

**Omdrejningstalsregulering
af kølekompresorer
i detailhandelen**

April 2003

Omdrejningstalsregulering af kølekompressor i detailhandelen

Udarbejdet af: Søren Draborg, Dansk Energi Analyse A/S
Martin Heick Hansen, Dansk Energi Analyse A/S
Mogens Johansson, Dansk Energi Analyse A/S

April 2003

Dansk Energi Analyse A/S
Vodroffsvej 32. 1900 Fredriksberg C
Telefon 3879 7070
E-post: dea@dea.dk

Indholdsfortegnelse

SAMMENFATNING.....	5
1. INDLEDNING	7
1.1 AFGRÆNSNING	8
1.2 FORMÅL.....	8
1.3 METODE	8
2 KORTLÆGNING AF ENERGIFORBRUG	9
2.1 ENERGIFORBRUG TIL KØLING.....	9
2.2 BESKRIVELSE AF TYPISKE KØLEANLÆG I HANDELS- OG SERVICESEKTOREN	9
2.2.1 Køle- og frostanlæg i detailhandelen	9
2.2.2 Luftkonditioneringsanlæg.....	10
3 LITTERATURSØGNING	11
3.1 ARTIKLER OG PROCEEDINGS	11
3.2 HÅNDBØGER O.L.....	11
3.3 INTERNETTET	11
3.4 KONTAKT TIL VIDENCENTRE.....	12
4 OMDREJNINGSTALSREGULERING SOM TEKNIK	13
4.1 FORDELE OG ULEMPER.....	13
4.2 ENERGIBALANCE FOR KØLEKOMPRESSORER	14
4.2.1 Energiforbrug og tab	14
4.2.2 Tab i elmotor.....	15
4.2.3 Transmissionstab	16
4.2.4 Kompressionstab.....	16
4.3 GENERELLE FORHOLD FOR OMDREJNINGSTALSREGULERING	17
5 SIMULERING AF KØLEANLÆG MED OMDREJNINGSTALSREGULERING.....	19
5.1 MODEL AF KØLEANLÆG.....	19
5.2 REFERENCEANLÆG FOR SIMULERINGERNE.....	19
5.3 DRIFTPARAMETERANALYSE.....	21
5.3.1 Fordampningstemperaturen	21
5.3.2 Variation i fordampningstemperaturen	22
5.3.3 Termisk kapacitet.....	22
5.3.4 Kølemiddel.....	23
5.3.5 Setpunkt for sugetryk	23
5.4 SAMMENFATNING	24
6 DEMONSTRATION AF OMDREJNINGSTALSREGULERING HOS ISO SUPERMARKED	25
6.1 OVERVEJELSER I FORBINDELSE MED VALG AF KØLEANLÆG TIL DEMONSTRATION	25
6.2 DEMONSTRATIONSANLÆG HOS ISO ØSTERBRO.....	25
6.3 ETABLERING AF FREKVENSSOMFORMER SAMT OPSTILLING AF MÅLEPROGRAM	26
6.4 RESULTATER AF MÅLESERIER	26

7	DEMONSTRATION AF OMDREJNINGSTALSREGULERING HOS DAGLI' BRUGSEN, SKOVBY	29
7.1	DEMONSTRATIONSANLÆGGET	29
7.2	ANALYSE AF DATA.....	31
7.2.1	<i>Nomenklatur</i>	31
7.2.2	<i>Forventning/ide</i>	32
7.2.3	<i>Resultater</i>	32
8	HVORFOR DER STADIG ER VARIATIONER I SUGETRYKKET PÅ TRODS AF OMDREJNINGSTALSREGULERING	36
10	REFERENCER.....	39

Sammenfatning

Projektet omfatter en teoretisk og praktisk undersøgelse af den mulige energibesparelse ved omdrejningstalsregulering (hastighedregulering/frekvensregulering) af kompressorerne i detailhandelens køleanlæg. Undersøgelsen er gennemført i perioden januar 2001 til april 2003.

Projektudgangspunkt

Fordelene ved at omdrejningstalsregulere kølekompressorer forventedes bl. a. at være en kontinuert og trinløs kapacitetstilpasning, minimering af kompressorstarter med deraf følgende højere virkningsgrad og længere levetid, et stabilt sugetryk og mulighed for højere fordampetryk, mere præcis regulering af kølestedets temperatur samt større fleksibilitet af kompressor anlægget.

Projektforløb

Et indledende litteraturstudie, udført i 2001, førte kun til meget lidt litteratur om emnet. En af de få referencer er et indlæg fra Danfoss ved Danske Køledage. I dette indlæg vurderes sparepotentialet ved omdrejningstalsregulering af køle-kompressorer til 10 – 30 %, afhængigt af kompressortryk og anlægsopbygning.

For teoretisk at undersøge forskellige driftsparametres indflydelse på køleanlæggets drift og elforbrug, blev der udarbejdet en simpel simuleringsmodel, som er benyttet til en række simuleringer. Simuleringerne viser, at det er muligt at reducere elforbruget ved at ændre på driftsparametrene i et omdrejningstalsreguleret køleanlæg. Det er sugetrykket og dermed fordampningstemperaturen, der kan hæves i kraft af den stabile drift ved anvendelse af omdrejningstalsreguleringen.

Der er gennemført demonstration af omdrejningstalsregulering i to supermarkeder. Det omfatter kølekompressorerne i ISO Østerbro og køle- samt frostkompressorerne i Dagli' Brugsen, Skovby.

Demonstrationen hos ISO Østerbro kom kun til at omfatte et par uger, idet der opstod mekaniske problemer i anlægget, som ikke kunne afvises at skyldes omdrejningstalsreguleringen. De gennemførte målinger viste en uventet stor elbesparelse som følge af omdrejningstalsreguleringen, men de nærmere årsager til besparelsen har ikke kunnet undersøges i detaljer, da forsøgene ikke har kunnet gentages.

I samarbejde med Danfoss valgtes det at fortsætte demonstrationen i Dagli' Brugsen, som fandtes meget velegnet til formålet. Målingerne her blev gennemført over godt to måneder og omfattede drift af både køle- og frostanlæg med dels trinkobling, dels omdrejningstalsregulering. Ved begge reguleringsformer kombineredes med dels fast setpunkt, dels optimeret sugetryk ud fra det mest belastede kølested.

Projektresultater

Analysen af måledata, der er udført af Institut for Produktudvikling, viser, at p0-optimering og/eller omdrejningstalsregulering i udvalgte døgn har givet en elbesparelse på 12 – 14 %. Det er opnået i kraft af både hævet sugetryk og mindre variationer i sugetrykket.

Elbesparelsen ved hævet sugetryk vurderes forsigtigt til 2 % pr. K, sugetrykket hæves, og en formindsket spredning af sugetrykket vurderes tilsvarende at spare 2 % el pr. K.

Forsøgene viser også, at besparelspotentialet må vurderes ud fra forløbet af det aktuelle sugetryk på det konkrete anlæg. p0-optimering er principielt altid fornuftigt, fordi det sikrer, at kølestederne ikke bliver for varme, og fordi det i de fleste tilfælde også fører til elbesparelser. Omdrejnings-talsregulering giver tilsvarende mulighed for at mindske variationerne i sugetrykket, forudsat at flowet af kølemiddel fra kølestederne ændrer sig ret langsomt. Modulerende termostatdrift af kølestederne er en mulighed for at skabe et sådant mere jævnt flow. Et alternativ (eller supplement) hertil er en mere intelligent og integreret regulering af sugetrykket på basis af kølestedernes ventilstillinger. Danfoss vil arbejde videre med bl. a. disse to muligheder.

Perspektiverne i det gennemførte projekt og det videre arbejde er for Danmarks vedkommende en elbesparelse i detailhandelen af størrelsesordenen 50 GWh/år, nemlig overslagsmæssigt 10 % af elforbruget til denne branches køling. Hertil kommer store sparepotentialer i andre brancher og i udlandet.

1. Indledning

Rapporten beskriver udredningsprojektet ”Omdrejningstalsregulering af kølekompressor i detailhandelen”. Projektet er gennemført i januar 2001 – april 2003 med økonomisk støtte fra Energistyrelsen (journalnr. 731327/00-0097) og Danfoss. Projektet omhandler mulighederne for energieffektivisering af detailhandelens køleanlæg ved anvendelse af omdrejningstalsregulering af kølekompressorerne. Baggrunden er, at omdrejningstalsregulering af energiforbrugende udstyr i bred forstand bliver mere og mere udbredt, og at kølekompressor ligeledes i et vist omfang udrustes med udstyr for omdrejningstalsregulering. Dette projekt har derfor haft til formål at undersøge den energibesparende effekt af omdrejningstalsregulering samt at opstille simple retningslinier for, hvordan omdrejningstalsregulering bedst anvendes på kølekompressor.

Det er opgjort, at ca. 28% af elforbruget i handels- og servicesektoren anvendes til køling [ref.1]. Køling udgør totalt 13% af elforbruget i dansk erhvervsliv og er dermed et vigtigt slut-anvendelsesområde både i handels- og servicesektoren og i det samlede erhvervsliv. Det er derfor naturligt at interessere sig for at optimere driften af køleanlæg og herunder de behov, de skal opfylde.

Én af de måder hvorpå energiforbruget til drift af køleanlæg kan reduceres, er ved at holde en høj, konstant fordampningstemperatur. Dette kan bl.a. opnås ved at forsyne kompressor anlægget med omdrejningstalsregulering, så kompressor anlæggets ydelse nøje kan tilpasses kølebehovet. Ved projektets start var der kun ringe viden om den faktiske energibesparende effekt af omdrejningstalsregulering samt de afledte effekter, som omdrejningstalsregulering giver, f.eks. mere stabil drift af de tilkoblede kølesteder. Det var imidlertid estimeret, at energiforbruget til driften af kølekompressorerne i en butik som ISO Supermarked, kunne reduceres med i alt ca. 15% som følge af selve omdrejningstalsreguleringen og den deraf følgende mulighed for at anvende en anden og mere energivenlig styring af kølestederne. Andre har generelt estimeret besparelsespotentialt til 10-30% [ref.2].

Projektet er udarbejdet i et samarbejde mellem Dansk Energi Analyse A/S, FinDan Køleteknik A/S, Danfoss A/S, ISO Supermarked og Dagli’ Brugsen i Skovby på Als. Projektgruppen har bestået af:

Søren Draborg - Dansk Energi Analyse (projektleder)
John Jensen - FinDan Køleteknik A/S
Christian Bendtsen - Danfoss A/S
Frank Taaning - Danfoss A/S
Per Hansen - ISO Supermarked A/S

Fra Dansk Energi Analyse har desuden medvirket Martin Heick Hansen og Mogens Johansson, begge som projektledere i projektets senere faser. Arne Jacobsen og Morten Juel Skovrup fra Institut for Produktudvikling har bistået med behandling af måleresultaterne fra Dagli’ Brugsen.

1.1 Afgrænsning

Dette projekt omhandler kommercielle køleanlæg i detailhandelen. Projektet behandler således ikke direkte industrielle køleanlæg (proceskøleanlæg) og husholdningsapparater (køleskabe, fryserer osv.). Projektet behandler udelukkende traditionelle kompressionskøleanlæg med almindeligt anvendte kølemidler (R404A og NH₃).

1.2 Formål

Projektets formål har været at demonstrere anvendelsen af omdrejningstalsregulering i forbindelse med kølekompressorer for at udbrede kendskabet til denne reguleringsform og synliggøre teknikkens muligheder i relation til energibesparelser og bedre drift af det samlede køleanlæg.

Projektets målgruppe er virksomheder indenfor handels- og servicesektoren, herunder primært detailhandelen og hotel- og restaurationsbranchen, da disse sektorer anvender en meget stor del af elforbruget til køling.

