, den anden er forbrugssiden og de to kredse mødes i en buffertank, eller i visse tilfælde blot et by-pass.

Enkel-kredssystemet er normalt udført for konstant volumenstrøm med tre-vejs ventiler ved kølestederne. Der er dog mulighed for at lave en vis tilpasning af flowet, såfremt kølemaskinen kan arbejde med variabel volumenstrøm i et tilstrækkelig stort reguleringsområde. Variabelt flow kan resultere i energibesparelse på primærpumpen.

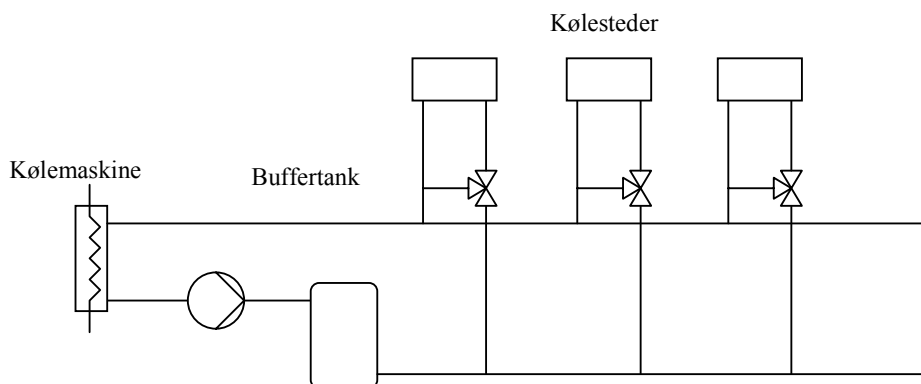


Fig. 4

Stabile driftsforhold for kølemaskinen i form af tilpas lange driftstider ved dellast er vigtigt for at sikre en optimal driftsøkonomi og for at minimere slidtagen på kølemaskinen. Kølemaskinens drift- og pausetider afhænger af anlæggets samlede volumen. Indeholder anlægget ikke den nødvendige mængde, er det vigtigt at installere en bufferbeholder, så det samlede vandvolumen får en tilstrækkelig størrelse.

En beholder med opblanding vil normalt være det rigtige valg til denne type anlæg.

11.2 To-kredssystemet

Den anden måde et indirekte køleanlæg kan være opbygget på, er vist på fig. 5. Der er her to kredsløb, som mødes ved buffertanken, som hydraulisk set adskiller de to

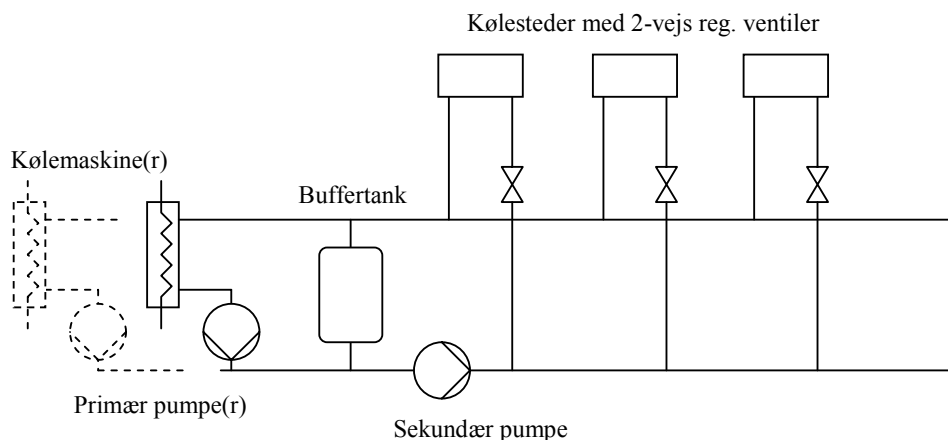


Fig. 5

kredse. I visse anlæg kan den hydrauliske adskillelse udføres blot med et by-pass i stedet for buffertanken.

Primær siden kan betragtes som produktionssiden og sekundær siden som forbrugssiden.

Kølestederne er udført med to-vejs reguleringsventiler, som betyder at der i sekundærkredsen er tale om variabelt flow.

Som det fremgår af figuren, er buffertanken forbundet til anlægget på en sådan måde, at det kun er forskellen i flowet mellem primærkredsen og sekundærkredsen

$Q_{pri} - Q_{sek}$ der tilføres beholderen. Herved minimeres volumenstrømmen til tanken, hvilket gør lagdelt drift af tanken mere sikkert.

To-kreds systemet er i modsætning til enkelkredssystemet velegnet til anlæg med flere kølemaskiner. Til hver kølemaskine vil der være tilknyttet en primær pumpe som startes sammen med den pågældende kølemaskine. Samtlige kølemaskiner/pumper har hver især en kontraventil i serie, som sikrer at der ikke cirkuleres baglæns i kølemaskinerne, når disse er ude af drift. Sekundærkredsen er som nævnt med variabel vandmængde. Det vil derfor være formålstjenligt at lade sekundærpumpen være hastighedsstyret efter konstant differenstryk. Sekundærkredsen kan evt. bestå af flere zoner med hver sin pumpe med differenstrykstyring. Det skal sikres at den samlede volumenstrøm på sekundærsiden ikke overstiger den samlede volumenstrøm på primærsiden $Q_{pri} > Q_{sek}$.

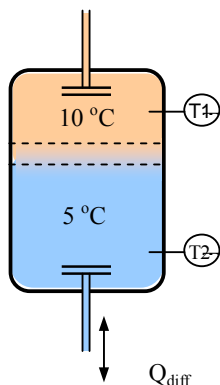


Fig. 6

Bufferbeholderen udføres for lagdeling drift, således at både tilgangen foroven og tilgangen forneden sikrer lagdeling. Begge tilslutninger skal kunne fungere såvel som indløb som udløb.

Beholderen vil forneden indeholde koldt vand fra kølemaskinen og foroven varmt returvand fra anlægget. Disse to vandmængder er adskilt af et vandret, forholdsvis smalt grænselag hvor temperaturen går fra f.eks. 5 til 10 oC – se fig. 6. Under drift vil grænselaget forskydes op og ned i beholderen som følge af forskellen mellem volumenstrømmen på primær og sekundærsiden $Q_{diff} = Q_{pri} - Q_{sek}$.

Såfremt køleforbruget eksempelvis svarer til 1,5 kølemaskines ydelse, vil der på et tidspunkt være indkoblet to kølemaskiner med tilhørende pumper. Grænselaget i beholderen vil nu forskydes opad, da $Q_{diff} = Q_{pri} - Q_{sek} > 0$. Når grænselaget passerer temperaturføler T1 i toppen af beholderen, vil

denne føler registrere at temperaturen falder brat fra 10 til 5 oC, hvorefter en af kølemaskinerne med tilhørende primær pumpe udkobles.

Volumenstrømmen på sekundær siden er nu større end på primærsiden hvorved volumenstrømmen i tanken vender således at: $Q_{diff} = Q_{pri} - Q_{sek} < 0$, hvilket medfører at grænselaget forskydes nedad. Når grænselaget når den nederste temperaturføler T2 indkobles en kølemaskine/primærpumpe.

De kølemaskiner som er i drift styres kapacitetsmæssig efter fremløbstemperaturen.

Kølemaskinernes fremløbstemperatur føler indkobler det nødvendige antal trin, for at opretholde den ønskede fremløbstemperatur.

Sekundærkredsen kører som nævnt med variabelt flow efter det nødvendige kølebehov. Dette bevirker at returtemperaturen fra anlægget vil være nogenlunde konstant, eller endda svagt

stigende ved lav belastning. De indkoblede kølemaskiner vil således arbejde med omtrent fuld kapacitet.

Dimensionering af lagdelt buffertank til to-kredssystem

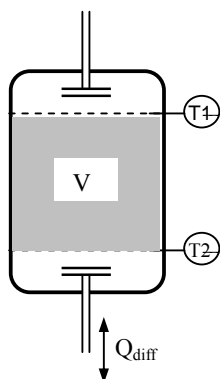


Fig. 7

Buffertankens volumen skal bestemmes ud fra kendskabet til hyppigheden af kølemaskine indkoblinger (cyklus tiden, T_c) samt forskellen mellem primær- og sekundær flow Q_{diff} .

Tankvolumen mellem de to temperaturfølere kan herefter bestemmes som:

$$V_T = \frac{T_c \cdot Q_{diff}}{2}$$

Hertil skal da lægges det volumen som er repræsenteret ved de to endestykker før T1 og efter T2.

Tager vi et eksempel, som siger at man kun ønsker 2 start/stop af kølemaskiner pr. time ($\Rightarrow T_c = 1800$ sek.) og max. forskel i flow mellem primær og sekundær udgør det flow som en af primærpumperne kan give, hvilket er 20 m³/h.

$$V_T = \frac{1800 \cdot 20 / 3600}{2} = 5 [m^3]$$

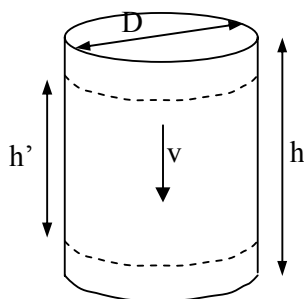


Fig. 8

Antager vi at V_T ca. udgør 70% af det samlede volumen, så ender vi på en tank i størrelsesordenen 7 m³.

