



**AALBORG UNIVERSITY**  
DENMARK

**Aalborg Universitet**

## **Køleanlæg og Varmepumper**

Hyldgård, Carl-Erik

*Publication date:*  
1993

*Document Version*  
Tidlig version også kaldet pre-print

[Link to publication from Aalborg University](#)

*Citation for published version (APA):*  
Hyldgård, C-E. (1993). *Køleanlæg og Varmepumper*. Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitetscenter.

### **General rights**

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal -

### **Take down policy**

If you believe that this document breaches copyright please contact us at [vbn@aub.aau.dk](mailto:vbn@aub.aau.dk) providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

# KØLEANLÆG OG VARMEPUMPER

C. E. Hyldgård

INSTITUTTET FOR BYGNINGSTEKNIK  
AALBORG UNIVERSITETSCENTER  
April, 1993

# INDHOLDSFORTEGNELSE

	Side
<b>Indledning</b>	
<b>1. Det termodynamiske grundlag</b>	1
1.1. Modelprocessen	3
1.2. Effektfaktorer og virkningsgrader	5
<b>2. Kølemidler</b>	10
2.1. De mest anvendte kølemidler	10
2.2. Sikkerhed	11
2.3. Termodynamiske egenskaber	12
2.4. Miljøhensyn	14
2.5. Materialeaggressivitet	15
2.6. Fugtforhold	16
2.7. Forhold til smøreolie	17
<b>3. Kompressorer</b>	19
3.1. Stempelkompressorer	19
3.2. Hermetiske stempelkompressorer	25
3.3. Regulering af stempelkompressorer	25
3.4. Skruekompressorer	30
3.5. Regulering af skruekompressorer	31
3.6. Centrifugalkompressorer	32
3.7. Regulering af centrifugalkompressorer	34
<b>4. Elektromotorer</b>	36
4.1. Den trefasede asynkronmotor	36
4.2. Asynkronmotorens moment og strømforbrug	39
4.3. Asynkronmotorens tilkobling til nettet	39
4.4. Start af asynkronmotoren	41
4.5. Asynkronmotorens virkningsgrad	42
4.6. Regulering af asynkronmotorens omdrejningstal	43
<b>5. Kondensatorer</b>	47
5.1. Den luftkølede kondensator	47
5.2. Den vandkølede kondensator	49
5.3. Fordampningskondensatoren	50
5.4. Økonomiske temperaturdifferenser for kondensatorer	51

<b>12.</b>	<b>Afrimning</b>	82
12.1.	Stilstandsafrimning	82
12.2.	Varmdampafrimning	83
12.3.	Elafrimning	84
12.4.	Start og stop af afrimning	84
<b>13.</b>	<b>Olietilbageføring</b>	85
13.1.	Oliemedrivning	85
13.2.	Olietilbageføring fra oversvømmede fordampere	85
<b>14.</b>	<b>Varmepumper</b>	87
14.1.	Kondenseringsvarmen	88
14.2.	Højtryksdampens overhedningsvarme	89
<b>15.</b>	<b>Absorptionskøleanlæg</b>	91
15.1.	Store absorptionskøleanlæg	91
15.2.	Små absorptionskøleanlæg	93
<b>16.</b>	<b>Vand som kuldebærende medium</b>	96
16.1.	Sænkning af vands frysepunkt	96
16.2.	Følggevirkninger af tilsætningsstoffer	97
<b>17.</b>	<b>Anlægsudformning</b>	105
17.1.	Opdeling af reservemuligheder	105
17.2.	Placering af anlæg	107
<b>18.</b>	<b>Offentlige forskrifter</b>	108
18.1.	Klasseinddeling af lokaler	108
18.2.	De vigtigste regler	109
	<b>Litteratur</b>	110