1.3 Metode

Projektet tager udgangspunkt i den viden og erfaring, der er opbygget gennem tidligere projekter i forbindelse med omdrejningstalsregulering af kølekompressorer. Disse projekter er af teoretisk karakter. Projekterne er blevet identificeret gennem litteratursøgning og ved kontakt til inden- og udenlandske videntcentre samt gennem projektgruppens kendskab til praktiske anvendelser af omdrejningstalsregulering.

Projektet omfatter en teoretisk analyse af den energibesparende effekt af omdrejningstalsregulering. Analysen klarlægger forskellige driftsparametres indflydelse på effekten af omdrejningstalsregulering, dvs. indflydelse fra fordampnings- og kondenseringstemperatur, variationer i fordampningstemperatur, kølestedets varmekapacitet (f.eks. af et kølerum) og antallet af kompressorer i køleanlægget.

Projektet omfatter yderligere praktiske målinger på industrielle køleanlæg, hvor effekten af frekvensregulering vurderes ved sammenligninger af målinger med og uden frekvensomformer.

Der er i projektet sat fokus på energiforbrug og -optimering vel vidende, at også anlægsinvesteringen ofte spiller en stor rolle for beslutningstagerne, projektets deltagere og sandsynligvis også for målgruppen.

2. Kortlægning af energiforbrug

2.1 Energiforbrug til køling

Energiforbruget til drift af køleanlæg i handels- og servicesektoren, herunder detailhandel, er den næststørste elanvendelse i sektoren. Som det ses af nedenstående tabel anvendes henholdsvis ca. 33% og 25% af elforbruget i detailhandelen og indenfor hotel- og restaurationsbranchen til drift af køleanlæg [ref.1]. Ud af det samlede danske elforbrug til køling anvendes ca. 14% i handels- og servicesektoren.

Sektor	Elforbrug til køling i total og i procent af forbruget i sektoren		Elforbrugets andel af det samlede forbrug til køling	Elforbrug, i alt Alle anvendelser	
	[GWh/år]	[%]		[GWh/år]	[%]
Industri	740	8	18	9.836	31
Landbrug & fiskeri	134	7	3	2.594	8
Detailhandel	479	33	11	1.905	6
Hotel & restaurant	146	25	3	708	2
Øvrige erhvervsliv	324	11	8	2.968	10
Erhverv, i alt	1.823	11	43	18.011	57
Offentlig	160	4	4	3.928	12
Privat	2.223	23	53	9.669	31

Tabel 3.1. Energiforbrug til køling [ref.1].

2.2 Beskrivelse af typiske køleanlæg i handels- og servicesektoren

I handels- og servicesektoren anvendes der hovedsagelig to typer køleanlæg, som er anlæg i forbindelse med opbevaring af fødevarer i detailhandelen og anlæg til luftkonditionering. De typiske anlægskoncepter og driftsforhold for køleanlæggene er kortfattet skitseret i det følgende.

2.2.1 Køle- og frostanlæg i detailhandelen

De køleanlæg der anvendes i detailhandelen er typisk ettrinsanlæg for både køl og frost. Anlæggene er udført som:

- splitunit's
- anlæg, der forsyner ét eller få kølesteder, har udendørs opstillet kondensator for hver kompressor
- de fleste nyere anlæg, der forsyner samtlige kølesteder, har køleanlæg med flere parallelkoblede kompressorer.

Desuden anvendes der kølemøbler med integrerede køleanlæg (f.eks. impulsmøbler og i ekspeditionsdiske).

I køleanlæggene anvendes der typisk en HFC som kølemiddel. Der findes dog stadig en del anlæg med en HCFC som kølemiddel. Kølingen foregår ved direkte ekspansion af kølemidlet i fordampere på kølestederne.

De typiske driftskonditioner er T_o/T_k : $-15/30^{\circ}\text{C}$ for køleanlæg og T_o/T_k : $-35/30^{\circ}\text{C}$ for frostanlæg, målt ved kompressor anlægget.

I dette projekt er fokus rettet mod lidt større og parallelkoblede køleanlæg. Omdrejningstalsregulering af enkeltstående kompressorer i anlæg med kun én kompressor er til dels undersøgt og beskrevet i tidligere projekter [ref.3][ref.4].

2.2.2 Luftkonditioneringsanlæg

Køleanlæg der anvendes i forbindelse med luftkonditionering er ettrinsanlæg, der enten er opbygget som vandkøleanlæg eller som anlæg med direkte ekspansion i fordampere indbygget i ventilationskanaler eller ophængt i rummene. Den mest anvendte anlægstype er vandkøleanlæg, hvor kølingen overføres fra køleanlægget til ventilations- eller rumluften via en vandkreds. Køleanlæggene er normalt centrale enheder, men der findes eksempler på, at der er etableret decentrale køleanlæg ved hvert kølested.

I køleanlæggene anvendes der typisk en HFC eller NH_3 (ammoniak) som kølemiddel. I anlæg, hvor NH_3 er kølemiddel, er der tale om vandkøleanlæg.

De normale driftskonditioner er T_o/T_k : $0/30^{\circ}\text{C}$ for køleanlæg opbygget som vandkøleanlæg, idet den typiske fremløbstemperatur fra vandkøleanlægget er $5-7^{\circ}\text{C}$. Når der er tale om køleanlæg med direkte ekspansion i fordampere på kølestederne er de typiske dimensionerende driftskonditioner T_o/T_k : $5/30^{\circ}\text{C}$.

Køleanlæg er ofte udstyret med gode muligheder for kapacitetsregulering, da de skal kunne regulere fra stort set ingen køleydelse op til fuld ydelse. For vandkøleanlæg sker det normalt ved en kombination af trinvis ind-/udkobling af kølekapacitet og en bufferbeholder.

3. Litteratursøgning

3.1 Artikler og proceedings

Der er i 2001 foretaget en litteratursøgning i relevante inden- og udenlandske tidsskrifter som ScanRef, DanVak og Ashrae, men det har desværre kun været muligt at finde én artikel om emnet. Den omhandler omdrejningstalsregulering af små hermetiske kompressorer for køle- og fryseskabe. Projektet er nævnt i kapitel 3.3 Internettet.

I kompendierne fra Danske Køledage [ref. 2, 3] er der to indlæg vedrørende omdrejningstalsregulering af kølekompressorer. Det første indlæg er præsenteret af Danfoss i 1996 og omhandler de overordnede forhold ved omdrejningstalsregulering. I indlægget er der estimeret et energibesparelsespotentiale på 10-30% afhængig af kompressortype og anlægsopbygning. Indlægget rummer en del interessante kommentarer i relation til praktisk anvendelse af omdrejningstalsregulering.

Det andet indlæg er ligeledes fra Danfoss og er præsenteret i 1999. Dette indlæg omhandler et udviklingsprojekt hos Danfoss, hvor en kølekompressor forsynes med integreret frekvensomformer. I relation til indeværende projekt er det interessant, at kompressorstørrelsen er velegnet til f.eks. køleanlæg i detailhandelen (køleydelse på ca. 10-18 kW ved køleapplikationer).

3.2 Håndbøger o.l.

Ved litteratursøgningen er der ikke fundet håndbøger eller lignende, der beskriver omdrejningstalsregulering af kølekompressorer. Dette skyldes formentlig, at anvendelse af frekvensomformere til kølekompressorer stadig ikke er særlig udbredt. Det skal dog nævnes, at det er meget sparsomt med hånd- og lærebøger i køleteknik og i opbygning af kølesystemer.

Foreningen for Rådgivende Ingeniører (FRI) har med støtte fra Energistyrelsen udarbejdet to vejledninger om energibevidst projektering af køleanlæg. Den ene vejledning er særlig velegnet for handels- og servicesektoren, da den omhandler mindre køleanlæg til brug i f.eks. detailhandelen. Den anden behandler større køleanlæg beregnet til kommercielle og industrielle køleanlæg. I den sidstnævnte vejledning er omdrejningstalsregulering kortfattet behandlet, idet energibesparelsespotentialet ved at anvende omdrejningstalsregulering er anført. Det er ikke beskrevet hvornår og hvordan omdrejningstalsregulering bør anvendes.

3.3 Internettet

Der er foretaget en omfattende søgning af hjemmesider på Internettet om omdrejningstalsregulering generelt og om omdrejningstalsregulering af kølekompressorer i særdeleshed. Der er anvendt søgetjenesterne Yahoo, Alta Vista og InfoSeek ved brug af søgeordene "variable", "speed" og "compressor" enkeltvis og sammen. Endvidere er der søgt på litteraturdatabaserne på Risø og DTU samt på IEA's ETDEWEB (ETDE World Energy Base).

Der findes meget litteratur vedrørende omdrejningstalsregulering i almindelighed samt en del om omdrejningstalsregulering af pumper, ventilatorer og trykluftkompressorer. Men der findes desværre ikke ret meget litteratur om omdrejningstalsregulering af kølekompressorer. Den litteratur som er af særlig interesse, er fundet på Yahoo Google og ETDEWEB og er kort beskrevet i det følgende.

Der er udført et PhD-projekt på DTU om omdrejningsregulerbare hermetiske kølekompressorer beregnet på køle- og fryseskabe. Projektet er primært udført af Bjarne Dindler Rasmussen i 1993-96 i samarbejde med Danfoss m.fl. Projektet er beskrevet på ETDEWEB og i Risø's litteraturldatabase.

Der pågår et større projekt om energioptimal styring og fejldetektering på køleanlæg på DTU. Dette projekt berører bl. a. omdrejningstalsregulering. Projektet er finansieret af Energistyrelsen og er beskrevet i Risø's litteraturldatabase.

Danfoss har udviklet en hermetisk kølekompressor til køle- og fryseskabe, der er frekvensregulerbar. Kompressoren fås i flere størrelser og med R134A og R600A (butan) som kølemiddel. Køleydelsen af kompressorerne er fra ca. 70 W til ca. 240 W, og de er således kun anvendelige til meget små anlæg. Beskrivelsen af kompressorerne er fundet på Yahoo Google.

Det amerikanske firma Charg Manufacturing Inc. fremstiller og sælger parallelkoblede køleanlæg med semihermetiske kompressorer, hvor (alle) kompressorerne kan køre med 300-1.800 omdr./min.. Tilsvarende fremstilles splitanlæg med én kompressor. Kølesystemerne designes individuelt til kunden og kan have HFC'er, HCFC'er og ammoniak som kølemiddel. Der kan leveres både nye anlæg samt ombygninger af eksisterende anlæg. Køleanlæggene har størrelser, der er anvendelige for varehuse, restauranter, supermarkeder samt industrielle og kommercielle installationer som køle- og fryselagere og proceskøling. Beskrivelsen af køleanlæggene er fundet i Alta Vista.

3.4 Kontakt til videncentre

Projektet er blevet koordineret med to andre projekter inden for køleområdet. Det er "Energioptimal Styring og Overvågning af køleanlæg", som er udført ved Institut for Energiteknik, DTU, og Teknologisk Instituts "Behovsstyring af mindre køleanlæg ved hjælp af kompressorregulering". D. 10. september 2002 præsenterede de tre projekter ved en fælles workshop deres resultater for en kreds af ca. 40 personer, som ud over projektdeltagerne selv også omfattede repræsentanter for Danfoss, York, Grundfos samt nogle af de potentielle brugere og Energistyrelsen.

4. Omdrejningstalsregulering som teknik

4.1 Fordele og ulemper

Pumper og ventilatorer er områder, hvor omdrejningstalsregulering med frekvensomformere i de seneste år har fået stor udbredelse. Dette gælder især cirkulationspumper til f.eks. varmeanlæg, der nu fås med integrerede frekvensomformere for automatisk regulering af kapaciteten. I en vis udstrækning er også trykluftkompressorer udrustet med frekvensomformere.