Tanken kunne være en opretstående, cylindrisk tank med et diameter/højdeforhold på 1:1,5 som vist i fig. 8. Tanken ville da få følgende dimensioner:

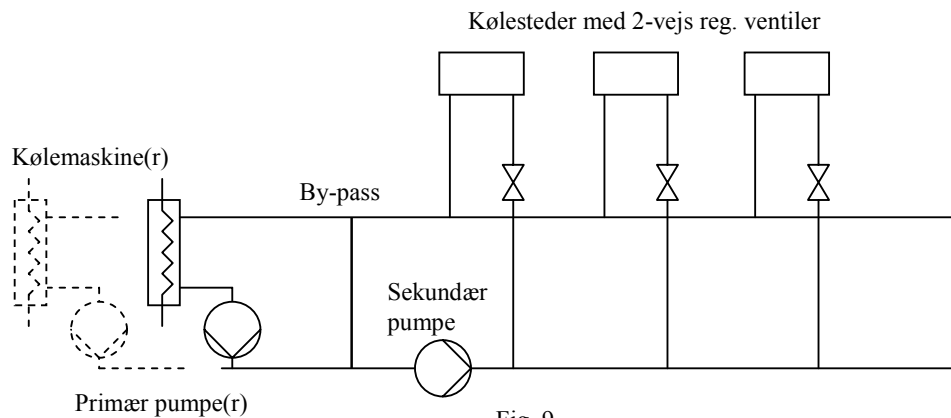
$D=1,8$ m, $h=2,7$ m, hvorefter den operative højde h' bliver $h'=1,9$ m.

Den hastighed hvormed grænselaget forskydes kan da beregnes til:

$$v = \frac{h'}{T/2} = \frac{1,9}{1800/2} = 0,21 [cm/sek]$$

To-kredssystem uden beholder

To-kreds kølesystemer udføres også i nogle tilfælde med et by-pass i stedet for en buffertank – se fig. 9. Denne løsning vælges især ved meget store køleeffekter, hvor beholderstørrelsen bliver tilsvarende stor. Det ville da være ønskeligt, om man kunne udføre anlægget uden beholder. I stedet for beholderen mellem frem- og retursiden indsættes blot et rørstykke som shunt, se fig. 6.



Et anlæg uden buffertank kan naturligvis ikke styres efter temperaturer målt i tanken, så derfor anvendes en anden metode.

Ind/udkobling af kølemaskinerne bygger på en måling af flowet i shunten og her såvel retning som størrelse af flowet afgørende for hvornår der skal kobles kølemaskiner/pumper ind/ud. Flowretningen i shunten skal altid være således at primær flow er større end sekundær flow. Bliver $Q_{pri} < Q_{sek}$ indkobles en kølemaskine/pumpe og hvis $Q_{pri} > Q_{sek}$ udkobles en kølemaskine/pumpe.

Da Q_{pri} altid er større end Q_{sek} får vi en opblanding af returvandet fra systemet med vand direkte fra kølemaskinen. Denne opblanding medfører en sænkning af returtemperaturen, hvilket adskiller sig fra et anlæg med buffertank, hvor returtemperaturen tilbage til kølemaskinen ikke opblandes og dermed altid vil være højere. En lavere returtemperatur kan reducere kølemaskinens COP og er derfor uønskelig.

Et anlæg med by-pass som vist i fig. 9, stiller på grund af den lille vandmængde omkring kølemaskine og shunt, store krav til kølemaskinens kapacitets-regulering.

Kølemaskinerne sættes op til aflevere fremløbsvand med en forud indstillet temperatur.

To-kredssystem med opblandet buffertank

I stedet for en lagdelt buffertank, kan et to-kreds køleanlæg også udføres med en buffertank med opblanding.

Som tidligere beskrevet er udformning af ind/udløb i tanken meget kritisk, hvis man ønsker at opnå lagdeling. En tank med opblanding er derfor ofte enklere at realisere.

Tanken kan være med fælles til- og afgang som vist i fig. 5. eller kan udføres med fire studse som til- og afgang på henholdsvis primær- og sekundærsiden. Udformningen ændrer ikke på den principielle funktion, blot man sikrer at der er 100% opblanding.

Ulempen ved løsningen med opblandet buffertank er den, at primær returtemperaturen tilbage til kølemaskinen reduceres, hvilket igen påvirker maskinens COP i negativ retning. En håndregel siger at for hver grad temperaturen sænkes øges kølemaskinen effektbehov med 3%.

Den lagdelte tank med forholdsvis høj returtemperatur til kølemaskinen er derfor at foretrække.

11.3 Afrunding

Buffertanke kan være en nyttig og vigtig komponent i et indirekte køleanlæg. Drejer det sig om kølekapacitets opmagasinerings eller spidsbelastningsudligning vil der, afhængig af den ønskede kapacitet, være tale om temmelig store tanke, som ikke er så lige til at finde plads til. Andre metoder, så som is-bank kapacitetslager kan komme på tale som et alternativ til en traditionel stor buffertank.

Buffertanke finder stor anvendelse når det drejer sig om driftsoptimering af en eller flere kølemaskiner i anlæg med varierende kølebehov. Her vil den lagdelte buffertankløsning være at foretrække, da den sikrer at kølemaskine arbejder med en så høj returtemperatur som mulig, hvilket har stor indvirkning på kølemaskinen COP. Måske er det her på sin plads lige at nævne, at anlæg med varierende kølebehov, med fordel også styres efter varierende fremløbstemperatur, afhængig af belastningen på anlægget. Dette vil betyde højere fordampningstemperatur og dermed en forøgelse af maskinen COP.

Referencer

- [1] Flere artikler om emnet i VVS bladet af Mogens Weichel
- [2] ”Nye metoder for energioptimering af kølevandsanlæg”, Stig Niemi Sørensen, ScanRef, 2. april 2005
- [3] ”Pumping & Chilled Water System Performance”, William P. Bahnfleth

12 Checkliste praktiske forhold

Hovedforfatter: Mogens Grube, Christian Berg A/S

Når vandkøleaggregaterne og køleafgiver (fan-coils, kølelofter, ventilation osv.) er projekteret, kommer design af vandsystemet, og til dette bør følgende iagttages:

12.1 Design

A. Sekundær og primær kreds

Har man stor variation i kølebelastning og ønsker at køre med variabelt flow ud til kølestederne, bør man opdele systemet i en sekundær kreds med variabel pumpehastighed og en primærside udstyret med pumper, der har konstant hastighed. Imellem sekundær og primær kreds indskydes en buffertank.

Variabel hastighed på primærsiden kan kun anbefales, hvis fabrikanten af vandkøleaggregatet kan garantere og dokumentere, at der kan arbejdes med variabel flow.

B. Urenheder i systemet

Der skal indbygges muligheder for at fjerne urenheder under drift, derfor monteres følgende:

1. På indløbssiden af vandkøleaggregatet monteres en snavssamler (maskestørrelse gives af vandkøleaggregatets fabrikant).
2. På vand ud til kølesteder monteres et delstrømsfilter, der som minimum renser 25% af det totale flow.

C. Udlufter

- Kølesystemer er utrolige svære at udlufte i forhold til varmesystemer, derfor er det væsentligt, at der monteres udluftninger de rigtige steder.
- Det kan på det kraftigste anbefales, at montere vacuumafluffer eventuelt i forbindelse med delstrømsfilteret.
- Anvendelse af automatiske luftudlader kan ikke anbefales, da de efter års drift kan være årsag til, at systemet tager luft ind.

D. Måling / Indregulering

- Det skal være muligt at indregulere systemet og måle flow. Derfor skal der monteres indreguleringsventiler med trykudtag.

E. Trykekspansionsbeholder

- Her skal man huske at montere beholderen på den rigtige side af pumpen (sugesiden) samt få den rigtige volumen og tryk på beholderen.

F. Service / Vedligehold

- Der monteres termometre og manometre eller transmittere (CTS) til overvågning af systemet.
- Ligeledes monteres der servicestutse for kemisk rensning af systemet, hvis det bliver nødvendigt.

Før anlægget kan opstartes skal følgende være udført:

12.2 Efter montage

A. Gennemskylning

- Anlægget skal gennemskylles, og her skal alle ”følsomme” steder (vandkøleaggregatet, fan-coils, kølelofter osv.) bypasses. Hvis man ikke gør dette, vil man få problemer i hele systemets levetid.
- Efter man har gennemskyllet første gang, bør rørsystemet ”vaskes”. Her bør man henvende sig til de firmaer, som udfører denne behandling og få dem til at gøre det.

B. Påfyldning

- Har man fjernvarme i huset, vil det være en god ide at få lov til at hælde dette vand på systemet, da det er behandlet.
- Hvis man ikke kan få behandlet vand, bør man få det firma, som har vasket rørene igennem, til at påfylde de rigtige inhibitorer.
- Hvis man benytter glykol, skal det være en færdig blanding, der pumpes på systemet. Påfylder man først vand og derefter glykol eller omvendt, får man det aldrig opblandet.
- Brug kun glykol fra et firma, der kan give eksakte oplysninger om de tilsatte inhibitorer.
- Husk kun at bruge den procent glykol, som er absolut nødvendig. For meget glykol nedsætter ydelsen.

C. Flowmåling

- Er flowet mindre end det beregnede, skal følgende overvejes:
 - Er filtre / snavssamler rensset
 - Løber pumpen den rigtige vej
 - Er der ordentligt udluftet
- Hvis ovennævnte er i orden, bør man skifte pumpe, så man opnår det projekterede flow.

12.3 Vedligehold / Service

De fleste tror desværre, at når man har et lukket kølesystem, så skal der ikke udføres vedligeholdende service, men sådan er virkeligheden ikke, da systemet er udsat for følgende:

- Vandtab / vandpåfyldning
- Lave flowhastigheder (variabel hastighed)
- Døde rørender
- Stand-by udstyr
- Varierende materialesammensætning

Derfor anbefales følgende som et absolut minimum:

1. Filtre / Snavssamler

- Filtre og snavssamler tjekkes månedligt, at trykfaldet ikke er for stort.
- Årligt udtages filtre / snavssamler for rensning / inspektion. Husk – at minimere ilt indtrængning ved genmontering.