<b>6.</b>	<b>Fordampere</b>	52
6.1.	Luftkølere	52
6.2.	Væskekøler, tør fordampning	53
6.3.	Væskekøler, oversvømmet fordampere	53
6.4.	Økonomiske temperaturdifferenser for fordampere	54
<b>7.</b>	<b>Ekspansionsventiler</b>	55
7.1.	Den termostatiske ekspansionsventil	55
7.2.	Indregulering af den termostatiske ekspansionsventil	58
7.3.	Niveauregulering i oversvømmet fordampere	59
<b>8.</b>	<b>Hjælpe- og sikkerhedsudstyr</b>	62
8.1.	Olieudskillere	62
8.2.	Skueglas	63
8.3.	Tørrefiltre	63
8.4.	Smudsfiltre	64
8.5.	Afspærringsventiler	64
8.6.	Varmeudvekslere	65
8.7.	Pressostater	66
8.8.	Sikkerhedsventiler	69
<b>9.</b>	<b>Reguleringsudstyr</b>	70
9.1.	Regulering af fordampere ydelse	70
9.2.	Regulering af kondensatorydelsen	73
9.3.	Begrænsning af kompressorens startsugetryk	75
<b>10.</b>	<b>Dimensionering</b>	77
10.1.	Dimensionering af fordampere	77
10.2.	Dimensionering af kompressoren	77
10.3.	Dimensionering af kondensatoren	77
10.4.	Dimensionering af ekspansionsventilen	78
10.5.	Rørdimensionering	78
<b>11.</b>	<b>Totrinskompression</b>	80
11.1.	Totrinskompressorer	80
11.2.	Totrinskompression med mellemkøler	80

## Indledning

Køleanlæg og Varmepumper er beregnet til undervisning af ingeniørstuderende på AUCs byggesektors 6. semester. Der er lagt særlig vægt på anvendelsen af køleanlæg til ventilationsanlæg og på udnyttelse af kondensatorvarmen. Da bogen er en første indføring i emnet, er der lagt vægt på principper i anlæggene, mens mange detaljer er udeladt. Mange praktiske løsninger, som kølemontører skal kende, er ligeledes udeladt, mens der er lagt vægt på vigtige dimensioneringsforudsætninger og hovedprincipper i anlægsudformninger og systemvalg.

Teksten er rettet til af Bodil Jensen, tegninger er rettet til eller udført af Ingrid Christensen.

Aalborg, den 13. april 1993

Carl Erik Hyldgård  
lektor, akademiingeniør

## 1. Det termodynamiske grundlag

Den grundlæggende videnskab for processer med energiomformning og dermed også for varmepumpetekniske procesberegninger er termodynamikken. Derfor må det være på sin plads til indledning at repetere de grundlæggende begreber.

Begrebet energi er i sig selv vanskeligt at definere og dermed også vanskeligt at forstå. Men en af energiformerne, vi umiddelbart kan acceptere, er mekanisk arbejde.

$$\text{arbejde} = \text{kraft} \cdot \text{vej}$$

$$J = N \cdot m$$

Et system siges at besidde energi, hvis det er i stand til at udføre et arbejde ved en eller anden proces, hvor systemet vekselvirker med omgivelserne.

Systemets energi kan have følgende tre former:

indre energi  $E_i$                       J eller J/kg

kinetisk energi  $E_k$                       - - -

Potentiel energi  $E_p$                       - - -

$$E_{\text{tot}} = E_i + E_k + E_p$$

Udføres et arbejde af et system på omgivelserne vil  $E_{\text{tot}}$  formindskes, men det afhænger af processen, hvorledes energiformindskelsen fordeler sig på  $E_i$ ,  $E_k$  og  $E_p$ .