Inden for køleområdet anvendes omdrejningstalsregulering fortrinsvis til regulering af kondensatorblæsere. Derimod er det ikke så almindeligt, at kompressorerne udrustes med frekvensomformere, idet der normalt benyttes trinudkobling og/eller start/stop af kompressorer. Dog markedsfører Danfoss en lille hermetisk kompressor med integreret frekvensomformer til køle-/fryseskabe, og der pågår som nævnt i kapitel 3.1 et udviklingsprojekt hos Danfoss vedrørende større kølekompressorer med integrerede frekvensomformere.

Ved at udstyre kølekompressorer med frekvensomformere opnås der en række fordele. Nogle af de mest åbenlyse er:

- Kontinuert og trinløs kapacitetstilpasning
- Højere kompressorvirkningsgrad end ved f.eks. start/stop regulering og ventilaflastning
- Minimering af start/stop og dermed længere levetid af kompressorer
- Stabilt sugetryk og dermed mulighed for højere fordampetryk
- Mere præcis regulering af kølestedernes temperatur
- Større fleksibilitet af kompressor anlægget

Det er imidlertid ikke uden ulemper at omdrejningstalsregulere kølekompressorer. De væsentligste problemer er normalt kompressorens smøring samt tætning, hvilket i begge tilfælde er relateret til oliesystemet. En frekvensomformer kan normalt hastighedsregulere motorer mellem 0-120 Hz, i visse tilfælde helt op til 500 Hz. Men kølekompressorer er ikke designet til at kunne fungere i så stort et reguleringsområde. Den enkelte kompressors evne til at arbejde tilfredsstillende med varierende omdrejninger afhænger af konstruktionen. Det er derfor ofte nødvendigt at kontakte fabrikanten for at få oplyst det tilladelige arbejdsområde. Erfaringsmæssigt vil det tilladelige arbejdsområde være mellem ca. 50% og 120% af normalt hastighed, hvilket giver tilsvarende variation i kompressorkapaciteten, da kapaciteten ændres lineært med omdrejningstallet. Begrænsningerne i omdrejningstallet skyldes, at kompressorens smøretryk bliver for lavt, hvis omdrejningerne reduceres for meget. Helt galt bliver det, hvis kompressoren er stænksmurt, da denne type kompressorer har brug for et passende højt omdrejningstal for at sikre tilstrækkelig smøring. Kompressorer der omdrejningstalsreguleres bør have olietryk smøring med mekanisk drevet oliepumpe. Kølekompressoren må heller ikke køre for stærkt, da den risikerer at blive ødelagt af for stor friktionsvarme. De nævnte

begrænsninger i kompressor-hastigheden svarer til, at kompressormotoren reguleres mellem 25 Hz og 60 Hz.

4.2 Energibalance for kølekompressorer

4.2.1 Energiforbrug og tab

Ved en traditionel energibalance sammenligner man tilført og afgivet energi (eller effekt) samt eventuelt akkumuleret energi.

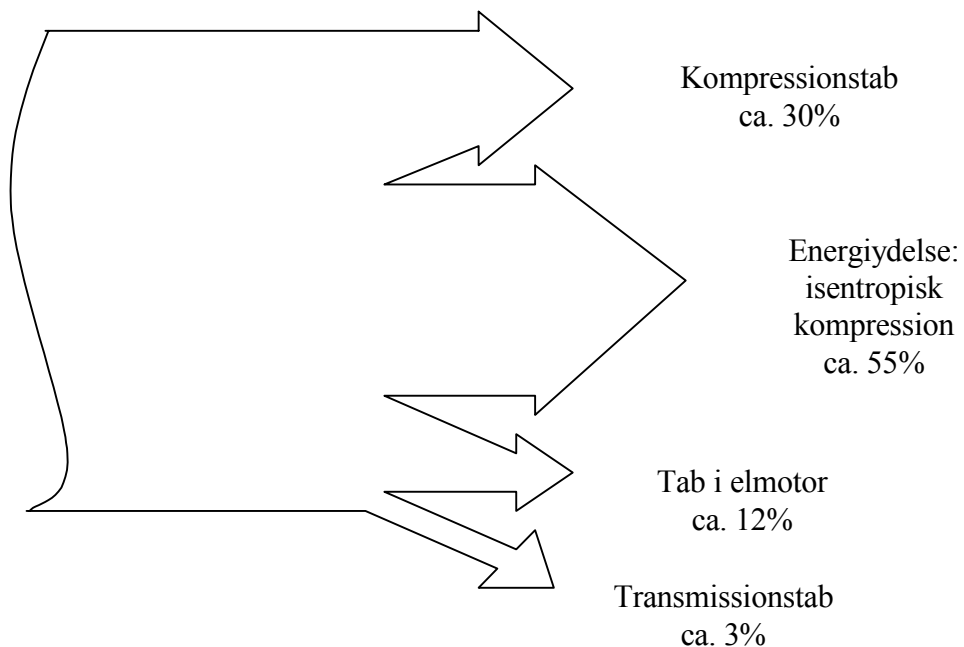
Den tilførte energi defineres for en kølekompressor som den elektricitet, der tilføres kompressoren. Da der ikke akkumuleres energi i kompressoren under normal drift, skal den tilførte energi være lig med energiydelsen plus tabene.

Energiydelsen defineres som den energi, der alene bruges til isentropisk komprimering af kølemiddelgasserne.

Tabene er:

- Tab i elmotor
- Eventuelt transmissionstab mellem elmotor og kompressoraksel
- Kompressionstab

Energiforholdene kan illustreres med nedenstående Sankey-diagram, hvor de typiske størrelser er angivet.



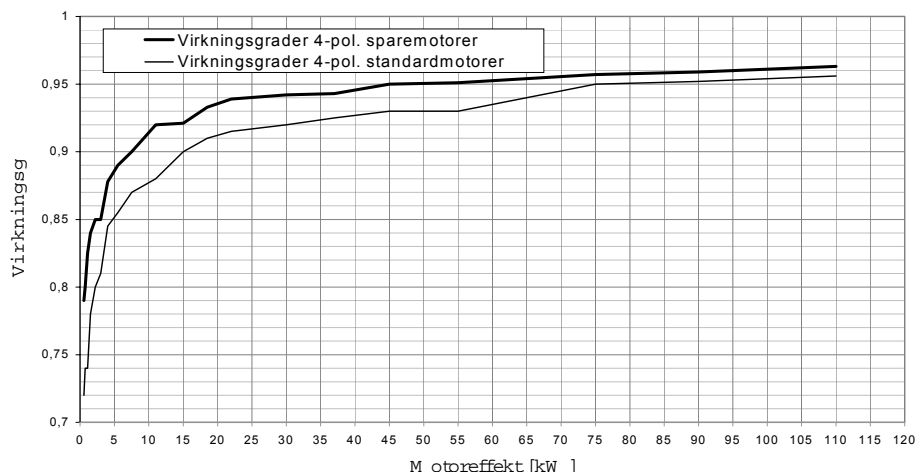
Figur 4.1 Energibalance for kølekompressor.

Tabene er ikke helt uafhængige af omdrejningstallet for en given kompressor, og er derfor behandlet i det følgende.

4.2.2 Tab i elmotor

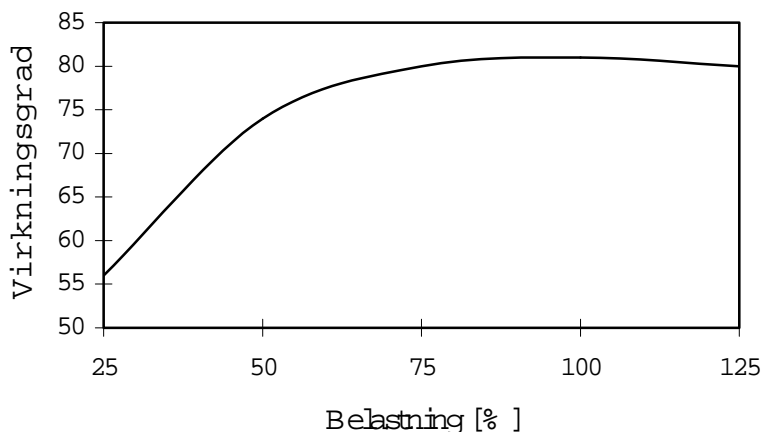
Elmotorers virkningsgrad afhænger groft sagt både af motorens energieffektivitet, motorens belastning og omdrejningshastighed. Belastningen er for kølekompressorer proportional med omdrejningstallet, da kompressorkapaciteten ændres lineært med omdrejningstallet.

Nedenstående figur angiver typiske virkningsgrader for 4-polede standardmotorer samt for Sparemotorer.



Figur 4.2 Virkningsgrader for 4-polede standard- og Sparemotorer.

Som det ses er der størst forskel på virkningsgraden mellem standard- og Sparemotorer for små motorstørrelser. Virkningsgradens afhængighed af belastningen er vist med figur 5.3. Figuren viser forløbet for en 5 kW motor.



Figur 4.3 Virkningsgradens afhængighed af belastningen.

Som det ses at figur 4.3 forringes en elmotors virkningsgrad ved nedsat omdrejningstal. Det betyder, at noget af den energibesparende effekt ved omdrejningstalsregulering sættes til i øget tab i kompressorens elmotor. Elmotoren skal helst være mindst ca. 50% belastet, da virkningsgraden falder betragteligt ved lavere belastninger. Dette er dog ikke noget problem ved omdrejningstalsregulering af kølekompresorer, da kompressorhastigheden af hensyn til smøring m.m. normalt skal holdes på mindst 40-50% af nominal hastighed.

I anlæg, hvor der kun er én kølekompresor kan det være ligeså energieffektivt at start/stop regulere kompressoren som at regulere med omdrejningstalsregulering, idet forringet motorvirkningsgrad udligner forøget kompressorvirkningsgrad.

Når en kompressor skal omdrejningsreguleres er det vigtigt, at kompressormotorens virkningsgrad er god ikke bare ved fuld hastighed, men også ved nedsat hastighed og oversynkron hastighed. Normalt er det dog kun i de tilfælde, hvor der anvendes åbne kølekompresorer, muligt at påvirke motorvalget ved nyindkøb eller motorudskiftning.

4.2.3 Transmissionstab

Langt de fleste kølekompresorer der anvendes i handels- og servicesektoren er efterhånden direkte drevne kompresorer. Det betyder, at transmissionstabet er nul. Hvis der anvendes kileremstræk, er der typisk et transmissionstab på 2-5% alt efter remtype og skivestørrelser. Den typiske virkningsgrad for et kileremstræk er angivet i tabel 4.1.

Akseleffekt kW	Remvirkningsgrad η_{rem}
< 3	0,87
3 – 10	0,92
10 – 50	0,94
> 50	0,97

Tabel 4.1 Virkningsgrad af kileremstræk.

Ved anvendelse af kileremstræk vil tabet blive reduceret ved nedsat hastighed. Denne effekt er dog så lille, at den stort set ikke er målbar. Ændringer i omdrejningstallet for kølekompresorer har således ikke indflydelse på den energibesparende effekt af omdrejningstalsregulering.

4.2.4 Kompressionstab

Under kompressionsprocessen i kølekompresoren forekommer der tab af forskellig art, som bevirker at entropien vokser. Kompressionstabet skyldes f.eks. kompressorens "skadelig rum", tryktab i ventiler samt forskel mellem kompressions- og ekspansionskoefficient for kølemidlet. Forskellen mellem den ideelle kompression (W_{is}) og den virkelige kompression (W) beskrives med isentropvirkningsgraden, η_{is} .

$$\eta_{is} = W_{is} / W$$

Den typiske isentropvirkningsgrad for de kølekompresorer, der anvendes i handels- og servicesektoren, er ca. 65%. Der er dog meget stor forskel på virkningsgraden mellem de forskellige kompressorfabrikater og -typer.