2. Vandprøver

- Mindst årligt bør der udtages vandprøver for analyse, og det skal være en analyse, hvor alt relevant undersøges. Rapporten, man får, skal munde ud i en konklusion, hvad man bør gøre, (tilsætning af inhibitorer osv.), hvis der skal gøres noget.
- Her bør man være opmærksom på at vælge det rigtige firma til vandanalyser, da der på markedet er firmaer, der er mindre kompetente.

3. Øvrige

- Ligeledes bør man tjekke, om det dimensionerende flow stadig er til stede.
- Kører vandkøleaggregatet stadig med den rigtige fordampnings- og kondenseringstemperatur (tilsmudsning af varmevekslerne).
- Frosttermostat og flowswitch afprøves.

12.4 Konklusion

- Som det fremgår, er det vigtigt, at system opbygges, så man opnår høj driftssikkerhed samt undgår unødigt energispild, derfor er det vigtigt for brugeren at vælge de rigtige firmaer, som har erfaring og viden om:

- Design
- Montage
- Service

13 Sammenfatning

Projektet DESİK's formål kan siges at være at etablere et "vidensløft" indenfor udformning og drift af sekundære køleanlæg. Området er tværfaglig i sin natur dækkende fra kemiteknik til reguleringsteknik. Endvidere er der en del viden og komponenter, som traditionelt kommer fra varmesystemer - viden og komponenter som skal tilpasses den "kolde side".

Den forholdsvise omfattende dokumentation afspejler ovenstående forhold, og håbet er at denne dokumentation sammen med DESİKpack både kan benyttes som en slags lærebog og et opslagsværk i det daglige arbejde - herunder hurtig adgang til termofysiske data for alverdens sekundære kølemidler ved brug af det udviklede PC-program "SecCool".

Udover sammenstilling af "kendt viden", så har projektet bidraget med påvisning og anvisning af hvordan variabel flow systemer både kan spare energi og sikre problemfri drift. En udfordring i denne sammenhæng er håndtering af specifikationer og garanti i forbindelse med de forskellige delleverancer. Da det enkelte delsystem ikke længere opererer med "faste" randbetingelser - såsom konstant pumpeflow til Chilleren - så er der behov for at de forskellige leverandører tester og dokumenterer deres "komponent/delsystem" ved varierende "omgivelses parametre". Det kunne være ønskeligt at en sådan mere nuanceret test og dermed dokumentation kunne være en positiv konkurrence parameter.

Et forslag til fremtidigt arbejde, som kunne skabe et endnu bedre grundlag for tilvejebringelse af systemer med så lavt energiforbrug og stabil drift som muligt, kunne være et demonstrationsprojekt, hvor de relevante leverandører samtænkte systemudformning og udformede et fuldt elektronisk integreret reguleringssystem. Dvs. et system, hvor der kunne tages højde for alle ventilers åbningsgrad, pumper's, blæsere's og kompressorers kapacitet. Reguleringssystemet kan med fordel modulariseres med nogle snitflader, som sikrede at de lokale reguleringskriterier og optimeringsparametre var i harmoni med systemets samlede energioptimering.

Appendix A Litteraturliste

Bøger:

- "Dimensioning of indirect systems", *Benny Ekman*, Mälardalens Högskola
- Indirect Refrigeration Systems, Design Guide Book", *Antero Aittomäki*, Tampere University of Technology
- Chiller Plant Design, Application Guide, Mcquay
- ASHRAE Handbook, 2004, HVAC Systems and Equipment

Kilde:

http://www.arti-research.org/21cr_completed.php

Variable Primary Flow Chilled Water Systems: Potential Benefits and Application Issues,

State-of-the-Art Review, Whole Buildings and Building Envelope Simulation and Design Tools

State-of-the-Art Review, HVAC Component and System Simulation and Design Tools

System Optimization of Residential Ventilation, Space Conditioning and Thermal Distribution

<http://www.ari.org/>

Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle

Absorption Water Chilling and Water Heating Packages

<http://www.ashrae.org/>

System Effect Factor: How it Affects Operating Cost, Bernard Ratledge, ASHRAE Journal, vol. 48, no. 2, pp. 36-46

Measuring System Efficiencies of Liquid Chiller and Direct Expansion, G.N. Dunn, I.P. Knight and E.R. Hitchin, ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 2

Simplifying Contemporary HVAC Piping, James B. (Burt) Rishel, P.E., ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 2

Building Performance With District Cooling, Eric M. Moe, ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 7

Selecting Valves For Variable Flow Hydronic Systems, Gil Avery, ASHRAE Journal, Vol 47, No. 9

Designing Aquifer Thermal Energy Storage Systems, David W. Bridger and Diana M. Allen, Ph.D., ASHRAE Journal, Vol 47, No. 9

Using Variable Speed Drives for Evaporative Condensers, Douglas T. Reindl, Ph.D., P.E., Member ASHRAE and Todd B. Jekel, Ph.D., P.E., Member ASHRAE, ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 8

Evolving Design of Chiller Plants, Thomas H. Durkin, P.E., ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 11

Back to the Future: Liquid Cooling Data Center Considerations, Don Beaty, P.E., Member ASHRAE and Roger Schmidt, Ph.D., Member ASHRAE, ASHRAE Journal, Vol. 46, No. 12

Appendix B Oversigt DESIK seminarer

I DESIK er der regelmæssigt afholdt større projektmøder og seminarer:

Nedenstående liste tjerner mest til erindring og eventuel understøttelse af genfindning af materiale for de parter, der har deltaget i projektet.

DESIK Seminar oversigt

- 1:** 3. +4. April 2003, Marienlyst, Helsingør
- 2:** 17. Juni, 2003, tt-Coil, Aalborg
- 3:** 4. September, 2003, Teknologisk, Århus
- 4:** 23. Oktober, 2003 YORK, Holme
- 5:** 3. og 4. Februar, 2004, Vilvorde, Charlottenlund
- 6:** 24 marts , 2004, Danfoss, Nordborg
- 7:** 28. og 29. april, 2004, Hindsgavl Slot, Middelfart
- 8:** 3. og 4. Februar, 2004, Vilvorde, Charlottenlund
- 9:** 26 aug. 2004, Teknologisk, Århus
- 10:** (24. og) 25. November, 2004, Hindsgavl Slot, Middelfart
- 11:** 2. Juni , 2005, DTU
- 12:** 12 & 13.: Oktober, 2005, Grundfo, Bjerringbro
(Overnatning SAS Radisson, Silkeborg)

Appendix C Indlæg Danske Køledage 2005, *Design af indirekte køleanlæg*

Design af indirekte køleanlæg

Arne Jakobsen (aj@ipu.dk); *Morten Juel Skovrup* (mjs@ipu.dk)

Køle- og Energiteknik, IPU

Nikolaj Haaning (nkh@birch-krogboe.dk); Birch & Krogboe

Thorkild Jessen (T_H_Jessen@danfoss.com); Danfoss A/S

Udbredelsen af indirekte køleanlæg er stærkt stigende. Dagens krav og økonomisk incitament til små anlægsfyldninger i det primære køleanlæg er med til at motivere denne udvikling. Endvidere har udviklingen af kompakte varmevekslere understøttet udviklingen af fabriksamlet og testet units (eksempelvis chillere), sådan at man på site "kun" skal koncentrere sig om den sekundære side. Ved første øjenkast er her jo tale om simpelt VVS-arbejde, men i praksis og i teori dukker nye problemer op, som kølebranchen i Danmark endnu ikke har stor erfaring med at håndtere. Ofte er det sekundære kølemiddel frostsikret vand (eksempelvis propylenglykol) tilsat noget inhibitor-kemi for at hæmme korrosion, men her kan opstå problemer med materiale forenelighed ved valg af rør, ventiler etc. Drifts karakteristikker for rør, pumper etc. kendes ofte bedst for anvendelse af rent vand, mens det sekundære kølemiddel ofte har en højere viskositet, som er stærkt stigende ved faldende væsketemperatur. Hvilket sekundære kølemiddel skal vælges for at få det energimæssigt bedste anlæg? Skal anlægget have buffertank? Hvormange pumpekredse skal der være? Hvor få ventiler kan man nøjes med? Reguleringsstrategi? Spørgsmålene er mange - de klare svar ofte færre. I dette indlæg belyses overordnet nogle centrale design spørgsmål, mens egenskaber ved sekundære kølemidler behandles mere detaljeret med udgangspunkt i et PC-program (SecCool), som er under udvikling i projektet "DESIK".

Terminologi

- **Primært Kølemiddel:** Kølemidlet i kredsen som "drives" af kompressorerne. Eksempelvis R404A i en Chiller.
- **Sekundær kreds:** Her kan både være tale om den "varme side" og den "kolde side" – der tales så om indirekte systemer, idet der er skudt en sekundær varmevekslende kreds ind mellem fordamperen og kølestederne og/eller en kreds mellem kondensatoren og omgivelserne.
- **Sekundært kølemiddel:** Kølemidlet i sekundær kredsen. Eksempelvis en Propylenglykol blanding i den "kolde" sekundær kreds.
- **Opdeling i sekundære kredse:** Her er typisk tale om pumpedrevne kredse. I tilfælde af at disse er opdelt i flere (mere eller mindre) hydraulisk adskilte kredse, så nummereres fra nærmest fordamperen (eller kondensatoren). Eksempelvis vil pumpen der driver Propylenglykolen fra en bufferbeholder til køling i fordamperen benævnes primær pumpen, mens pumpen der driver den kolde Propylen Glykol fra bufferbeholderen ud til kølestederne (eksempelvis nogle luftkølere) benævnes sekundær pumpen. Bemærk at denne nummering i nogle bøger/artikler er anderledes, men den her angivne måde er i overensstemmelse med ASHRAE praksis.