Skal et system udføre et arbejde  $W$ , vil dets tab i total energiindhold  $\Delta E_{\text{tot}}$  næsten altid blive større end  $W$ , idet der i regelen tabes en energi  $Q$  i form af varme til omgivelserne ved processen. Termodynamikkens første hovedsætning siger, at energi ikke kan forsvinde dvs.

$$\Delta E_{\text{tot}} = W + Q$$

Et systems eller stofs tilstand kan beskrives ved følgende tilstandsstørrelser:

$p$  Pa = N/m<sup>2</sup>                      trykket

$T$  C eller K                      temperaturen

$v$  m<sup>3</sup>/kg                      specifikt volumen

$e_i$  J/kg                      specifik indre energi

Denne indre energi  $e_i$  udtrykker den energi, der er bundet i molekylerne indbyrdes bevægelser, og som især afhænger af temperaturen.

Til beskrivelse af termodynamiske processer er det i stedet for  $e_i$  mere praktisk at anvende tilstandsstørrelserne:

$h$  J/kg =  $e_i + p \cdot v$  entalpi

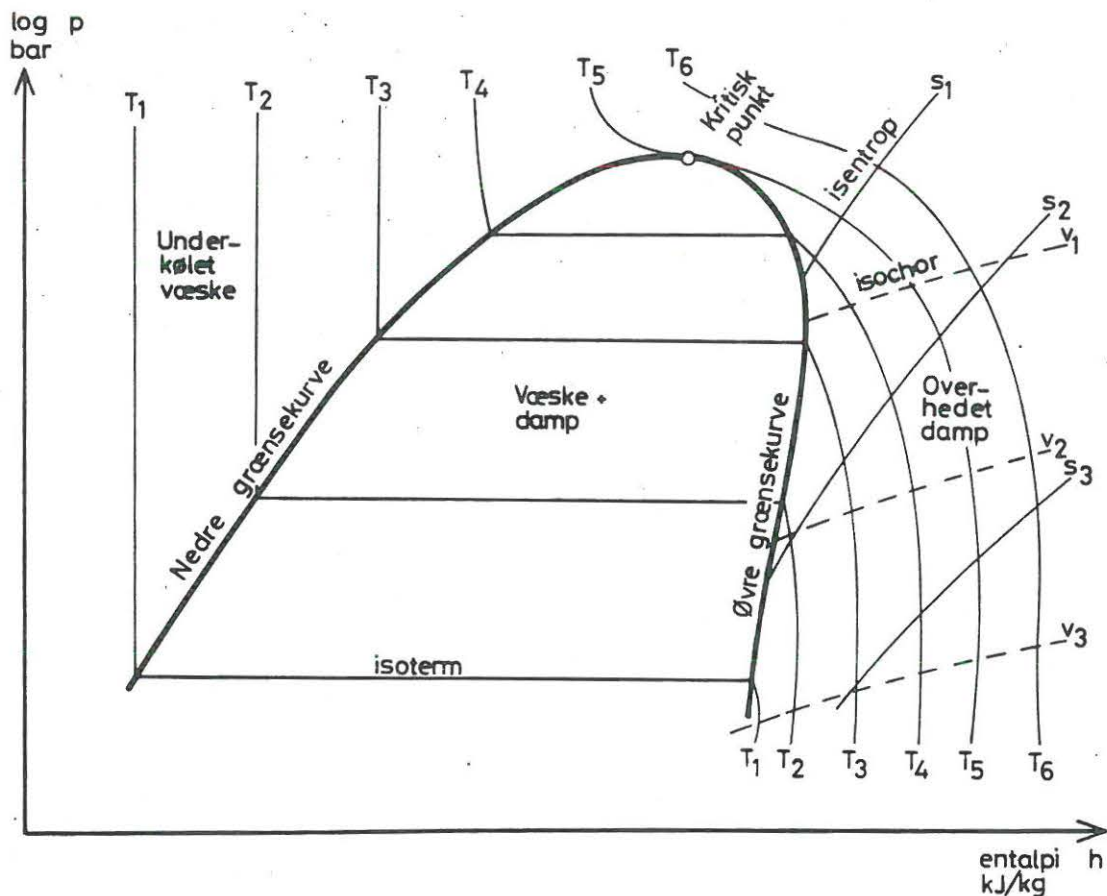
$s$  J/kg K entropi

I varmepumpeprocesser vil der være et arbejdsmedium (kølemiddel), som gennemgår en kredsprozess, hvor tilstandene undervejs kan udtrykkes ved tilstandsstørrelserne. Generelt gælder for enfaseområderne, ren væske eller ren damp, at i et stort variationsområde kan en tilstandsstørrelse udtrykkes som funktion af to andre fx