Tabene ved kompressionsprocessen afhænger normalt lineært af kompressorens omdrejningstal, så omdrejningstallet har ikke indflydelse på kompressorens virkningsgrad. Ved kompressorer med roterende kompressionsdele, hvor smøreolien fungerer som tætning, vil den volumetriske virkningsgrad og dermed isentropvirkningsgraden falde ved lave omdrejninger. Det kan derfor være nødvendigt at begrænse omdrejningstallet i nedadgående retning, for at holde en passende høj (konstant) volumetrisk virkningsgrad.

4.3 Kompressorbestykning

Når et eksisterende eller nyt kølekompressor anlæg skal omdrejningsreguleres er der en række forhold der skal undersøges. Det væsentligste forhold om den kompressortype, der er anvendt eller vil blive anvendt, overhovedet er egnet til omdrejningstalsregulering og i givet fald hvor meget omdrejningstallet må variere. Som beskrevet i kapitel 4.1 er det ikke alle typer kompressorer, der af den ene eller anden grund er velegnede i forbindelse med omdrejningstalsregulering. Normalt vil det tilladelige arbejdsområde være mellem ca. 50% og 120% af normalt hastighed, hvilket giver tilsvarende variation i kompressorkapaciteten. Det er nødvendigt i hvert enkelt tilfælde at kontakte kompressorfabrikanten for at få information om mulighederne for omdrejningstalsregulering af en given kompressor.

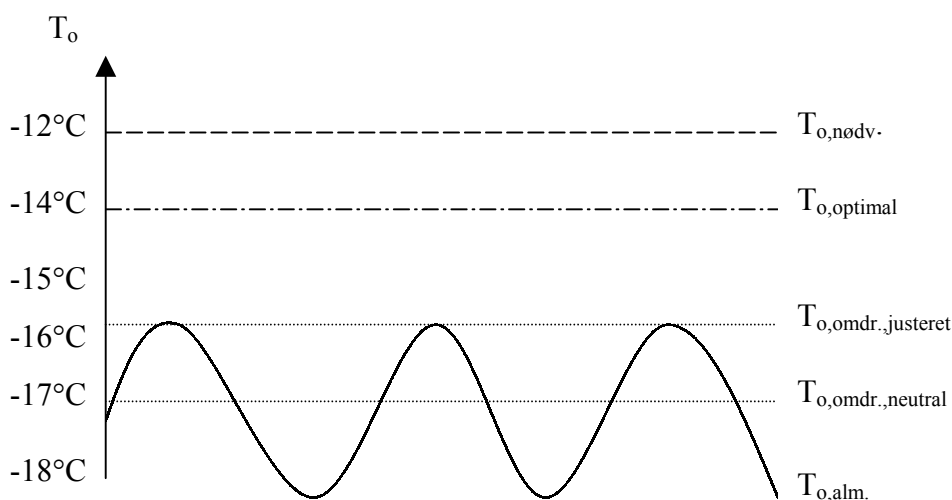
Det næste skridt er at bestemme kompressorbestykningen. Som udgangspunkt skal køleanlægget bestykkes på sædvanligvis vis, så antallet af kompressorer og en eventuel variation i kompressorstørrelser passer til variationerne i kølebelastning. Det er vigtigt at få et så godt indblik i belastningsvariationerne som muligt, hvilket naturligvis er svært, hvis det drejer sig om et nyt anlæg. For eksisterende anlæg bør der, inden anlægget udrustes med frekvensomformer, udføres en undersøgelse af belastningsvariationer, for at kunne bestemme den rette størrelse af den kompressor der skal omdrejningstalsreguleres og dermed størrelsen af frekvensomformeren.

Den eller de kompressorer, der udrustes med frekvensomformer, skal som udgangspunkt have en kølekapacitet indenfor det tilladelige hastighedsreguleringsområde, der mindst svarer til den største belastningsvariation. Hvis det ikke er tilfældet, vil én (måske endda flere) af de andre kompressorer, som startes/stoppes, medvirke til at dække belastningsvariationerne. Det betyder, at sugetrykket ikke kan holdes på en konstant høj værdi, men at trykket vil variere indenfor neutralzonen i styringen af sugetrykket. I så fald vil der ikke være stor forskel på energieffektiviteten af køleanlægget med og uden frekvensomformer.

Der vil naturligvis normalt optræde en variation i kølebelastningen over døgnet og over året. Det er ikke den omdrejningsregulerbare kompressors opgave at kompensere for belastningsvariationer med lille frekvens. Kompressoren skal kun kompensere for belastningsvariationer indenfor et tidsrum på f.eks. én time, måske mindre. Ved indreguleringen af køleanlæg udfoldes der store bestræbelser på at opnå så små belastningsvariationer for køleanlægget som muligt, både af hensyn til køleanlæggets korrekte drift og af hensyn til energiforbruget. Derfor er det ofte kun nødvendigt at udruste én kompressor med frekvensomformer. Da kompressorer typisk kan hastighedsreguleres indenfor et kapacitetsområde på 50% og 120% af nominel kapacitet, skal den omdrejningstalsregulerbare kompressor mindst have en nominel kapacitet på ca. to gange kapaciteten af den største kompressor i køleanlægget.

4.4 Sugetryk

Forløbet af variationerne i sugetrykket i et køleanlæg kan illustreres med figur 4.4.



Figur 4.4 Principskitse over variationen i sugetryk (angivet ved tilsvarende mætningstemperatur).

I køleanlæg med flere parallelkoblede kompressorer vil sugetrykket i anlægget variere omtrent som vist med kurven for $T_{o,alm.}$. Typisk vil én kompressor starte/stoppe for at holde sugetrykket indenfor den fastsatte neutralzone, her mellem -16°C og -18°C . Hvis køleanlægget udrustes med frekvensomformer, så én eller flere af kompressorerne kan omdrejningstalsreguleres, kan sugetrykket holdes næsten konstant. Hvis styringen af frekvensomformerer indstilles til at holde sugetrykket på middelværdien i den tidligere neutralzone, vil trykket være -17°C . Dette illustreres med kurven for $T_{o,omdr.,neutral}$. Energiforbruget til kompressor anlægget vil være stort set uændret i forhold til tidligere. Men hvis det er nødvendigt at indstille styringen af frekvensomformerer til -17°C , har kølebehovet hidtil været underopfyldt.

Det vil som minimum i praksis være muligt at indstille styringen af frekvensomformerer til $T_{o,omdr.,justeret}$, så setpunktet for styringen bliver den øvre værdi i neutralzonen for den tidligere styring. I praksis er det dog ofte muligt at hæve sugetrykket til en værdi over den hidtidige neutralzone, idet sugetrykket bliver stort set konstant med omdrejningstalsregulering. Dette er illustreret med kurven $T_{o,optimal}$.

Den faktiske øvre grænse for sugetrykket er illustreret med kurven $T_{o,nødv.}$. Det er normalt nødvendigt at holde et sugetryk, der ligger lidt under $T_{o,nødv.}$ for at sikre at sugetrykket ikke stiger til en værdi over den øvre grænse ved en større, hurtig belastningsvariation i anlægget. Endvidere vil den øvre grænse for sugetrykket ikke være den samme hele tiden, men vil ændres alt efter hvilke kølesteder der er indkoblede i et givet øjeblik og med hvilken kølebelastning. Setpunktet for sugetrykket indstilles derfor til en værdi, som altid er tilstrækkelig lav, uanset hvilke kølesteder og kølebelastning, der er indkoblet.

5. Simulering af køleanlæg med omdrejningstalsregulering

Simuleringsmodellen er benyttet til at udføre en analyse af køleprocessen for at undersøge forskellige driftsparametres indflydelse på køleanlæggets drift og energiforbrug. Driftsparameteranalysen tjener samtidig som en test af modellen, idet analysen kan vise, om den simulerede køleproces er tilnærmelsesvis identisk med den virkelige køleproces, der fastlægges ud fra de udførte målinger på anlægget i ISO Østerbro. Resultaterne af simuleringerne viser effekten af at udruste et eksisterende køle- eller frostanlæg med omdrejningstalsregulering.

5.1 Model af køleanlæg

Der er opbygget en simpel simuleringsmodel i WinDali, der er et Pascal-baseret simuleringsprogram. I modellen er der taget udgangspunkt i en simuleringsprogram udført af Morten Juel Skovrup, Institut for Køleteknik, DTU.

Modellen af køleanlægget kan beskrives af nedenstående ligninger.

$Q_{tr}-kA*(T_a-T_r) = 0$	{beregning af Q_{tr} }
$Q_c-CPW*FLC*(T_{c2}-T_{c1}) = 0$	{_____ Q_c }
$Q_e-UA*(T_r-T_e) = 0$	{_____ T_e }
$W+Q_e-Q_c = 0$	{_____ Q_e }
$W-(C_0+C_1*T_c+C_2*T_c*T_e)*SF = 0$	{_____ W }
$COP*(T_c-T_e)-CARN*(T_e+273.15) = 0$	{_____ T_c }
$T_{c2}-T_{c1}-E_c*(T_c-T_{c1}) = 0$	{_____ T_{c2} }
$FLC-CV*Z*\sqrt{DP} = 0$	{_____ Flc }
$P_c - \text{Refrig.PDewT}(T_c+273.15)/1E6 = 0$	{_____ P_c }
$W*COP-Q_e = 0$	{_____ COP }

5.2 Referenceanlæg for simuleringerne

Der er foretaget en række simuleringer med simuleringsmodellen baseret på driftsparametre for et køleanlæg og et frostanlæg. Resultaterne heraf benyttes som reference ved de efterfølgende driftsparameteranalyser. Referencekørslerne er foretaget ud fra et køle- og et frostanlæg med nedenstående parametre.

Driftsparameter	Køleanlæg	Frostanlæg
Temperatur i kølesteder, øvre/nedre setpunkt [°C]	5/3	-18/-20
Gennemsnitligt kuldebehov [kW]	85	30
Termisk kapacitet af kølesteder [MJ/°C]	20	5
Nominel køleydelse af anlæg med anførte T_o/T_k [kW]	160	50
Kondenseringstemperatur [°C]	30	30
Kompressorstyring, øvre/nedre setpunkt [°C]	-5/-7	-28/-30
Kølemiddel	R404A	R404A
Driftstid [timer]	24	24

Tabel 5.1 Inputdata for simulering af et køle- og frostanlæg.