1. Indledning

Dette indlæg er primært baseret på et gangværende projekt støttet af ELFOR PSO F&U 2003 midler. Projektet kaldes i daglige tale "DESIK" (*Energirigtig design og regulering af sekundærsiden på indirekte køleanlæg med naturlige kølemidler*, projektnr: 334-001) og har deltagelse af Danfoss, YORK, Grundfos, Teknologisk Institut, Birch & Krogboe, Christian Berg, tt-coil, DTU (MEK) og Institutet for Produktudvikling (IPU).

Fokus i projektet er:

- Samling af viden om sekundære kølemidler
- Design og dimensioneringsovervejelser
- Undersøgelse af reguleringsprincipper - særligt muligheder for energibesparelse ved anvendelse af variabelt flow.

Det her skrevne indlæg er struktureret med følgende delafsnit:

- *"Hvorfor ikke", og "hvorfor" indirekte køleanlæg*
- *Egenskaber ved sekundære kølemidler*
- *SecCool - et PC program med beskrivelser og beregninger af sekundære kølemidler*
- *Layout og regulering af den indirekte side*
- *Dimensioneringsfremgangsmåde*
- *Afsluttende bemærkninger*

Som det fremgår behandles emnet ganske bredt og er forsøg på at give et overblik over de relevante tekniske overvejelser og beregninger, fremfor detaljeret behandling af detail-problemstillinger.

2. "Hvorfor ikke" og "hvorfor" indirekte køleanlæg

Hvorfor

- Mængden af det primære kølemiddel er lille.
- Lille risiko for lækage af primært kølemiddel fordi her er tale om fabriksmonteret og testet kompakte enheder.
- Den primære køleenhed kan "isoleres" i et maskinrum.
- Samling af den sekundære side er "simpelt" VVS arbejde.
- Den termiske kapacitet på den sekundære side giver mulighed for mere stabil drift. Herunder mulighed for jævner drift af kompressor anlægget og evt. kan kompressor anlæg med mindre maks. kapacitet vælges.
- Nemt at udvide anlægget med flere kølesteder.
- Nemt at tilføje varmegenvinding og kombinere med frikøling.
- Kort sugeledning på den primære side giver lille tryktab.
- Kan være billigere end tilsvarende direkte system, særligt hvis der er mange spredtliggende kølesteder.

Hvorfor ikke

- Tilføjelse af en ekstra varmeveksling (ΔT) bevirker isoleret set at *COP* reduceres for køleanlægget.
- Sekundære kølemidler kan introducere korrosions risici – og i åbne vandbaserede systemer kan der opstå sundhedsproblemer (bakterier).
- Rør på den sekundære side vil ofte have større diametre, hvorfor de i sig selv vil være dyrere ligesom isoleringen af disse vil være dyrere.
- Kan være dyrere end et tilsvarende direkte anlæg, særligt ved anlæg med få og tætliggende kølesteder.

3. Egenskaber ved sekundære kølemidler

Det energimæssigt ideelle kølemidler skal være en god "kuldebærer", have effektiv varmeoverføringsegenskaber og være nem at pumpe. Dette kan oversættes til ønsker til følgende termofysiske egenskaber:

- God kuldebærer \rightarrow høj $\rho \cdot C_p$ [$J/(m^3 K)$] (densitet \cdot specifik varmekapacitet)
- Effektiv varmeoverføring \rightarrow høj λ [$W/(m K)$] (varmeledningsevne)
- Nem at pumpe \rightarrow lav ν [m^2/s] (kinematisk viskositet)

Dertil kommer ønsket om lavt frysepunkt.

Det viser sig, at hvis her er tale om væsker, er rent vand et af de bedste sekundære kølemidler. Tilsætning af "kemi" til sænkning af frysepunkt, samt hæmning af korrosion vil almindeligvis forværre de "energimæssige aspekter". Dvs. hvis man har dimensioneret sit anlæg for rent vand og istedet anvender en frostsikret væske, så vil man få et anlæg med lavere kapacitet og højere energiomkostninger end forventet.

Til illustration er følgende tabel udarbejdet (værdier taget fra SecCool, jvfn. næste afsnit):

	Vand	Propylenglykol	Ethylenglykol	Ethanol
$\rho \cdot C_p$ [$J/(m^3 K)$]	4202	4049	4056	4253
λ [$W/(m K)$]	0,572	0,474	0,505	0,458
ν [$m^2/s \cdot 10^{-6}$]	1,52	4,74	2,86	3,99

Tabel 1: Udvalgte termofysiske data for vandblandinger . Data er for 5 °C og frysepunktet er -10 °C (pånær rent vand)

Det ses at særligt med hensyn til lav viskositet er rent vand markant bedst. Dvs. den hurtige ingeniørmæssige konklusion er, at man lidt forsigtigt tager udgangspunkt i erfaringerne med rent vand, men anvender store pumper (i hvert tilfælde store motorer) - men hvor store?

Et hurtigt bud er at man udregner tryktabene for det valgte sekundære kølemiddel i SecCool (evt. relativt til vand) og udnytter eksempelvis at Grundfos i deres seneste versioner af WinCaps også giver mulighed for dimensionering af pumper med de gængse sekundære kølemidler.

Det er på sin plads at nævne, at faseskiftende sekundære kølemidler som bi-nær is eller CO₂ ikke behandles i dette indlæg. Her skal blot konstateres at særligt CO₂ i denne sammenhæng syntes at have potentiale for stor udbredelse. Men dette emne er behandlet i forskellige andre indlæg på Danske Køledage.

I det følgende afsnit beskrives kort programmet SecCool, som i skrivende stund foreligger i version 1.23

4. SecCool - et PC program med beskrivelser og beregninger af sekundære kølemidler



Som bekendt kan en gennemgang af et program være ganske "tør", i forhold til en live præsentation. I dette paper gives kun en ganske kort introduktion, mens Morten Juel Skovrup præsenterer programmet på Danske Køledage i forbindelse med dette indlæg.

4.1 Valg af sekundært kølemiddel.

I programmet kan man enten vælge ud fra det "fysiske navn" eller ud fra et handelsnavn:

Fysisk navn (type)	Handelsnavn
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <div style="display: flex; border-bottom: 1px solid black;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Type</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Handels/lignings-navn</div> </div> <ul style="list-style-type: none"> ⊕ Ammoniak ⊕ Diethylbenzen blanding ⊕ Diphenylethane/alkylated aromatics ⊖ Etanol <ul style="list-style-type: none"> Melinder, Ethanol ⊖ Etylen glykol <ul style="list-style-type: none"> Antifrogen N ASHRAE, Ethylene Glycol Glykosol N Melinder, Ethylene glycol ⊕ Glycerol ⊕ Hydrofluoroether ⊕ Kalcium klorid ⊕ Kalium acetat ⊖ Kalium acetat/formiat <ul style="list-style-type: none"> Aspen Temper -10 Aspen Temper -20 Aspen Temper -30 Aspen Temper -40 Aspen Temper -55 Pekasol 2000 ⊕ Kalium formiat ⊕ Kalium karbonat ⊕ Kuldioxid ⊕ Magnesium klorid ⊕ Metanol ⊕ Natrium klorid ⊕ Polydimethylsiloxan ⊖ Propylen glykol <ul style="list-style-type: none"> Antifrogen L ASHRAE, Propylene Glycol Melinder, Propylene Glycol Pekasol L ⊕ Sjapis ⊖ Vand <ul style="list-style-type: none"> NBS, Water </div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <div style="display: flex; border-bottom: 1px solid black;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Type</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Handels/lignings-navn</div> </div> <ul style="list-style-type: none"> Antifrogen KF Antifrogen L Antifrogen N ASHRAE, Carbon dioxide ASHRAE, Ethylene Glycol ASHRAE, Propylene Glycol Aspen Temper -10 Aspen Temper -20 Aspen Temper -30 Aspen Temper -40 Aspen Temper -55 Dowtherm J Dowtherm Q Freezium Glykosol N HFE-7100 HYCOOL 20 HYCOOL 30 HYCOOL 40 HYCOOL 45 HYCOOL 50 Ice slurry, Ethanol Ice slurry, NaCl Ice slurry, Propylene Glycol Melinder, Ammonia Melinder, Calcium Chloride Melinder, Ethanol Melinder, Ethylene glycol Melinder, Glycerol Melinder, Magnesium Chloride Melinder, Methanol Melinder, Potassium Acetate Melinder, Potassium Carbonate Melinder, Propylene Glycol Melinder, Sodium Chloride NBS, Water Pekasol 2000 Pekasol L Syltherm XLT VDI, Calcium Chloride VDI, Magnesium Chloride VDI, Methanol VDI, Potassium Carbonate VDI, Sodium Chloride </div>

Det fremgår at det samme medie kan have forskellige "indgange" afhængig af hvor data kommer fra. Eksempelvis gives data for Propylenglykol både baseret på ASHRAE data og baseret på data fra Åke Melinder fra KTH i Stockholm.