$v = \text{funkt. (p,T)}$  eller  $h = \text{funkt. (p,v)}$

Det betyder, at alle tilstandsstørrelser i disse områder er bestemt, hvis blot to af dem er fastlagt.

For edb-beregninger af kredsprozess er det nødvendigt at kende analytiske funktionsudtryk for de termodynamiske størrelser. Da disse udtryk er relativt komplicerede, vil de ikke egne sig til manuelle beregninger, hvorfor man i stedet anvender et tilstandsdiagram. Tilstandsdiagrammet er en grafisk fremstilling af det anvendte kølemiddels termodynamiske egenskaber. I diagrammet kan sammenhørende værdier for  $p = \text{tryk}$ ,  $T = \text{temperatur}$ ,  $v = \text{specifikt volumen}$ ,  $H = \text{entalpi}$  og  $s = \text{entropi}$  aflæses. Den form for tilstandsdiagram, der anvendes til beregning af varmepumpekredsprozess, er næsten udelukkende  $h$ - log  $p$ -diagrammet som vist i figur 1.1.



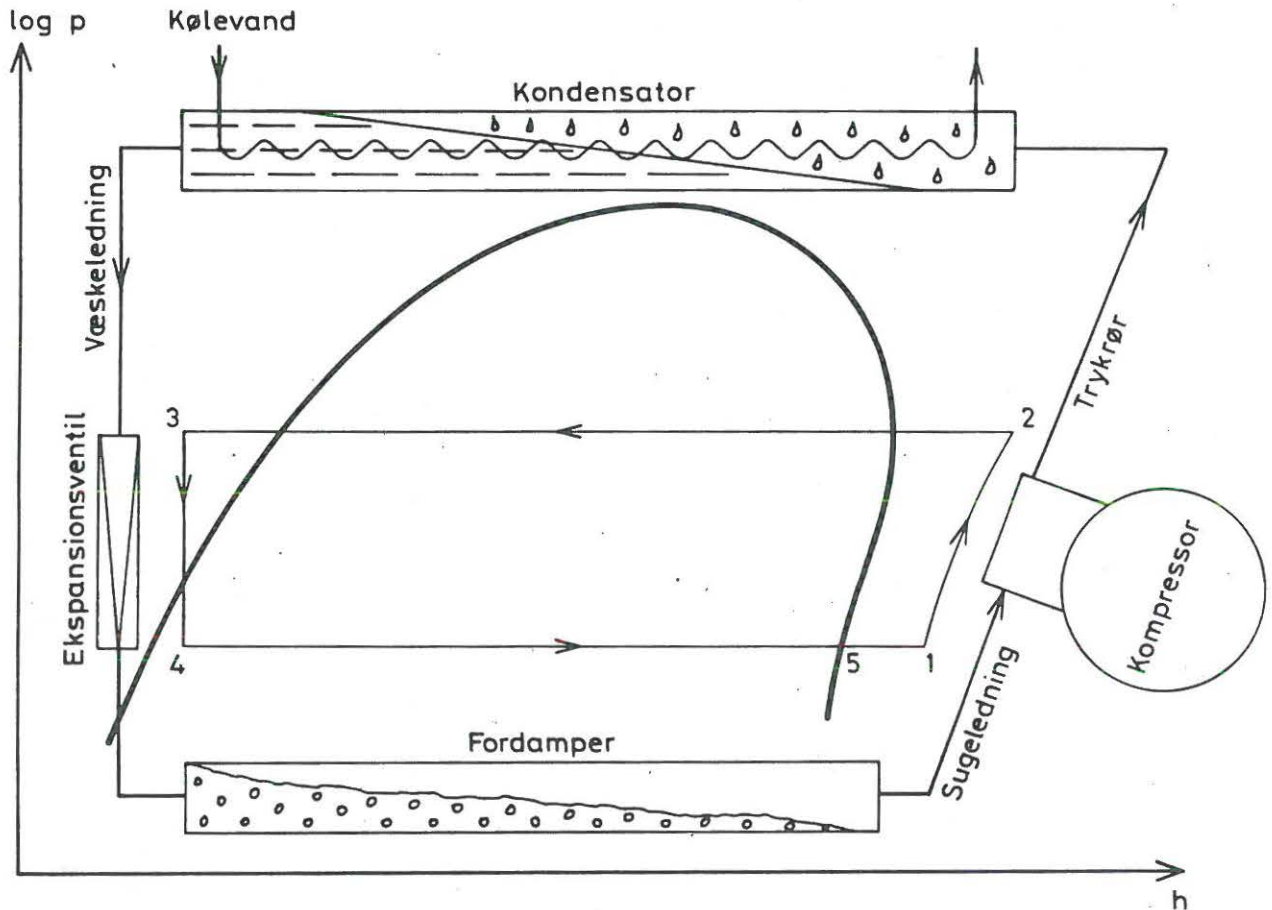
Figur 1.1.  $h$ - log  $p$ -diagram, principskitse