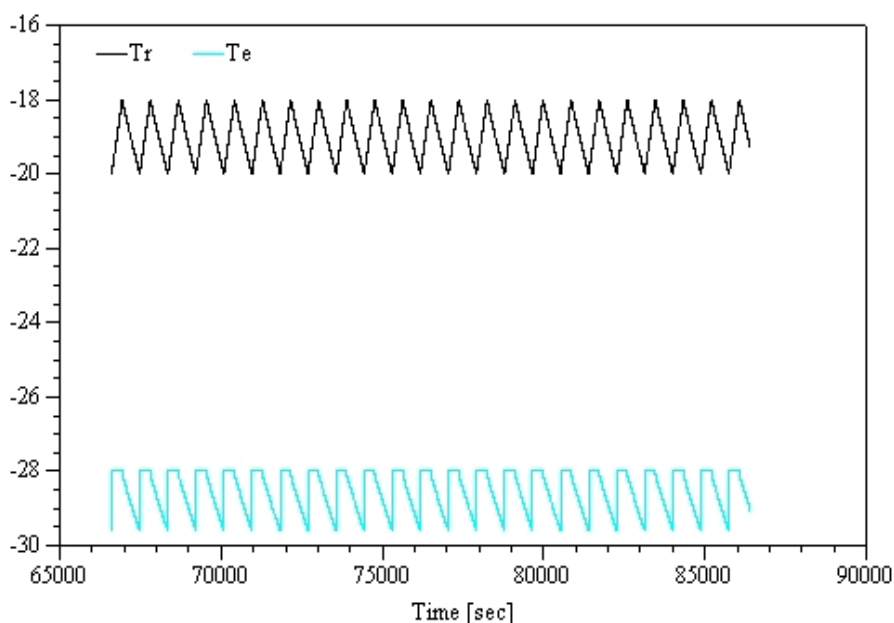
Det er antaget, at køle- og frostanlæggene kører under stabile forhold og at der ikke forekommer f.eks. varedkøling eller andre midlertidige belastninger. Driftsparametrene er som ISO Østerbro, der er anvendt som det første demonstrationsanlæg i projektet.

Resultatet af referencekørslerne ses i nedenstående tabel.

Anlæg	Kuldeproduktion [kWh/døgn]	Energiforbrug [kWh/døgn]	COP-værdi [-]
Køleanlæg	2.016	512	3,9
Frostanlæg	740	370	2,0

Tabel 5.2 Resultat af referencekørsler.

Det typiske forløb af den simulerede køleproces er illustreret i figur 5.1 i form af rum- og fordampningstemperaturen samt driftscyklussen som funktion af tiden.



Figur 5.1 Typisk forløb af den simulerede køleproces. T_r : kølerumstemperatur T_e : fordampningstemperatur

De vandrette stykker af kurven for fordampningstemperatur er udtryk for, at kompressoranlægget standses, indtil rumtemperaturen når det øvre setpunkt i anlægsstyringen. Dette er en noget simplificeret fremstilling af virkeligheden, der dog til dette formål skønnes tilstrækkelig præcis.

5.3 Driftsparameteranalyse

Ved brug af simuleringmodellen er det undersøgt, hvilke driftsparametre, der generelt har stor betydning for energiforbruget i relation til omdrejningstalsregulering, og hvilke parametre der generelt har mindre betydning for energiforbruget. Ved parameteranalysen varieres én parameter (se tabel 5.1) af gangen, mens de øvrige holdes konstant.

Det er antaget, at det er muligt at holde variationerne i fordampningstemperaturen inden for 0,5°C, når køleanlægget er udrustet med omdrejningstalsregulering.

5.3.1 Fordampningstemperaturen

Der er foretaget en række simuleringer for at belyse, hvilken indflydelse fordampningstemperaturen har på den energimæssige effekt af omdrejningstalsregulering.

For parallelkoblede anlæg som i ISO Supermarked ind-/udkobles kompressorkapacitet efter en måling af sugetrykket med en neutralzone på 2°C, f.eks. -5/-7°C. For anlæg med omdrejningstalsregulering er det imidlertid muligt at holde et stort set konstant sugetryk (indenfor 0,5°C, f.eks. -5/-5,5°C), idet kompressor anlæggets kapacitet kan styres trinløst.

Fordampnings-temperatur [°C]	Gens. COP-værdi, traditionel styring [-]	Gens. COP-værdi, omdrejningstals- regulering [-]	Besparelse [%]
0/-2 ¹⁾	4,45	4,52	1,6
-5/-7 ¹⁾	4,16	4,23	1,6
-10/-12 ¹⁾	3,24	3,29	1,5
-20/-22 ²⁾	2,45	2,48	1,6
-30/-32 ²⁾	1,90	1,93	1,6

Tabel 5.3 Fordampningstemperaturens indflydelse på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

¹⁾Referenceanlæg for køleanlæg anvendt. ²⁾Referenceanlæg for frostanlæg anvendt.

Som det ses af tabel 5.3 viser simuleringerne, at energibesparelsen ved at anvende omdrejningstalsregulering ikke er afhængig af temperaturniveauet i køleanlægget. Det er dog normalt således, at den procentvise energibesparelse ved at hæve fordampningstemperaturen er lidt større ved høje temperaturer end ved lave temperaturer.

5.3.2 Variation i fordampningstemperaturen

Der er foretaget en række simuleringer af, hvordan den energimæssige effekt af omdrejningstalsregulering afhænger af størrelsen af neutralzonen i en traditionel kompressorstyring. Ind-/udkoblingen af kompressorkapacitet sker mellem de angivne øvre og nedre setpunkter.

For anlæg med omdrejningstalsregulering antages kompressorstyringen at kunne sikre et sugetryk, der er mellem det øvre setpunkt og 0,5°C herunder.

Fordampnings-temperatur øvre/nedre setpunkt [°C]	Gens. COP-værdi, traditionel styring [-]	Gens. COP-værdi, omdrejningstalsregulering [-]	Besparelse [%]
Køleanlæg			
-5/-6	4,20	4,23	0,7
-5/-7	4,16	4,23	1,6
-5/-9	4,07	4,23	3,9
Frostanlæg			
-30/-31	1,92	1,93	0,5
-30/-32	1,90	1,93	1,6
-30/-34	1,87	1,93	3,5

Tabel 5.4 Neutralzonens indflydelse på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

Af tabel 5.4 ses ikke overraskende, at energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering forøges med neutralzonens størrelse. Sammenhængen er stort set proportionalitet, idet én grad større neutralzone medfører ca. 1% større energibesparelse ved omdrejningstalsregulering.

5.3.3 Termisk kapacitet

Der er foretaget simuleringer, hvor den termiske kapacitet af kølestederne er varieret indenfor et betragteligt område. Den termiske kapacitet har i sig selv ingen effekt på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

5.3.4 Kølemiddel

Med de to referenceanlæg for køl og frost er der simuleret drift med forskellige kølemidler for at se, om kølemidlet har indflydelse på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

Fordampnings-temperatur øvre/nedre setpunkt, kølemiddel [°C]	Gens. COP-værdi, traditionel styring [-]	Gens. COP-værdi, omdrejningstals- regulering [-]	Besparelse [%]
Køleanlæg			
-5/-7, R404a	4,16	4,23	1,6
-5/-7, R134a	4,11	4,17	1,5
-5/-7, R22	4,05	4,11	1,5
Frostanlæg			
-30/-32, R404a	1,90	1,93	1,6
-30/-32, R502	1,89	1,91	1,6

Tabel 5.5 Kølemidlets indflydelse på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

Det ses af tabel 5.5, at energibesparelsen ved at anvende omdrejningstalsregulering på et køle- eller frostanlæg formentlig ikke afhænger af det benyttede kølemiddel.

5.3.5 Setpunkt for sugetryk

Det er som minimum muligt at indstille styringen af frekvensomformereren til den øvre værdi for sugetrykket i neutralzonen for den traditionelle anlægsstyring. I praksis er det dog muligt at hæve sugetrykket til en værdi over den hidtidige neutralzone (se afsnit 4.4), idet sugetrykket bliver stort set konstant med omdrejningstalsregulering. Derfor er derfor foretaget en række simuleringer med de to referenceanlæg for køl og frost, hvor sugetrykket er hævet med henholdsvis 1, 2 og 3°C.

Fordampnings-temperatur øvre/nedre setpunkt, forøgelse i sugetryk [°C]	Gens. COP-værdi, traditionel styring [-]	Gens. COP-værdi, omdrejningstals- regulering [-]	Besparelse [%]
Køleanlæg			
-5/-7, 1	4,16	4,35	4,5

-5/-7, 2	4,16	4,47	7,5
-5/-7, 3	4,16	4,61	10,9
Frostanlæg			
-30/-32, 1	1,90	1,93	3,7
-30/-32, 2	1,90	2,01	5,7
-30/-32, 3	1,90	2,05	7,9

Tabel 5.5 Sugetrykkets indflydelse på energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering.

Det ses, at effekten af at kunne hæve sugetrykket som følge af anvendelse af omdrejningstalsregulering er størst for køleanlæg, sådan som det også forventedes.

5.4 Konklusion

Driftsparameteranalysen viser, at det i forbindelse med omdrejningstalsregulering af kølekompressor er muligt at reducere energiforbruget for køle-/frostanlægget ved at ændre på driftsparametrene. Simuleringerne har vist, at køleanlæggets fordampningstemperatur samt det anvendte kølemiddel på anlægget formentlig ikke har noget betydning for størrelsen af energibesparelsen ved omdrejningstalsregulering. Til gengæld viser simuleringerne ikke overraskende, at jo større variationer der er i fordampningstemperaturen, jo større er den energimæssige fordel ved at omdrejningstalsregulere anlægget. Den største energimæssige fordel opnås dog, når det er muligt at hæve sugetrykket til over det tidligere øvre setpunkt for kompressorstyringen. Dette vil normalt være muligt, eftersom omdrejningstalsreguleringen giver et meget stabilt, konstant sugetryk.

6. Demonstration af omdrejningstalsregulering hos ISO Supermarked

6.1 Overvejelser i forbindelse med valg af køleanlæg til demonstration

De fleste køle- og frostanlæg i supermarkeder hører ind under nedenstående to kategorier:

- Anlæg med parallelkoblede, semihermetiske stempelkompressorer med start/stop som kapacitetsregulering.
- Anlæg med hermetiske Scroll-kompressorer (med radial compliance), evt. med omdrejningstalsregulering på én kompressor i hvert anlæg.

Hvis det valgtes at demonstrere omdrejningstalsreguleringen på et anlæg med semihermetiske kompressorer, måtte anlægget udrustes med en frekvensomformer som led i projektet. Til gengæld er kompressorerne velegnede, da de har en nogenlunde veldefineret (lineær) kompressorkarakteristik ved varierende omdrejninger.

Hvis der derimod valgtes et anlæg med Scroll-kompressorer som demonstrationsanlæg, ville det være nødvendigt at udvide anlægget med en stempelkompressor, da Scroll-kompressorerne ikke har en særlig veldefineret karakteristik. Til gengæld ville det være muligt at finde et anlæg, der allerede havde frekvensomformere.

Det blev ret hurtigt i projektets start besluttet at anvende et køleanlæg med semihermetiske kompressorer, da det er langt nemmere at udruste et køleanlæg med en frekvensomformer samt ekstra kompressorstyring, end det er at udbygge med yderligere kompressorer. Endvidere kræver det langt mindre indgriben i køleanlæggets drift, og dermed er risikoen for at forstyrre driften mindre. Endelig giver den valgte løsning mulighed for at konstatere effekten af omdrejningstalsregulering på et anlæg, der oprindeligt er indrettet på traditionel kapacitetstilpasning med start/stop-regulering.

Det besluttedes at vælge et køleanlæg fremfor et frostanlæg, da køleanlæg tegner sig for størstedelen af energiforbruget til køl/frost i handels- og servicesektoren.

6.2 Demonstrationsanlæg hos ISO Østerbro

Køleanlægget hos ISO Østerbro blev valgt til demonstrationsanlæg, da det passede godt til projektets formål. Køleanlægget består af 16 identiske, parallelkoblede semihermetiske stempelkompressorer af fabrikat Prestcold type PL400-0062. Kompressorerne startes/stoppes to og to i otte trin, da der i køleanlæggets kapacitetsstyring netop er plads til otte trin. Anlægget anvender R22 som kølemiddel og forsyner samtlige kølesteder i butikken, dvs. kølegondoler, kølereoler, kølerum samt køleflader for luftkonditionering i slagter-, delikatesse- og fiskeafdeling. I dagtimerne om sommeren er samtlige 16 kompressorer til tider i drift, og om vinteren er der typisk fire eller seks kompressorer i drift. Om natten er der typisk to kompressorer i drift. Der er således meget stor variation i kølebelastning over døgnet og over året.