4.2 Beskrivelse af et sekundært kølemiddel.

Udover at kunne beregne forskellige egenskaber og konsekvenser ved valg af et sekundært kølemiddel indeholder SecCool også en mere "leksikalsk" beskrivelse af de enkelte sekundære kølemidler. Denne beskrivelse er pt. kun på engelsk. Planen er at programmet skal kunne opsættes til enten Dansk eller Engelsk. Omfanget af beskrivelsen er afhængig af det valgte kølemiddel. Nedenfor vises uddrag af den tilgængelige information med Propylenglykol, Antifrogen L som eksempel:

<p>1. Antifrogen L (1,2-Propylene Glycol)</p> <p>Chemical formulation: CH₂OHCHOHCH₃</p> <p>Typical applications</p> <p>Propylene glycol is probably the most commonly applied anti freeze agent in hydronic systems. The application ranges widely from high temperature heat transfer fluid in solar collectors and heat pump installations to secondary coolant in air conditioning, food and process industry.</p> <p>The application of the fluid is well documented and reliable operation and material compatibility has been proved through several years.</p> <p>Antifrogen L contains corrosion inhibitors (without nitrites, amines and phosphates), biocids to avoid bacteriological growth and anti foaming agent.</p> <p>Applicable temperature range</p> <p>Lower temperature range:</p> <p>Propylene glycol may in principle be applied down to -40°C, but in practice, the thermophysical properties (mainly high viscosity) of propylene glycol comes to effect the system performance in a negative direction. Below -15°C operational temperature it is therefore recommended to search for more effective heat transfer fluids.</p> <p>The concentration of Antifrogen is recommended to be above 25% volume (-11°C freezing point) to avoid bacteriological growth. At temperatures below the freeze protection the fluid will form a slush ice when frozen and pipe bursting effects can be avoided in a broader temperature range. At -11°C freeze protection the corresponding burst protection is approx. -17°C</p> <p>Upper temperature range:</p> <p>Applicable up to 120°C</p> <p>Compatibility with Metals</p> <p>Avoid any usage of galvanised materials.</p> <p>Note that some solenoid valves, temperature and pressure indicators may contains zinc and must be avoided to prevent leakage or malfunction.</p> <p>Corrosion</p> <p>Corrosion test data for inhibited fluids: See specific fluids sheet.</p> <p>ASTM D-1384-97 corrosion test - (g/m²) weight change. (ref. Clariant)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Material</th> <th>Antifrogen L (33 vol%)</th> <th>1,2 propylene glycol (33%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Steel</td> <td><-0.5</td> <td>-225</td> </tr> <tr> <td>Cast Iron GG25</td> <td><-1</td> <td>-92</td> </tr> <tr> <td>Copper</td> <td><-0.5</td> <td>-1.2</td> </tr> <tr> <td>Brass</td> <td>-0.8</td> <td>-2.5</td> </tr> <tr> <td>Cast aluminium</td> <td>-2.4</td> <td>-68</td> </tr> <tr> <td>Soft solder</td> <td>-2.3</td> <td>-136</td> </tr> <tr> <td>Aluminium</td> <td>-1.9</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>St. Steel 1.4541</td> <td><-0.3</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>	Material	Antifrogen L (33 vol%)	1,2 propylene glycol (33%)	Steel	<-0.5	-225	Cast Iron GG25	<-1	-92	Copper	<-0.5	-1.2	Brass	-0.8	-2.5	Cast aluminium	-2.4	-68	Soft solder	-2.3	-136	Aluminium	-1.9	-	St. Steel 1.4541	<-0.3	-	<p>2. Compatibility with Elastomers</p> <p>Most elastomers are resistant to propylene glycol, as shown in table below:</p> <p>Avoid any use of polyurethane elastomers, plasticised PVC and phenolformaldehyd</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Compatible</th> <th>Chemical name</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>IIR</td> <td>Butyl rubber</td> </tr> <tr> <td>FPM</td> <td>Fluorocarbon rubber, e.g Viton</td> </tr> <tr> <td>NR</td> <td>Natural rubber</td> </tr> <tr> <td>NBR</td> <td>Nitrilebutadiene rubber, e.g. Perbunan</td> </tr> <tr> <td>EPDM</td> <td>Ethylene propylene rubber</td> </tr> <tr> <td>.....</td> <td>.....</td> </tr> </tbody> </table> <p>Note: The compatibility with a given elastomer is determined by the elastomer additive and the vulcanisation quality.</p> <p>Maintenance</p> <p>Water quality:</p> <p>Chloride concentration of charging water must be less than 100 mg/kg and water hardness less than 25°GH.</p> <p>Tap water complying to these limits may be applied, otherwise deionised water must be applied.</p> <p>It must be considered when re-charging and adjusting the freezing point with glycol concentrate that propylene glycol is not perfectly miscible with water. Therefore, there will be a time delay until the concentration in all parts of the piping system has equalised and local variations will occur until equalisation.</p> <p>Inspection of fluid quality</p> <p>Samples of the coolant should be analysed every one or two years to check the freezing point, the inhibitor concentration, pH-value and concentrations of different ions, especially chlorides, in the fluids.</p> <p>Legislation and Safety</p> <p>Propylene glycol is generally consider harmless and may be used in food-processing industry as an additive.</p> <p>LD_{50, rat} > 15.000 [mg/kg] (not harmful).</p> <p>Anti frogen L is biodegradable. Supplied in low concentration propylene glycol therefore can be disposed by biological water cleaning plants, however details must be arranged with the plant operator and checked according to local legislation.</p> <p>Look for specific details in the product datasheet.</p>	Compatible	Chemical name	IIR	Butyl rubber	FPM	Fluorocarbon rubber, e.g Viton	NR	Natural rubber	NBR	Nitrilebutadiene rubber, e.g. Perbunan	EPDM	Ethylene propylene rubber
Material	Antifrogen L (33 vol%)	1,2 propylene glycol (33%)																																								
Steel	<-0.5	-225																																								
Cast Iron GG25	<-1	-92																																								
Copper	<-0.5	-1.2																																								
Brass	-0.8	-2.5																																								
Cast aluminium	-2.4	-68																																								
Soft solder	-2.3	-136																																								
Aluminium	-1.9	-																																								
St. Steel 1.4541	<-0.3	-																																								
Compatible	Chemical name																																									
IIR	Butyl rubber																																									
FPM	Fluorocarbon rubber, e.g Viton																																									
NR	Natural rubber																																									
NBR	Nitrilebutadiene rubber, e.g. Perbunan																																									
EPDM	Ethylene propylene rubber																																									
.....																																									

	Manufacturer Clariant GmbH - Functional Chemical Technical and safety data sheet available on web. www.clariant.com
--	--

Informationen i den forrige tabel er muligvis lidt svært læselig pga. af den lille font, men skal i denne sammenhæng også blot give et indtryk af typen af informationer SecCool stiller til rådighed.

4.3 Beregning af termofysiske data.

Andelen af den frysepunktssænkende komponent kan enten angives direkte eller det ønskede frysepunkt kan angives.

Nedenfor er data for Etylen glykol, Antifrogen angivet ved 5 °C og frysepunktet er -10 °C.

Egenskaber Beregn dP & Q Plots Tabeller Information

Input data

Temperatur [°C]: 5,00

Koncentration Vol% 19,17

Frysepunktstemperatur [°C]: -10,00

Beregnete egenskaber

Densitet [kg/m ³]	1034,4
Varmekapacitet [kJ/(kg·K)]	3,921
Varmeledningsevne [W/(m·K)]	0,5053
Dynamisk viskositet [cP]	2,955
Kinematisk viskositet [cSt]	2,856

Tilføj ->

Gyldigt område for valgte fluid:

T frys min [°C]	-52,72
T frys max [°C]	-4,90
T min [°C]	-10,08
T max [°C]	80,00
T frys [°C]	-10,08

Notesblok:

```

Antifrogen N
Etylen glykol
Input:
Temperatur [°C]: ..... = 5,00
Koncentration [vol %] ..... = 19,17
Frysepunkt [°C] ..... = -10,00
Egenskaber:
Densitet [kg/m³] ..... = 1034,4
Varmekapacitet [kJ/(kg·K)] ..... = 3,921
Varmeledningsevne [W/(m·K)] ..... = 0,5053
Dynamisk viskositet [cP] ..... = 2,955
Kinematisk viskositet [cSt] ..... = 2,856
  
```

Slet Print Kopier Gem

Nedenfor gives eksempel på udregning af tryktab og varmeovergangstal i rør for samme sekundære kølemiddel. Det ses at flow og geometri yderligere skal angives for at beregningen kan udføres.

Egenskaber Beregn dP & Q Plots Tabeller Information

Input data

Temperatur, ind [°C]: 5,00

Koncentration Vol% 19,17

Frysepunktstemperatur [°C]: -10,00

Angiv flow:

Hastighed [m/s] } 1

Massestrøm [kg/h]

Volumenstrøm [m³/h]

Angiv geometri:

Diameter [mm]: 10

Ruhed [mm]: 0

Længde [m]: 1

Angiv kapacitet:

DT [K]: 4

Beregn ->

Kapacitet = $m \cdot c_p \cdot \Delta T$ for væske
 Kapacitet = $m \cdot \Delta h$ for to-fase
 All egenskaber evalueret ved T_{ind}

Notesblok:

```

Antifrogen N
Etylen glykol
Input:
Temperatur, ind [°C]: ..... = 5,00
Koncentration [vol %] ..... = 19,17
Frysepunkt [°C] ..... = -10,00
Egenskaber:
Densitet [kg/m³] ..... = 1034,4
Varmekapacitet [kJ/(kg·K)] ..... = 3920,8
Varmeledningsevne [W/(m·K)] ..... = 0,5053
Dynamisk viskositet [cP] ..... = 2,955
Kinematisk viskositet [cSt] ..... = 2,856
Flow:
Massestrøm [kg/h] ..... = 292,5
Volumenstrøm [m³/h] ..... = 0,2827
Hastighed [m/s] ..... = 1,000
Geometri:
Længde [m] ..... = 1,000
Diameter [mm] ..... = 10,00
Ruhed [mm] ..... = 0,000
Tryktab:
Reynolds tal [-] ..... = 3500,5 (Turb)
Tryktab [kPa] ..... = 2,148
Tryktab [m] ..... = 0,2117
Kapacitet:
Varmeovergangstal [W/(m²·K)] ..... = 2013,0
Nødvendig logaritisk middelt. væg-fluid [K] ..... = 20,15
Temperatur forskel [K] ..... = 4,000
Temperatur, ud [°C] ..... = 9,000
Kapacitet [kW] ..... = 1,274
  
```

Slet Print Kopier Gem

Herudover tilbyder programmet diverse muligheder for plot og tabellering af egenskaber.