I diagrammet er indtegnet grænsekurven, der adskiller områderne for ren væske, væske + damp og overhededet damp. I området for overhededet damp er indtegnet kurver for konstant specifikt volumen  $v$  m<sup>3</sup>/kg og konstant entropi  $s$  kJ/kg. Grænsekurven mellem væske + damp og overhededet damp kaldes øvre grænsekurve eller mætningskurven. Tilstandene langs øvre grænsekurve er også angivet i en damptryktabel for det aktuelle kølemiddel.

### 1.1. Modelprocessen

På figur 1.2 er vist princippet i en kredsproces. Processen er forenklet for at blive mere overskuelig.



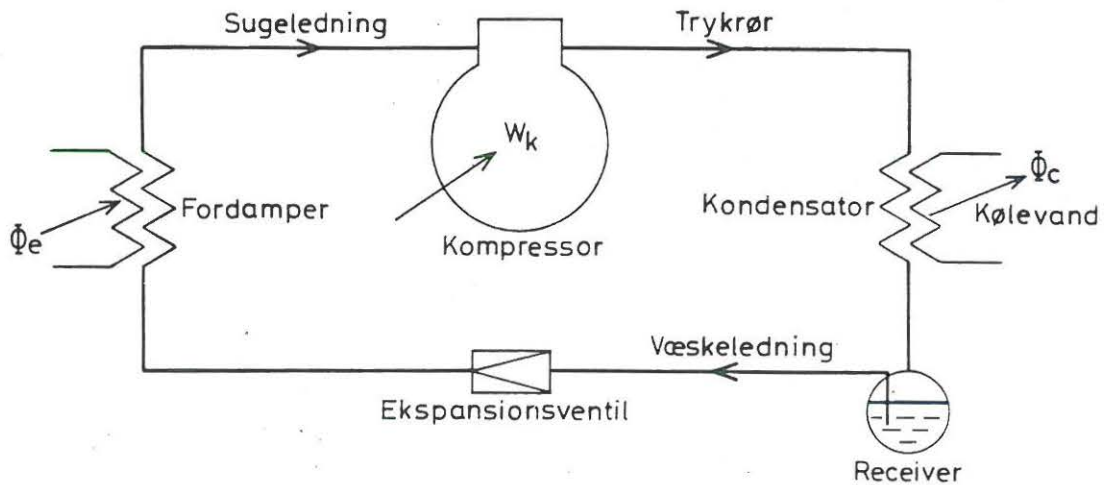
Figur 1.2. Varmepumpekredsprocessen, principskitse.