6.3 Etablering af frekvensomformer samt opstilling af måleprogram

Der var oprindeligt planlagt at foretage målinger fordelt over sommer, forår/efterår og vinter. Målingerne skulle foretages med og uden frekvensomformer fordelt på hver anden uge, og det var tanken at justere kompressorstyringen ind, så den var optimal, både med og uden frekvensomformer. På den måde ville det være muligt at undersøge effekten af at køre med frekvensomformer med forskellige belastninger på anlægget og evt. også med forskellige styringsstrategier i kompressorstyringen.

Desværre opstod der under testkørslerne en række problemer i form af rørbrud på kølemiddelsiden. Dette skete to gange og begge gange resulterede bruddene i, at ganske betydelige mængder kølevæske gik tabt.

Det kan ikke eftervises 100%, at det er svingninger som følge af frekvensreguleringen, der er skyld i de to brud, men det kan på den anden side heller ikke afvises. Da projektet ikke kunne stille nogen garanti for at det ikke ville ske igen, blev det besluttet at aflyse de ellers planlagt måleserier.

Det blev dog accepteret fra ISO og FinDan's side at køre 7 dage med frekvensregulering, hvorefter frekvensomformererne skulle tages ned. Der blev kørt med frekvensregulering i 7 dage fra 26/4-2002 til 3/5-2002. Der blev de følgende uger kørt trinregulering for at skabe datagrundlag for en sammenligning. Der blev i alt foretaget målinger over 5 uger, hvoraf den første af ugerne var med frekvensregulering.

6.4 Resultater af måleserier

I det følgende præsenteres målingerne fra en uge, hvor anlægget er reguleret med frekvensomformer, og en uge uden brug af frekvensomformer. Resultaterne fra ugen uden frekvensomformer er repræsentativ for alle uger, hvor der er foretaget målinger uden frekvensomformer.

Målingerne er vist i tabel 6.1 og 6.2. De er foretaget i tidsrummet 9-19 fra mandag til fredag, begge dage inklusive. P_o og P_c er logget hvert minut, elforbruget Q hver ½ time. H er et udtryk for entalpien af indeluften. H er genereret ud fra målinger af indetemperaturen og den relative fugtighed, foretaget hver 15. min.

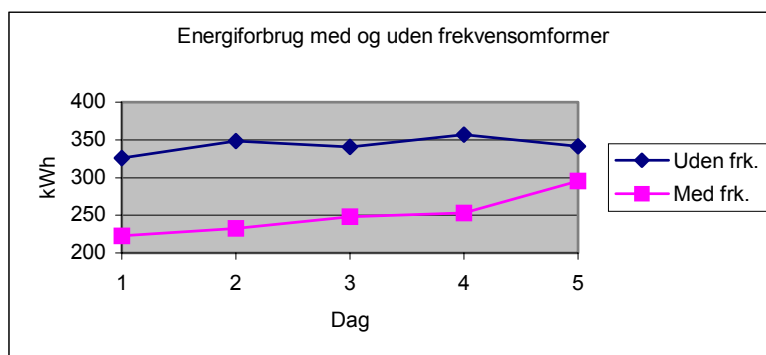
Q (kWh)	P_o (middel) (°C)	P_c (middel) (°C)	H (middel) (kJ/kg)	Frekvensomf. (0/1)
222,7	30,00	-17,94	54,65	0
232,5	30,50	-17,96	52,14	0
248,3	30,71	-17,95	57,09	0
253,3	30,61	-17,91	54,81	0
295,5	30,76	-17,42	66,64	0

Tabel 6.1. Måledata med frekvensomformer for dagene i perioden 29. april – 3. maj 2002.

Q	Po (middel)	Pc (middel)	H (middel)	Frekvensomf.
(kWh)	(°C)	(°C)	(kJ/kg)	(0/1)
326,1	30,87	-17,67	56,17	1
348,4	31,12	-17,80	64,81	1
340,8	31,17	-17,68	62,21	1
357,1	30,75	-17,91	72,25	1
341,6	31,44	-17,85	58,91	1

Tabel 6.2. Måledata uden frekvensomformer for dagene i perioden 13. april – 17. maj 2002.

Elforbruget (Q) med og uden frekvensomformer er vist i figur 6.1.



Figur 6.1. Energiforbrug med og uden frekvensomformer.

For indledningsvis at få et overblik over måledataene og parametrene indflydelse på energiforbruget, er der gennemført multipel regression på dataene, se tabel 6.3 og 6.4.

Multipel R	0,996839
R-kvadreret	0,993688
Justeret R-kvadreret	0,988639
Standardfejl	5,614488
Observationer	10

Tabel 6.3. Resumeoutput for multipel regression på målinger. Værdien "Justeret R-kvadreret", som er fremhævet med gråt, udtrykker at 98,9% af variationen i energiforbruget Q, statistisk betraget beskrives gennem variationen i parametrene Po, Pc og H.

	Koefficienter	Standardfejl	t-stat	P-værdi
Skæring (konst)	-251,991	370,359	-0,68	0,526477
Po	28,69411	7,293935	3,93	0,011026
Pc	29,37037	12,53433	2,34	0,066117
H	2,64029	0,364473	7,24	0,000783

Frq	59,53322	5,722766	10,40	0,000141
-----	----------	----------	-------	----------

Tabel 6.4. Resultat af multipel regression på måledata.

P-værdien i multipel regression er et udtryk for, hvor signifikant parameteren er for energiforbruget. Jo lavere, jo mere signifikant. Koefficienterne i anden søjle er de koefficienter, som indgår i det udtryk som beskriver elforbruget Q (kWh-forbrug i tidsrummet kl. 9-19). Udtrykket er:

$$Q = 29 \cdot P_o + 29 \cdot P_c + 2,6 \cdot H + 60 \cdot Frq - 252$$

Den statistiske behandling af måledata fra de to gange fem dage viser således, at regulering med frekvensomformer i stedet for trinkobling med otte trin medfører en besparelse på ca. 60 kWh pr. dag (10 timer) eller ca. 18%. Dette ligger meget højt i forhold til forventningerne og også i forhold til andre erfaringer.

Under en workshop (afsnit 3.4) med ca. 40 repræsentanter fra både forskning og industri blev disse resultater diskuteret. Det var en klar holdning, at omdrejningstalsregulering med frekvensomformer ikke kan have så stor en betydning for køleanlæggets energiforbrug.

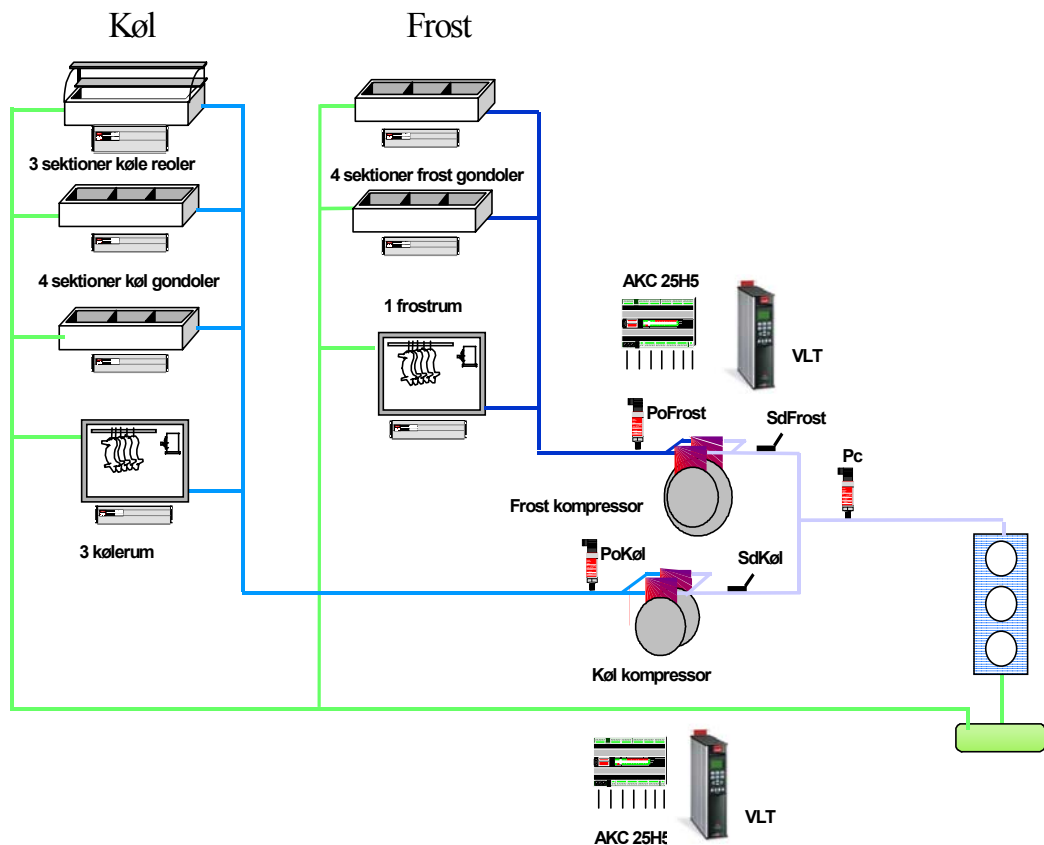
Da det ikke har været muligt at gentage målingerne og derved undersøge nærmere, hvad der lå til grund for måleresultaterne, blev det besluttet ikke at gå videre med en mere detaljeret analyse. I stedet blev fokus drejet imod at finde et alternativ til den første række målinger i form af en nyt demonstrationsanlæg.

7. Demonstration af omdrejningstalsregulering hos Dagli' Brugsen, Skovby

I samarbejde med Danfoss A/S blev der fundet et nyt demonstrationsanlæg. Det blev Dagli' Brugsen i Skovby på Als. I første omgang installeredes de frekvensomformere, som var brugt til forsøgene hos ISO Østerbro. De indledende målinger viste imidlertid en meget lille effekt af frekvensreguleringen, hvilket ved nærmere undersøgelse viste sig at skyldes, at frekvensomformerne ikke var velegnede til de motorer, der sad på kompressorerne i Skovby. Herefter udskiftede Danfoss omformerne, og der gennemførtes en serie målinger i januar til marts 2003.

7.1 Demonstrationsanlægget

Dagli' Brugsen valgtes dels fordi nærheden til Danfoss gjorde det lettere at styre forsøgene, og dels fordi køleanlægget er opbygget med stempelkompressorer på både køl og frost og er reguleret i få trin. Desuden var det forsøgsmæssigt set en stor fordel, at butikken har fast åbningstid alle ugens dage (9 - 19), så det er enklere at skifte mellem forskellige opsætninger.