5. Layout og regulering af den indirekte side

Hvorvidt et kølesystem er designet "korrekt" eller ej vil altid kunne diskuteres, og en universel optimal løsning findes næppe. Der findes dog en række tiltag, som med held kan overvejes undersøgt i projekteringsfasen.

En vigtig forudsætning for et velfungerende kølesystem er, at der ved dimensionering af køleanlægget har været tilstrækkeligt fokus på anlæggets køleforbrugere.

For indirekte køleanlæg sker der let en afkobling mellem køleforbrugerne og køleanlægget, da det typisk er to forskellige entrepriser, der udfører hhv. køleanlæg og røranlæg. Løbende ændringer hos køleforbrugerne og disses krav til temperaturstabilitet mv. kommunikerer ikke til køleverandøren, der som resultat alene oplyses et dimensionerende max. kølebehov, som skal afleveres på et sæt rørflanger. Anlæggets dynamik og forbrugsmønster er normalt køleverandøren ukendt og ser først dagens lys, når man er kommet til konklusionen om, at køleanlægget ikke virker godt nok...

En kortlægning af et anlægs køleforbrugere med hensyn til kølebelastning, forbrugsvariation på døgn og årsbasis, samt forbrugernes afhængighed af eksterne forhold, som f.eks. udekonditioner eller fastlagte driftstider, bør være grundlaget for dimensionering af et indirekte kølesystem.

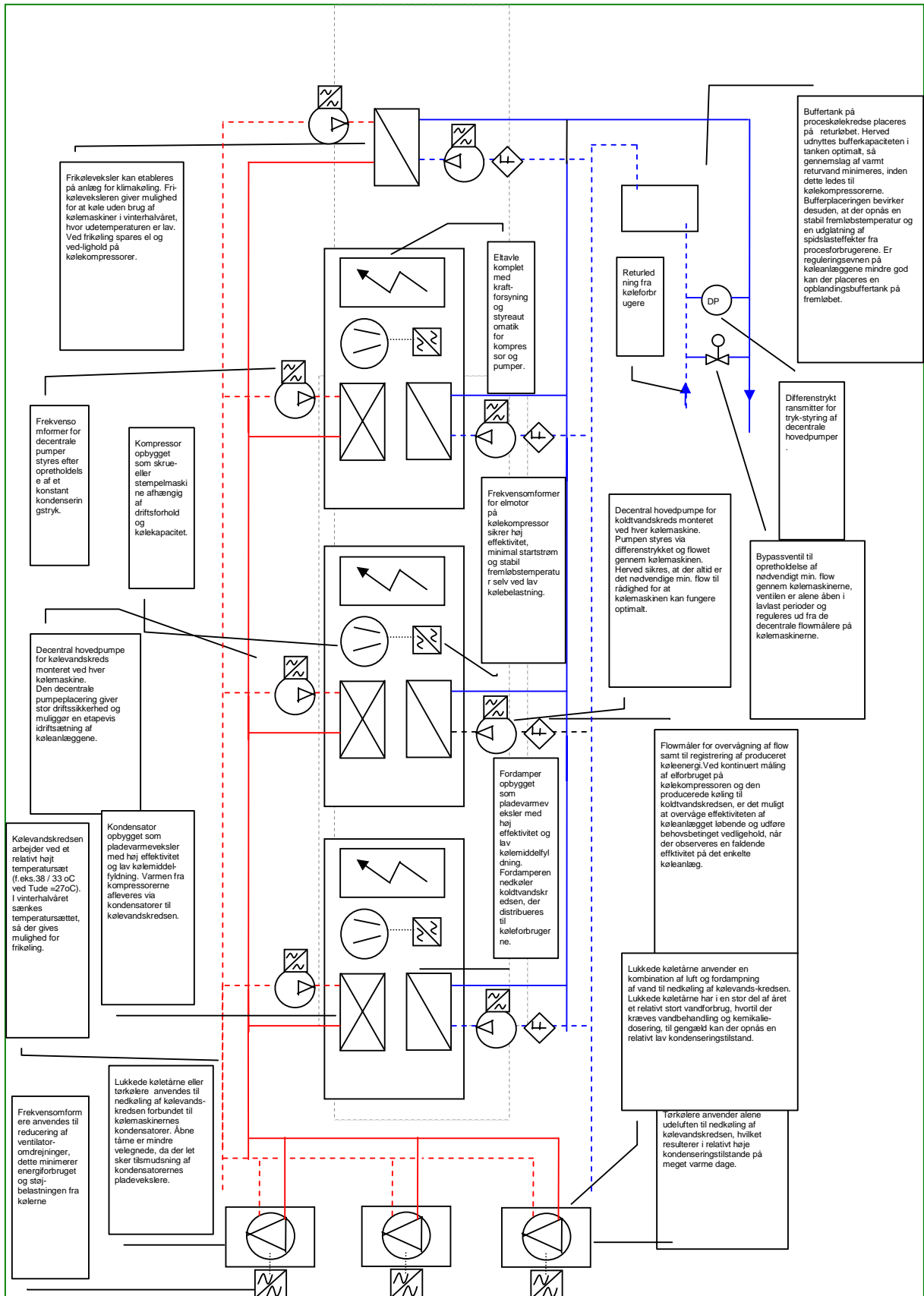
Anvendes der ikke tilstrækkelig tid på kortlægningen af køleforbrugerne, bliver resultatet let, at køleanlæg, pumper og rør bliver overdimensioneret, så ventiler pendler og kølekompressor i hovedparten af deres driftstid kører ineffektivt og langt uden for deres oprindeligt påtænkte reguleringsområde.

Hovedparten af alle indirekte kølesystemer kan opdeles i klimaanlæg og procesanlæg.

Klimaanlæg er typisk anlæg for konditionering af ventilationsluft, hvor kølebehovet primært afhænger af udekonditionen, hvorfor størstedelen af kølebehovet ligger i sommerhalvåret. Forbrugsvariationen er udetemperaturdikeret. Kapacitetsændringer sker relativt langsomt og returtemperaturen fra de enkelte forbrugere er typisk meget stabil. Som sekundært kølemiddel anvendes typisk almindeligt vand med fremløbstemperaturer på 5 til 10 °C og den maksimale opvarmning af brinen er mellem 2 og 7 °C .

Procesanlæg er som udgangspunkt uafhængige af udekonditionerne, og de enkelte køleforbrugere kan have meget forskellige forbrugsvariationer. Returløbstemperaturen er typisk ikke specielt veldefineret og vil kunne variere voldsomt. Temperaturdifferencer mellem frem- og returløb på op til 40 °C vil i korte spidslastperioder kunne observeres på kølesystemer, der ellers er udlagt med en temperaturdifferens på 5 °C . Procesanlæg anvender ofte frostsikrede glycol sekundære kølemidler med fremløbstemperaturer i området fra - 20 °C til 0 °C.

Med følgende generelle principskitse - med diverse "bokse" med kommentarer - gives forslag til en systemudformning, der i mange tilfælde kan anvendes for både klima- og proceskølesystemer. Løsningsforslaget forsøger at tilgodese krav om stor kapacitetsvariation, høj driftssikkerhed og fleksibilitet, samt en fornuftig drifts- og anlægsøkonomi.



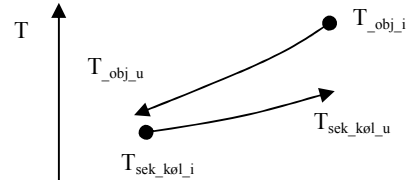
6. Dimensioneringsfremgangsmåde

Udgangspunktet for dimensioneringen er et kølebehov ved en given temperatur.

$$T_{obj}, \dot{Q}$$

Eksempelvis $T_{obj} = 10^{\circ}C, \dot{Q} = 1 kW$

Dimensionering af varmeveksleren der skal overføre "kulden" specificeres ved ydelsen samt dimensionerende temperaturdifferencer. Lad os antage at objektet (f. eks. luft) køles i tilnærmelsesvis modstrøm med det sekundære kølemiddel så kan temperaturforløbet skitseres som følger:



Temperaturdifferencen der driver varmevekslingen kan som bekendt defineres på flere måder, og det er selvsagt vigtigt, at man er opmærksom på den konkrete anvendte definition ved valg af varmevekslere i kataloger etc. Størrelsen af varmeveksleren kan karakteriseres ved transmissionstallet (UA-værdi):

$$\dot{Q}, \Delta T_{VV} \rightarrow UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{VV}}$$

$$\Delta T_{VV} = \bar{T}_{OBJ} - \bar{T}_{sek_køl} \quad (\text{difference mellem simple middelværdier})$$

eller logaritmiske difference:

$$\Delta T_{VV} = \frac{[(T_{OBJ_i} - T_{sek_køl_u}) - (T_{OBJ_u} - T_{sek_køl_i})]}{\ln\left(\frac{(T_{OBJ_i} - T_{sek_køl_u})}{(T_{OBJ_u} - T_{sek_køl_i})}\right)}$$

$$\Delta T_{OBJ} = T_{OBJ_i} - T_{OBJ_u}$$

$$\Delta T_{sek_køl} = T_{sek_køl_u} - T_{sek_køl_i}$$

Typisk anvendte "tommelfingerregler" for de indgående temperaturdifferencer er:

$$\Delta T_{OBJ} = 5 K$$

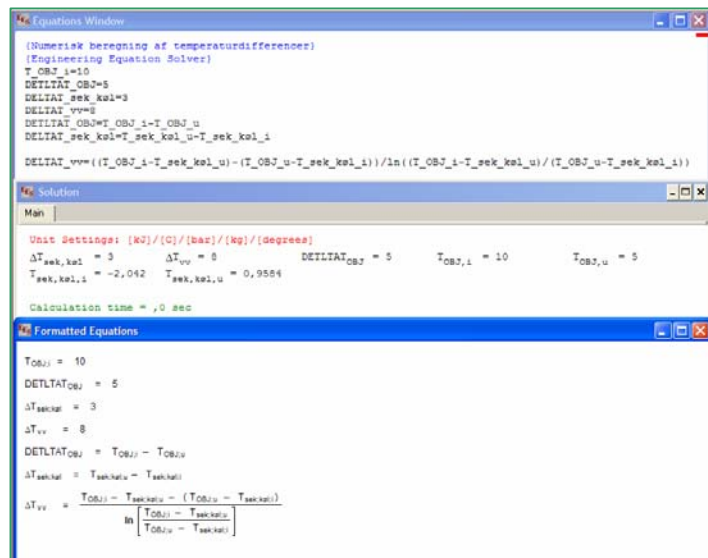
$$\Delta T_{sek_køl} = 3 K$$

$$\Delta T_{VV} = 8 K$$

Lad os tage det konkrete eksempel fra før og anvende de angivne tommelfingerregler:

$$T_{OBJ_i} = 10^{\circ}C \Rightarrow T_{OBJ_u} = 5^{\circ}C$$

Hvis vi anvender simple middelværdier så fås følgende temperaturer på det sekundære kølemiddel:



$$T_{\text{sek_køl_i}} = \bar{T}_{\text{OBJ}} - \Delta T_{\text{VV}} - \frac{1}{2} \Delta T_{\text{sek_køl}} = \frac{1}{2}(10+5) - 8 - 3/2 = -2^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sek_køl_u}} = \bar{T}_{\text{OBJ}} - \Delta T_{\text{VV}} + \frac{1}{2} \Delta T_{\text{sek_køl}} = \frac{1}{2}(10+5) - 8 + 3/2 = 1^{\circ}\text{C}$$

Hvis man istedet for havde anvendt den logaritmiske temperaturdifference som definition, så skal man finde temperaturerne "numerisk" (eller prøve sig lidt frem). Ligningerne kan ganske nemt opskrives i eksempelvis Engineering Equation Solver (www.fchart.com):

Det ses at det ikke ændrer meget på resultaterne:

$$T_{\text{sek_køl_i}} = -2,04^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sek_køl_u}} = 0,96^{\circ}\text{C}$$

Det nødvendige flow af det sekundære kølemiddel kan findes:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{\text{sek_køl}}$$

Hvis vi vælger en propylenglykolblanding frostsikret til -15°C , så kan følgende stofdata fås fra SecCool:

Antifrogen L

Propylen glykol

Input:

Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]:	= -0,50
Koncentration [vol %]	= 31,95
Frysepunkt [$^{\circ}\text{C}$]	= -15,00

Egenskaber:

Densitet [kg/m^3]	= 1040,2
Varmekapacitet [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$] .	= 3,815
Varmedningsevne [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] =	0,4443
Dynamisk viskositet [cP] ...	= 8,988
Kinematisk viskositet [cSt]	= 8,641

Massestrøm og volumenstrøm kan nu udregnes til:

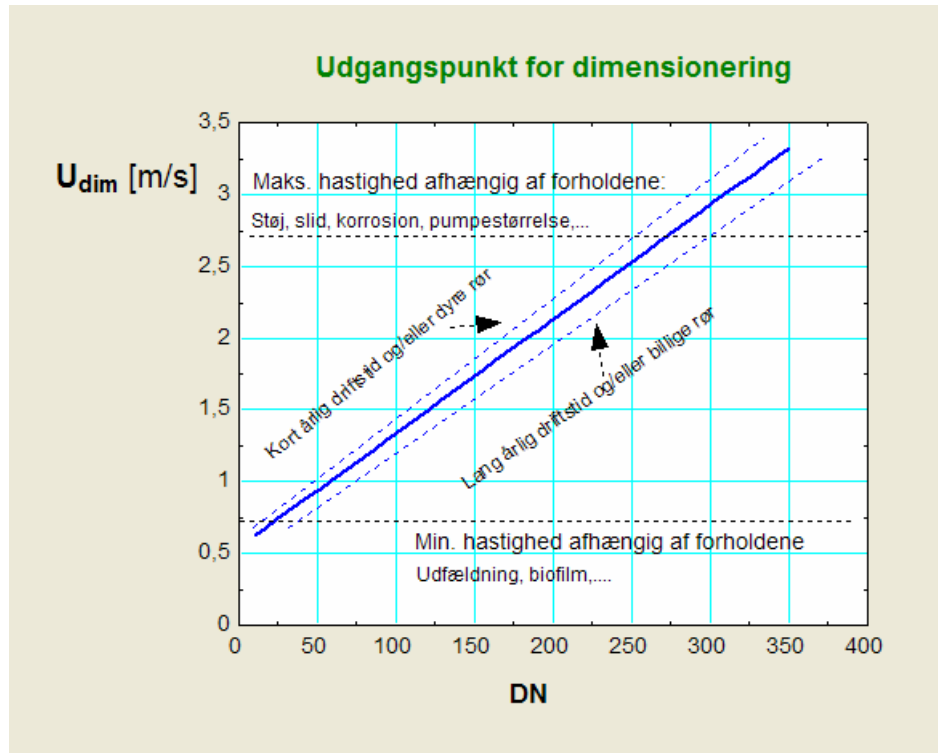
$$\dot{m} = \frac{1}{3,815 \cdot 3} = 0,0087 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,0087}{1040,2} = 0,000084 \text{ m}^3/\text{s} = 0,302 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ved dimensionering af rørstørrelse benyttes ofte en dimensionerende hastighed for flowet. Der er forskellige hensyn at tage. "For lav hastighed" kan lede til problemer med udfældninger af forskellig "kemi" i rørene og lede til uøkonomisk store rørdiameter.

"For høj hastighed" kan lede til slid, korrosion, støj og uforholdsmæssigt stort tryktab.

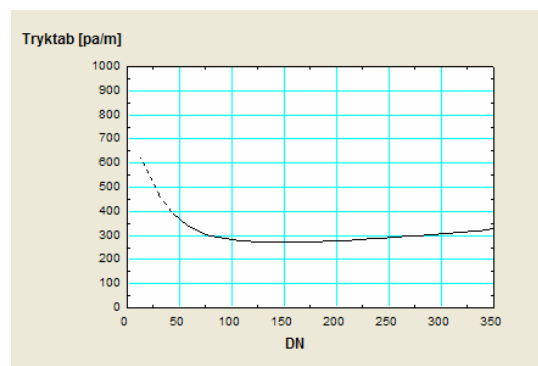
Der er således en økonomisk sammenhæng mellem rørdiameter og "optimal" væskehastighed. Baseret på Ref /1/ kan følgende eksempel på sammenhæng udledes:



Sammenhængen skitseret på forrige figur illustrerer at det er økonomisk på "større anlæg" at anvende større dimensionerende hastigheder. Den faktiske fundne sammenhæng er afhængig af økonomiske forhold som priser på rør. Da metalpriserne den seneste tid er steget en del vil man formentlig nu skulle anvende lidt større dimensionerende hastigheder. Derudover vil den årlige driftstid spille ind. Hvis anlægget kun har få årlige driftstimer, så vil driftsomkostningerne betyde mindre, hvorfor der bør vælges en lidt højere dimensionerende hastighed.

Oftentimes vælges tryktabet pr. m. rør som en tommelfingerregel for om dimensioneringen forekommer fornuftig (udregningen er for Propylen Glykol 35 %). Det ses på figuren til højre - som er baseret på sammenhængen mellem væskehastighed og rørdiameter som angivet på den forrige figur - at den angivne dimensioneringssammenhæng vil lede til et tryktab på størrelsesorden 300 pa/m - dog noget større for de mindre rørstørrelser.

I vores eksempel vil man ud fra kurven få en dimensionerende hastighed på ca. 0,65 m/s, hvilket er på kanten af det tilladelige, hvorfor man eksempelvis kunne vælge $u_{dim}=0,75$ m/s. Dette vil lede til en indre rørdiameter på ca. 13 mm, hvilket afspejler den forholdsvis lave ydelse på det aktuelle delsystem.



Sidebemærkning om valg af rørmaterialer:

Man skal selvfølgelig i det enkelte tilfælde konsultere leverandøren af det sekundære kølemiddel for at få dokumentation for, hvilke materialer som kølemidlet er forenelig med. Det kan nogen gange være overraskende svært at få den slags informationer. Der kan også være forskellige erfaringer (religioner), men der er rimelig enighed om man ved brug af de vandbaserede sekundære kølemidler skal undgå galvaniseret stål, zink og tin lodninger.

Derudover er det altid en god ide at benytte så få slags metaller som muligt i systemet for at minimere risikoen for galvanisk tæring.

Dimensioneringsgrundlaget for valg af pumper er spørgsmålet om at finde sammenhørende værdier for volumenflow og trykhøjde. Volumenflowet er som det fremgår af det forrige bestemt af ydelserne, mens den nødvendige trykhøjde skal opveje de tryktab der er i det delsystem som pumpen betjener.