På figur 1.2 er processerne:

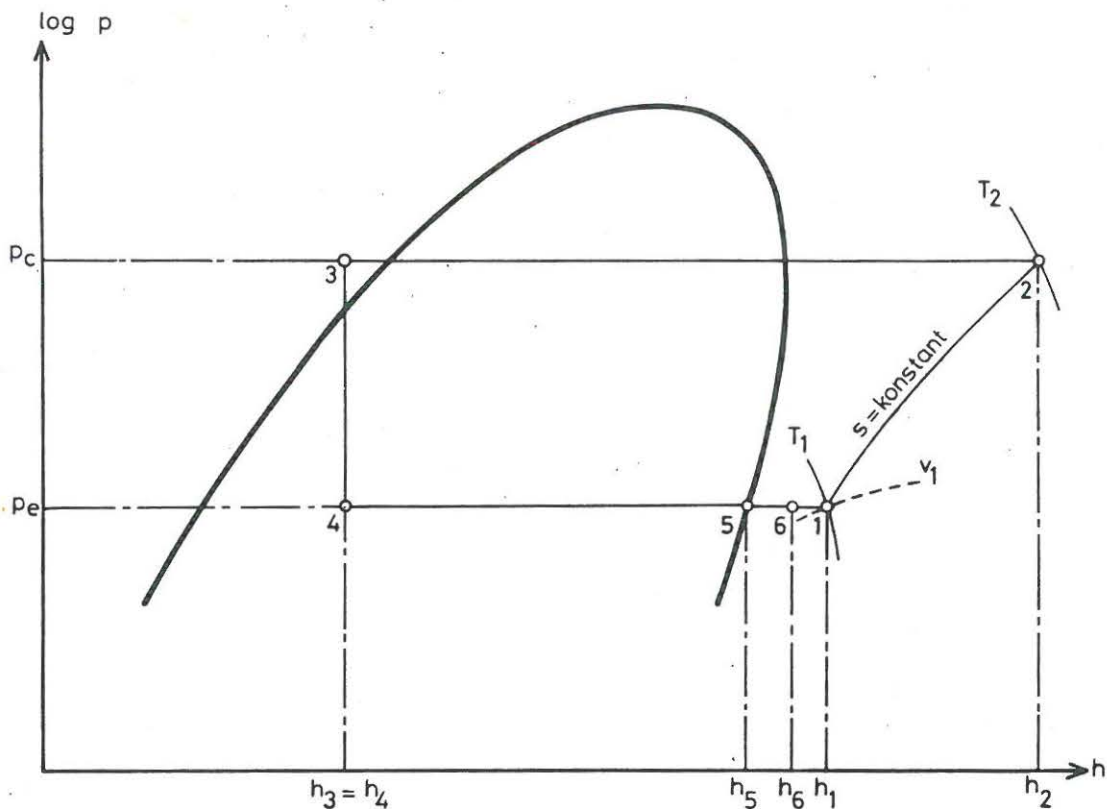
- 1-2: Kompression (tryk- og temperaturstigning)
- 2-3: Overhedning fjernes - kondensering - underkøling
- 3-4: Ekspansion
- 4-5: Fordampning
- 5-1: Overhedning i fordamper og sugerør

Den i figur 1.2 viste principskitse er ikke den normale måde at illustrere en kredsproces på, men skal blot tjene til en lettere forståelse af de i kredsprocessen indgående delprocesser.