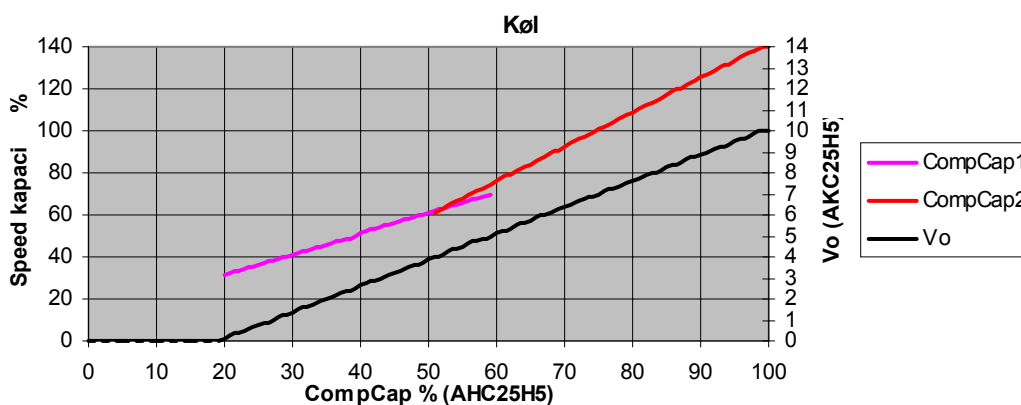


Figur 7.1 Oversigt over køleanlægget i Skovby Dagli' Brugsen

Kølekompresorer

2 ens Bitzer 2Q4.2Y

- Trinreguleres i 2 trin.
- Under demonstrationsprojektet benyttedes som alternativ en regulering af omdrejningstallet med følgende sekvens, se figur 7.2:
 1. Én kompressor reguleres 30 - 70 Hz
 2. Begge kompressorer reguleres 30 - 70 Hz (svarende til speed kapacitet 60-140%)

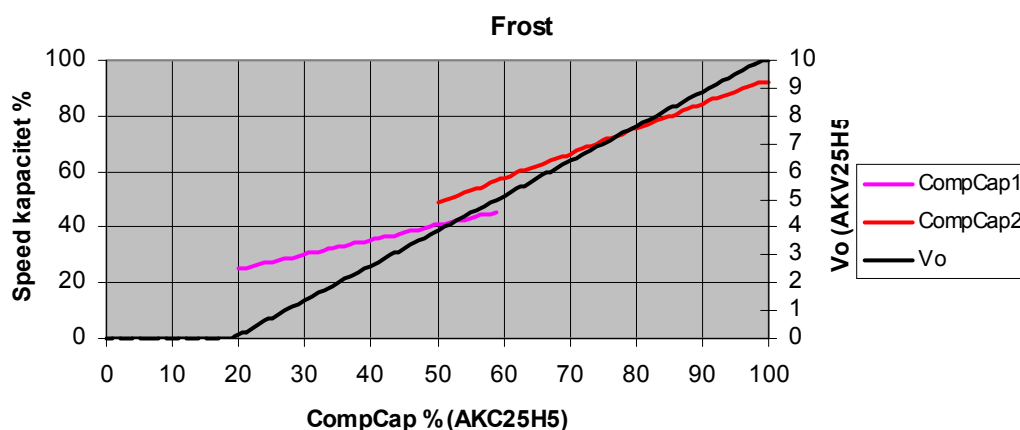


Figur 7.2 Omdrejningstalsregulering af de to kølekompresorer

Frostkompresorer

1 stk 2N5.2Y + 1 stk 2DL2.2Y

- Trinreguleres i 3 trin:
 1. Den lille kompressor,
 2. Den store kompressor
 3. Begge kompressorer
- Under projektet afprøvedes som alternativ en regulering af omdrejningstallet med følgende sekvens, se figur 7.3:
 1. Lille kompressor 30 - 70 Hz
 2. Store kompressor 30 - 70 Hz



Figur 7.3 Omdrejningstalsregulering af de to frostkompresorer

Samtlige termostater på køl er indstillet til Modulerende Termostat Regulering. På frost er termostaterne indstillet til on/off drift

Årsagen til at sugetrykket ikke er stabilt, når der køres med omdrejningstalsregulering, er at belastningen på anlægget varierer ret kraftigt. Desuden er belastningen i lukketiden mindre end minimum kapaciteten, således at de omdrejningstalsregulerede kompressor kører start/stop (on/off) omkring minimum hastighed.

Der er gennemført 4 forskellige forsøg.

1. Trinkobling af kompressorerne med fast setpunkt af sugetrykket.
2. Trinkobling af kompressorerne med optimeret sugetryk ud fra det mest belastede kølested.
3. Omdrejningstalsregulering af kompressorerne med fast setpunkt af sugetrykket.
4. Omdrejningstalsregulering af kompressorerne med optimeret sugetryk ud fra det mest belastede kølested.

Hvert forsøg har løbet over to døgn – ved weekender dog tre døgn – og hver serie på fire forsøg er gentaget flere gange.

7.2 Analyse af data

7.2.1 Nomenklatur

GT	: (Energi)Godhedstal [-]
p_0	: Sugetryk udtrykt i tilsvarende mætningstemperatur [°C]
$\overline{p_0}$: Tidslig middelværdi af sugetrykket [°C]
$\sigma(p_0)$: Statistisk spredning (standard deviation) af sugetrykket [K]
SP	: Setpunkt
Speed	: Benyttes ofte som kort betegnelse for omdrejningstalsregulering (hastighedsregulering) af kompressorerne
Trin	: Benyttes ofte som kort betegnelse for trinregulering af kompressorer

7.2.2 Forventning/ide

Ideen er overordnet set, at et mere stabilt sugetryk i sig selv medfører en energibesparelse i forhold til et flukturerende tryk med samme middelværdi. Derudover vil et mere jævnt sugetryk muliggøre, at trykniveauet vil kunne hæves (se afsnit 4.4), hvorved yderlig besparelse kan opnås.

7.2.3 Resultater

Forventningen om, at omdrejningstalsregulering med frekvensomformer i det aktuelle tilfælde medfører et signifikant mere konstant sugetryk, er i nogen grad opfyldt.

I forbindelse projektet er der også afprøvet såkaldt p_0 -optimering. Dvs. setpunktet til sugetrykket løbende sættes så højt, at det mest belastede kølested netop kan holde temperaturen. Her er der – som teorien også tilsiger – observeret energibesparelser.

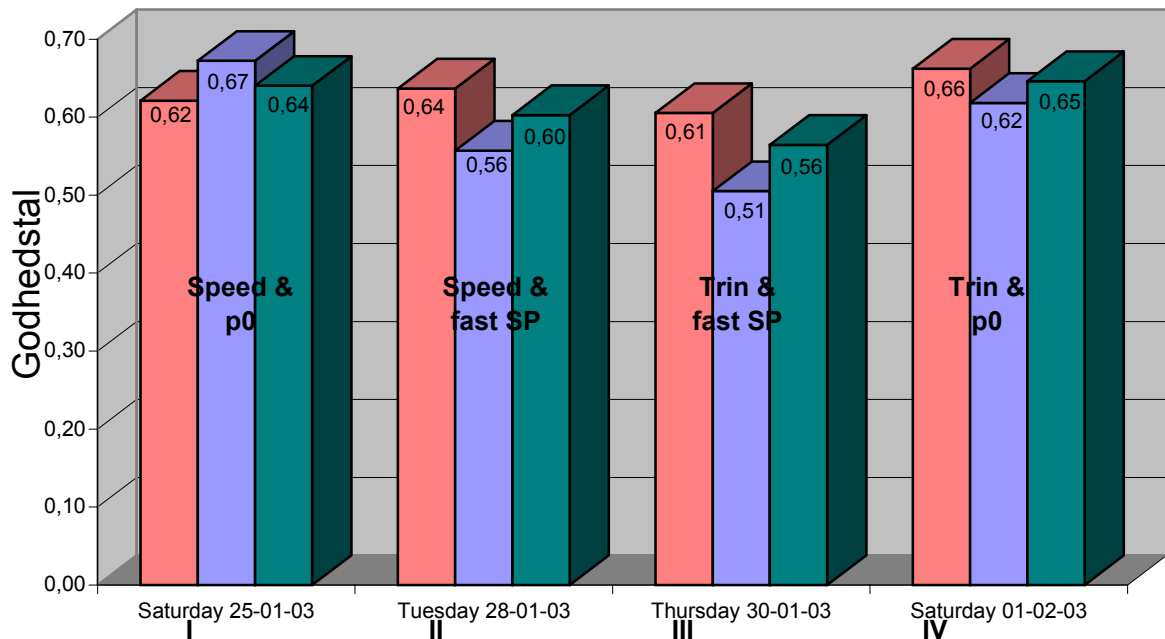
I tabel 7.1 er nøgletal fra 4 repræsentative dage, som indeholder de interessante kombinationer.

	GT-køl [-]	GT-frost [-]	GT-tot [-]	$\overline{p_0}_{\text{køl}}$ [°C]	$\sigma(p_{0\text{køl}})$ [K]	$\overline{p_0}_{\text{frost}}$ [°C]	$\sigma(p_{0\text{frost}})$ [K]
I. Speed & p_0	0.50	0.82	0.64	-14.14	(4.19) ¹	-31.28	(3.59)
II. Speed & fast SP	0.51	0.71	0.60	-15.41	2.02	-34.92	1.79
III. Trin & fast SP	0.44	0.69	0.56	-17.53	5.17	-34.65	2.37
IV. Trin & p_0	0.50	0.78	0.65	-9.91	(5.11)	-30.81	(4.24)

Tabel 7.1 *Godhedstal og sugetryk afhængig af kompressorreguleringsmetode.*
¹ En del af variationen skyldes de løbende setpunktsændringer

”Godhedstallet” GT udtrykker forholdet mellem energiforbruget i et godt gennemsnitsanlæg, beregnet under hensyntagen til udetemperaturens indflydelse på kondenseringstemperaturen samt indflydelsen fra butikkens temperatur og fugtighed på kølebehovet, og det faktiske anlægs energiforbrug. Jo større godhedstal, jo effektivere anlæg.

På figur 7.4 ses en grafisk fremstilling af de opnåede godhedstal.



Figur 7.4 Godhedstallet for det samlede køleanlæg (køle- plus frostanlæg) ved forskellige reguleringsformer. Godhedstallet er vist for butikkens åbningstid (røde søjler), lukketiden (blå søjler) og for hele døgnet (grønne søjler)

Effekt af højere sugetryk.

Ved p0 optimering forsøges automatisk at benytte det højst mulige sugetryk. Hvis vi tager udgangspunkt i traditionel trinregulering uden og med p0 optimering (tabel 7.1, III→IV) ses:

$$\underline{\text{Køl p0:}} -17.53 \text{ °C} \rightarrow -9.91 \text{ °C} \Rightarrow \text{GT: } 0.44 \rightarrow 0.50$$

Dvs det normerede energiforbrug reduceres med 12 % ved at sugetrykket hæves 7.6 K. Hvilket er 1.6%/K.

$$\underline{\text{Frost p0:}} -34.65 \text{ °C} \rightarrow -30.81 \text{ °C} \Rightarrow \text{GT: } 0.69 \rightarrow 0.78$$

Dvs det normerede energiforbrug reduceres med 12 % ved at sugetrykket hæves 3.8 K. Hvilket er 3.1%/K.