Principielt findes tryktabene som følger:

$$\begin{aligned} \dot{V}, \Delta p &\rightarrow \text{Pump valg} \\ \dot{V} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ \Delta p &= \sum_{\text{rør}} \Delta p + \sum_{\text{ventiler}} \Delta p + \sum_{\text{VV}} \Delta p \\ \Delta p_i &= f(u, D, \rho, v) \approx \frac{L}{D} \cdot f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ f &= \dots \text{laminar, turbulent, ...} \end{aligned}$$

Valg af ventiler:

Når man skal vælge reguleringsventiler til sekundærsiden på indirekte køl, er der behov for at kende de forskellige parametre, som har indflydelse på beregningerne.

Ventilens kapacitet (Kvs) / størrelse (DN) kan beregnes ud fra en forenklet formel, som er gældende for vand.

$$kv = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \text{ m}^3 / \text{h}$$

Q = flow [m³/h]

Δp = differenstryk over ventilen [bar]

Ventilens Kv værdi angiver flowet [m³/h] gennem ventilen ved et differenstryk på 1 [bar]

I de tilfælde hvor der anvendes en blanding af vand / glykol skal der anvendes en korrektionsfaktor. Ved blandingsforhold op til 30 % glykol samt et typisk temperaturområde for sekundærsiden på 6° / 12 °C er indflydelsen på ventildimensioneringen < 5 %. Da de fleste reguleringsventiler kun er tilgængelige med forskellige "step Kvs" som f.eks følgende normrække,

--- 0,4 – 0,63 – 1,0 – 1,6 – 2,5 – 4,0 – 6,3 ----- 400

er man er nød til at vælge den nærmest højere Kvs værdi og efterfølgende lave en indregulering så flowet passer til det beregnede flow.

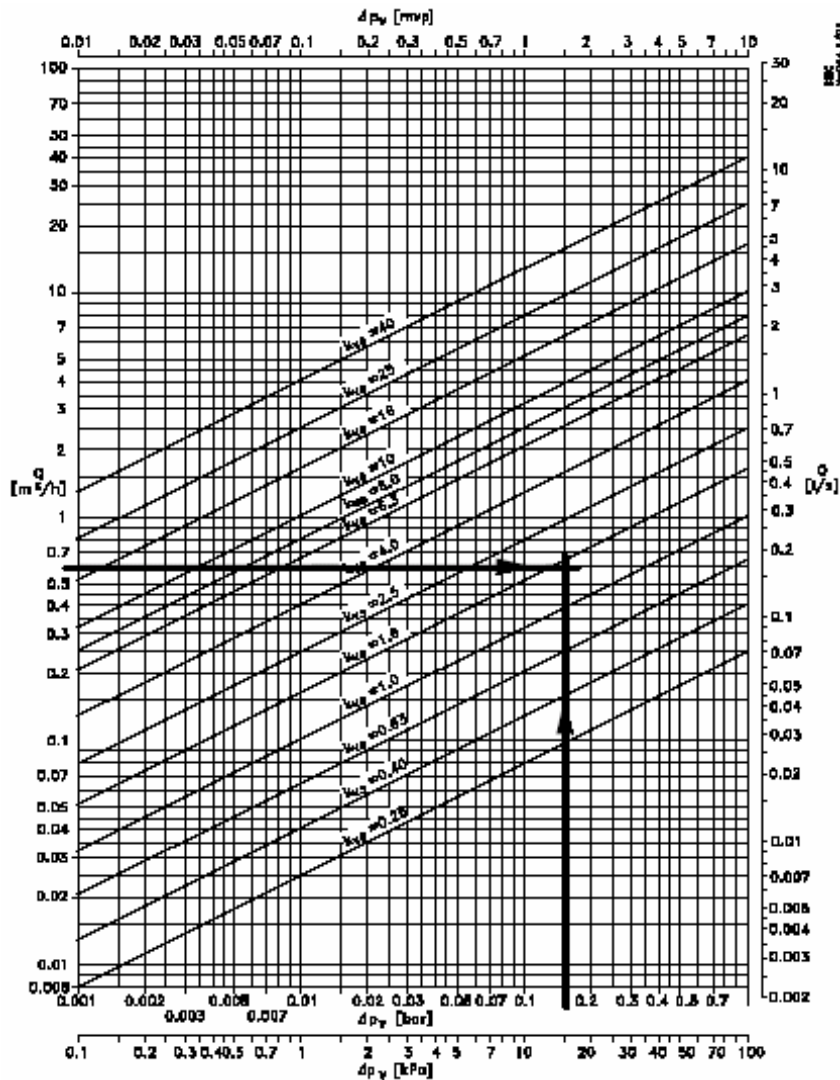
Der findes dog reguleringsventiler med indbygget mulighed for justering af flowet uafhængig af trykforholdene i anlægget.

Der findes forskellige metoder til ventil dimensioneringen:

- I. Manuel beregninger.
 - II. Brug af diagrammer
 - III. PC baserede Ventil Dimensionerings Programmer
- 3) Benytte formelen – typisk ved mindre anlæg / få ventiler

- 4) Følgende diagram kan eksempelvis benyttes – typisk ved mindre anlæg / få ventiler.

Ventildimensionerings diagram (blot til illustration).



Eksempel 1.

Givet:

Effekt $P = 14$ kW

Afkøling $\Delta t = 20$ K

Differenstryk $\Delta p = 0,15$ bar

Beregnet vandmængde Q m³/h

$$Q = \frac{P \times 0,86}{\Delta t} = \frac{14 \times 0,86}{20} = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ud fra diagram vælges ventil VM2 eller VB2
DN 15 med $k_{vs} = 1,6$ m³/h

Eksempel 2.

Givet:

Vandmængde $Q = 5$ m³/h

Differenstryk $\Delta p = 0,1$ bar

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p_v}} = \frac{5}{\sqrt{0,1}} = 15,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Der vælges ventil ud fra skema side 2

VM2 DN 40 kvs = 16 m³/h eller

VB2 DN 32 kvs = 16 m³/h

5) PC baserede Ventil Dimensionerings Programmer.
Kv beregning samt efterfølgende ventil / motor valg

Values and Selections

Application: Heating and Cooling

Ports: 2-port

Medium: Water with Glycol

Glycol: 30 (%)

Nominal Pressure, PN: 16 (bar)

Calculation modes

dP across the valve: 0,15 (bar)

Valve authority, Va: 0,6

dP available: 0,25 (bar)

dP across the system (optionally, for Va calculation): 0,1 (bar)

Flow rate

Specify flow rate: 0,6 (m3/h)

Calculate flow rate: Heating

kv value: 1,6 (m3/h)

Calculate kv

Value selection

Connection: Flange

Valve type: VF 2

	Code No.	kvs	DN	PN	dP valve(bar)	Valve authority
Select	065B1713	1,6	15	16	0,15	0,58
Select	065B1714	2,5	15	16	0,06	0,24

Code No.: 065B1713
Type: VF 2
Min. temperature: -10 (°C)
Max. temperature: 130 (°C)



At temp. 0& -10°C use stem heating element.

Actuator selection

Safety function: No

Control signal: 3-point

Supply voltage: 230 Vac

Speed type: Standard

	Code No.	Type	dP Max(bar)	Running time
Select	082G3026	AMV 15	16	165
Select	082G3024	AMV 25	16	165
Select	082G3521	AMV 523	16	165

Code No.: 082G3026
Type: AMV 15



Values and Selections

Application: Heating and Cooling

Flow limitation: No

Medium: Water with Glycol

Glycol: 30 %

At temp. 0& -10°C use stem heating element.

Specified values

dP across the valve	0,15 bar
Valve authority, Va	0,6
dP available	0,25 bar
dP across the system	0,1 bar
Flow rate	0,6 m3/h
kv value	1,58 m3/h

Resulting values

dP across the valve	0,15 bar
Valve authority, Va	0,58
min. dP available	0,25 bar
dP across the system	0,1 bar
Flow rate	0,6 m3/h
kvs	1,6 m3/h

7. Afsluttende bemærkninger

Design, dimensionering og regulering af indirekte køleanlæg byder isoleret set ikke på dyrkning af helt nye vidensfelter, men introducerer nye emner til den traditionelle kølebranche.

Følgende emner er bl. a. identificeret i DESIK projektet, hvortil yderligere studier kræves for at komme med meget konkrete anvisninger:

- Materialekompatibilitet mellem diverse sekundære kølemidler og valg af komponenter (rør, ventiler...)
- Hvor højt kan man gå i hastighed med de forskellige sekundære kølemidler og diverse rørmaterialer førend slid bliver et alvorligt problem?
- Hvor langt kan man gå med variabel hastighedsregulering førend det enten giver reguleringstekniske problemer eller andre procesmæssige problemer
- Buffertank: anvendelse, dimensionering, driftsstrategi?
- Hvor få pumper og ventiler kan man nøjes med?

DESIK projektets fokus inden afslutning ultimo 2005 er udover færdiggørelse af SecCool at undersøge de energimæssige konsekvenser ved forskellige anlægsudformninger og reguleringsstrategier. Herudover undersøges både eksperimentelt og teoretisk flowforholdene i forbindelse med CO₂ som sekundært kølemiddel. Både naturlig cirkulation og pumpecirkulation vil blive undersøgt.

Referenceliste

- [1] *"Dimensionering av indirekta system", Benny Ekman
Mälardalens Högskola*
- [2] *"Indirect Refrigeration Systems, Design Guide Book", Antero Aittomäki
Tampere University of Technology*
- [3] *"ASHRAE Handbook, 2004, HVAC Systems and Equipment"*