Normalt vises kredsprocessens komponenter ved hjælp af signaturer fra Dansk Standard 106.4, som fx figur 1.3 angiver. I figur 1.4 er vist et h- log p-diagram svarende til figur 1.3, men den viste kredsproces er en forenkling og idealisering af den virkelige proces i et varmepumpeanlæg. I en virkelig proces vil trykfaldet i trykrør, kondensator, fordamper og sugeledning have en vis indflydelse, om end denne er ringe for et veldimensioneret varmepumpeanlæg. Idealiseringen af kompressionsprocessen er den alvorligste forenkling, der skal behandles i det følgende. Ved beregninger er det dog sædvanligt at anvende den i figur 1.4 viste kredsproces som beregningsgrundlag. I det følgende vil den forenklede proces blive kaldt modelprocessen.



Figur 1.3. Modelprocessens hovedkomponenter.



Figur 1.4. Modelproces.

På figur 1.4 er:

- 1-2: Isentropisk kompression
- 2-3: Køling af damp, kondensering og underkøling af væske
- 3-4: Ekspansion
- 4-5: Fordampning
- 5-6: Overhedning i fordamper
- 6-1: Overhedning i sugeledning og eventuelt i varmeveksler

Modelprocessen er fastlagt, når følgende størrelser er givne:

Kondenseringstrykket  $p_c$  eller kondenseringstemperaturen  $T_c$ .

Fordampningstrykket  $p_e$  eller fordampningstemperaturen  $T_e$ .

Underkølingen  $\Delta T_{uk}$

Overhedningen  $\Delta T_{oh}$

forudsat at trykfald i trykrør, kondensator, fordamper og sugeledning antages at være forsvindende.

## 1.2. Effektfaktorer og virkningsgrader

For modelprocessen kan defineres en teoretisk effektfaktor:

$$\varepsilon_{th,k} = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_{komp.}} = \frac{h_6 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{køleformål})$$

$$\varepsilon_{th,v} = \frac{\Delta h_c}{\Delta h_{komp.}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (\text{varmeformål})$$

Er kølemiddelstrømmen =  $m$ (kg/s), må følgende gælde:

$$\text{Fordampereffekten } \Phi_e = m(h_6 - h_4) \quad (\text{kW})$$

$$\text{Kondensatoreffekten } \Phi_c = m(h_2 - h_3) \quad (\text{kW})$$

$$\text{Det isentropiske kompressorarbejde } W_{k,is} = m(h_2 - h_1) \quad (\text{kW})$$

hvor det isentropiske kompressorarbejde er den effekt, der kræves til en reversibel, adiabatisk kompression fra punkt 1 til 2.

Men en kompression kan i virkeligheden aldrig være reversibel og adiabatisk. På figur 1.5 er vist, hvorledes en normal kompression ser ud.