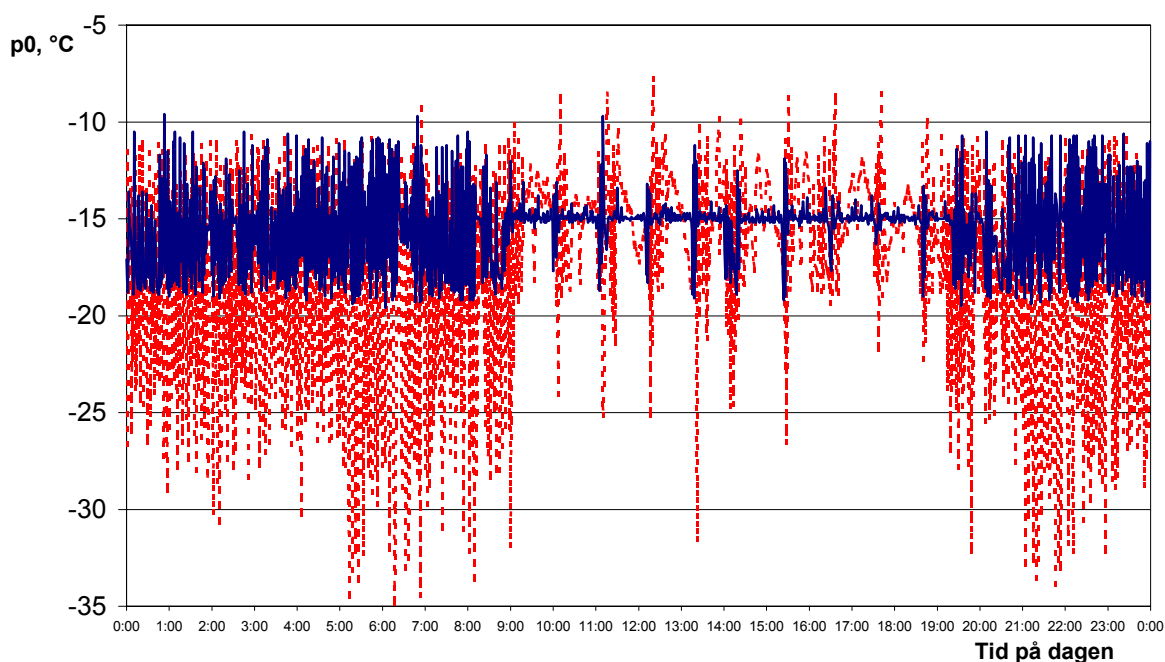
Forbedring på frost svarer til, hvad teorien siger ved konstant virkningsgrad etc., mens forbedringen på køl kun er halvt så stor som det teoretisk forventede med ”alt andet lige”.

Samlet kan konkluderes, at højere sugetryk (ved p0 optimering) giver reduceret energiforbrug af størrelsesorden 2%/K.

Effekt af mindre variation i sugetryk

Det fremgår af tabellen, at sugetrykkets variation bliver mindre ved anvendelse af omdrejningstalsregulering fremfor den traditionelle trinregulering.

Det fremgår også af følgende plot af sugetryksforløbet for køleanlægget.



Figur 7.5 Variationer i køleanlæggets sugetryk over et døgn. Den røde kurve gælder ved trinregulering af kølekompressoren (30-1-03, III), den blå ved omdrejningstalsregulering (28-1-03, II)

Spredningen reduceres fra 5.17 K til 2.02 K ved anvendelse af hastighedsregulering fremfor trinkobling på køl (III→II). Godhedstallet øges fra 0.44 til 0.51, hvilket giver en reduktion i normenergiforbruget på 14%. Da sugetrykket hæves fra -17.53 °C til -15.41 °C (2.12K) er det en del af årsagen til forbedringen, men selvom det statistiske materiale er noget usikkert, indikerer det, at den mindre variation af sugetrykket bidrager til reduktionen i energiforbruget. Hvis der regnes konservativt på de gældende tal, kan der estimeres en energibesparelse på ca. 2%/K, hvor "K" nu er reduktionen af spredningen.

På frost er de tilsvarende tal, at spredningen reduceres fra 2.37K til 1.79K og godhedstallet forøges fra 0.69 til 0.71. Her falder sugetrykket faktisk en smule (-34.65 °C til -34.92 °C). Det kan derefter estimeres, at energiforbruget er faldet 3.6% pga. spredningsreduktionen.

En samlet konklusion er således, at både hævet sugetryk og mindre variation i dette giver en reduktion af energiforbruget. p_0 optimering vil i praksis ikke altid hæve middeltrykket, hvis udgangspunktet er, at ikke alle kølestederne holder deres temperatur.

Omdrejningstalsregulering vil heller ikke altid bevirke en mindre variation af sugetrykket, dette afhænger af tuningen af reguleringen og af dynamikken i behovsvariationerne.

Et forsigtigt estimat på energibesparelsen ved forøget middelsugetryk og formindsket spredning af sugetrykket er for begge elementer af størrelsen 2%/K. Dvs. følgende besparelsesberegning kan foretages i et tænkt eksempel:

	$\overline{p_0}$	$\sigma(p_0)$
1. Traditionel trinregulering	-12 °C	3.5 K
2. p0 optimering og speedregulering	-10 °C	2.5 K

Estimat af besparelse $\Delta W_{12}(\%) \approx 2\% \cdot 2 + 2\% \cdot 1 = 6\%$

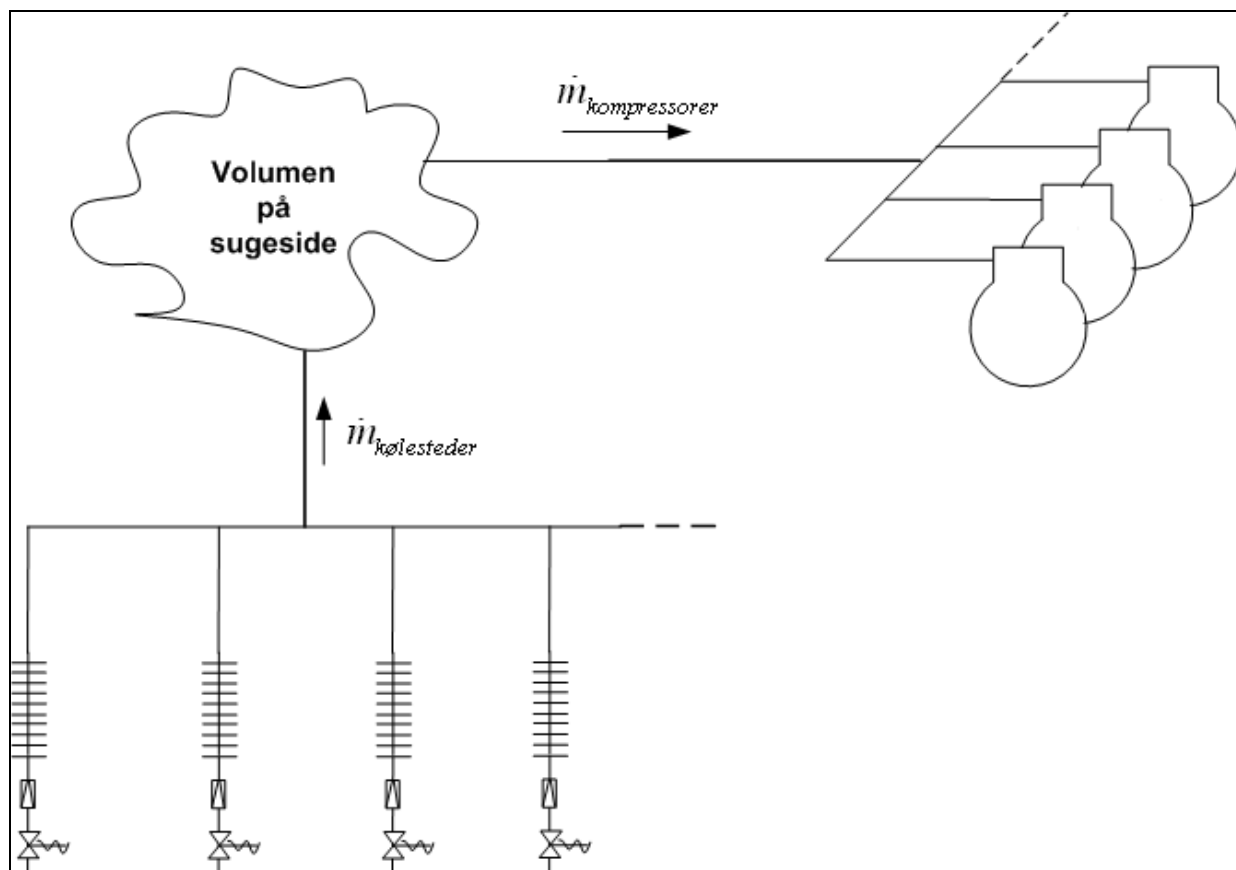
Tabel 7.2 Vurdering af energibesparelsen ved øget sugetryk og mindre spredning på sugetrykket

Konkluderende kan siges, at en vurdering af besparelspotentialt må tage udgangspunkt i forløbet af det aktuelle sugetryk på det konkrete anlæg. p0-optimering er principielt altid et fornuftigt element, som dels sikrer at kølestedernes temperaturer ikke bliver for høje, dels i de fleste tilfælde vil lede til energibesparelser.

Indførelse af omdrejningstalsregulering vil give mulighed for reduktion af variationerne i sugetrykket. Realiseringen af det fulde potentiale kræver noget ”produktudvikling”. I det konkrete tilfælde kan der regnes på tilbagebetalingstiden på mer-investeringen i speed-reguleringsudstyret evt. på basis af beregning af besparelspotentialt som vist ovenfor.

8. Hvorfor der stadig er variationer i sugetrykket på trods af omdrejningstalsregulering

Hvorfor er der ikke opnået et endnu mere jævnt sugetryk ved frekvensregulering af kompressordriften? For at forklare dette er det nødvendigt at beskrive den fysik, som bestemmer sugetrykket, se figur 8.1.



Figur 8.1 Principskitse af kølemiddelflow

Sugetrykket er konstant, hvis flowet af kølemiddel fra kølestederne (fordampet kølemiddel) lige netop modsvares af et tilsvarende flow ”suget” af kompressorerne. Hvis kompressorkapaciteten er lidt for stor, falder trykket, og hvis kompressorkapaciteten er lidt for lav, så stiger trykket. Hvis det producerede kølemiddelflow fra kølestederne er stabilt, så vil omdrejningstals-reguleringen efter relativ kort tid (størrelsesorden 30 sekunder) finde en matchende kompressorkapacitet.

Problemet er blot, at kølemiddelflowet fra kølestederne langt fra er konstant. Temperaturerne på kølestederne reguleres i almindelighed ved en on/off regulering af kølemiddeltilførelsen fra højtryksiden. Hermed kommer der ofte spring i kølemiddelflowet fra kølestederne, hvorved kompressorkapacitetsreguleringen mere eller mindre hele tiden skal tilpasse sig en ny situation.

8.1 Konsekvens

Hvis omdrejningstalsregulering (VLT drift) af kompressorer skal bevirke et endnu mere jævnt sugetryk i forhold til den traditionelle trinregulering, så skal enten flowet af kølemiddel fra kølestederne ændre sig forholdsvis langsomt, og/eller der skal udvikles en mere intelligent og integreret regulering, hvor eksempelvis kølemiddelflowet (ventilstillingerne) fra kølestederne benyttes som feedforward.

Modulerende termostatdrift af kølestederne er en kandidat til skabelse af et mere jævnt ”flowbehov”, men projektets rammer har ikke tilladt at undersøge denne mulighed til bunds.

8.2 Fremtidigt arbejde

Danfoss vil bl. a. arbejde videre med ideen om modulerende termostater samt en optimalt tunet omdrejningstalsregulering (VLT styring) kan skabe et relativt jævnt sugetryk.

Danfoss vil ligeledes overveje at indrage magnetventilernes status i en integret regulering, hvor kølemiddelflowet til kølestederne inddrages i kompressorstyringens regulering af sugetrykket.

Samlet kan siges, at projektets resultater har bidraget til at identificere en problemstilling (det flukturerende flow af kølemiddel fra kølestederne), som der skal tages højde for, førend der kan skabes en tilnærmelsesvis dynamisk overensstemmelse mellem sugetrykket og setpunktet til dette.

9. Referencer

1. Kortlægning af energiforbruget i erhvervslivet. Dansk Energi Analyse A/S, 2000.
2. Danske køledage '96, kompendium - indlæg fra Danfoss A/S, 1996.
3. Danske køledage '99, kompendium - indlæg fra Danfoss A/S, 1999.
4. Optimisation of energy consumption in electrical driven refrigerators, DTU, 1996.