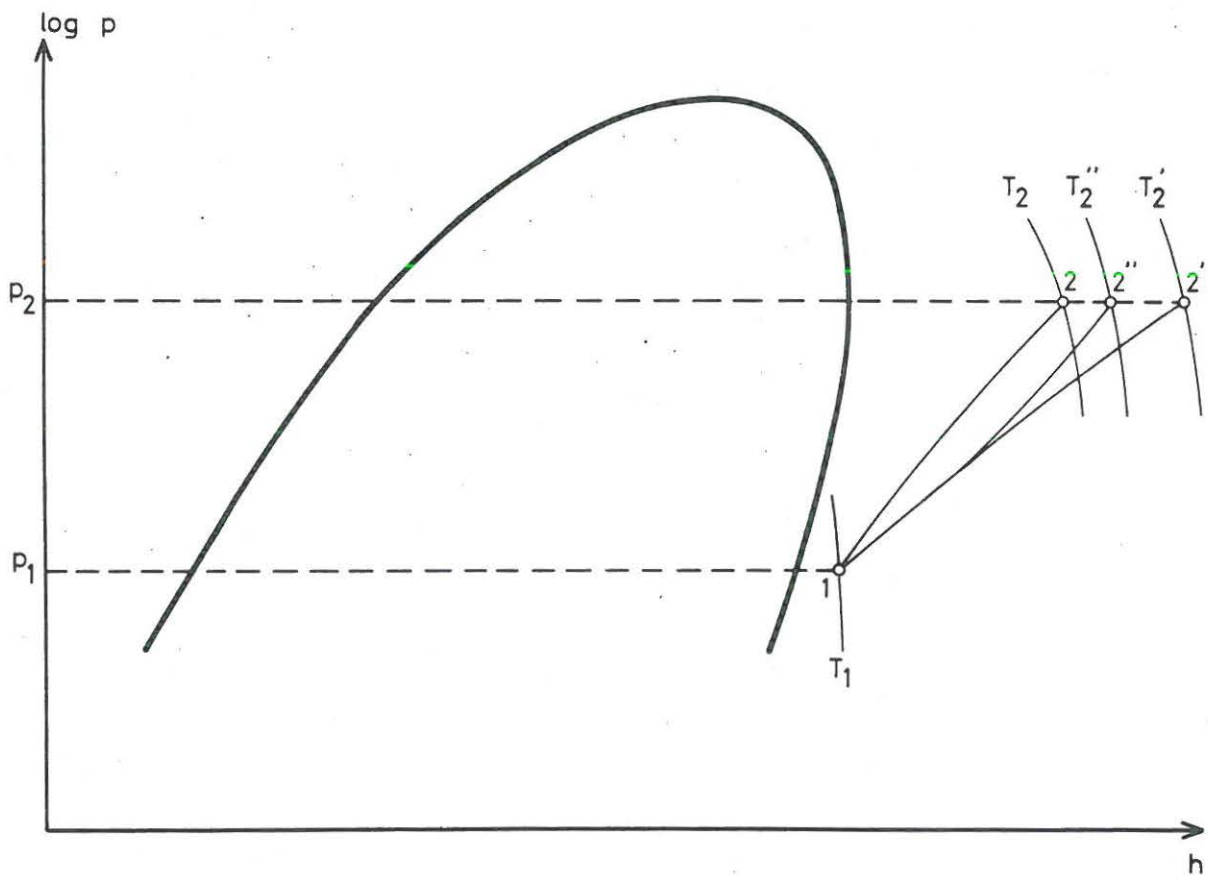
Er det virkelige arbejde, der skal udføres på kompressorakselen  $W_k$ , defineres den isentropiske virkningsgrad for kompressionen som:

$$\eta_{is} = \frac{W_{k,is}}{W_k} = \frac{m(h_2 - h_1)}{W_k}$$

De virkelige effektfaktorer for et varmepumpeanlæg vil derfor blive:

$$\varepsilon_k = \eta_{is} \cdot \varepsilon_{th,k} = \eta_{is} \frac{h_6 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{køleformål})$$

$$\varepsilon_v = \eta_{is} \cdot \varepsilon_{th,v} = \eta_{is} \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (\text{varmeformål})$$



Figur 1.5. Kompressionsprocesser.

På figur 1.5 er:

- 1-2: Isentropisk kompression
- 1-2': Irreversibel adiabatisk kompression
- 1-2'': Irreversibel kompression med køling af kompressoren

Bortset fra førømtalte tryktab og dertil uønsket varmeveksling med omgivelserne.

Ofte benyttes i stedet Carnoteffektfaktorer og Carnotvirkningsgrader. Derfor skal disse størrelser også anføres her.

$$\varepsilon_{c,k} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (\text{køleformål})$$

$$\varepsilon_{c,v} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (\text{varmeformål})$$

Også her benyttes en virkningsgrad for at komme til de praktiske effektfaktorer. Denne virkningsgrad benævnes Carnotvirkningsgraden  $\eta_c$ . Således er:

$$\varepsilon_k = \eta_c \cdot \varepsilon_{c,k} = \eta_c \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (\text{køleformål})$$

$$\varepsilon_v = \eta_c \cdot \varepsilon_{c,v} = \eta_c \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (\text{varmeformål})$$

### Eksempel 1.1

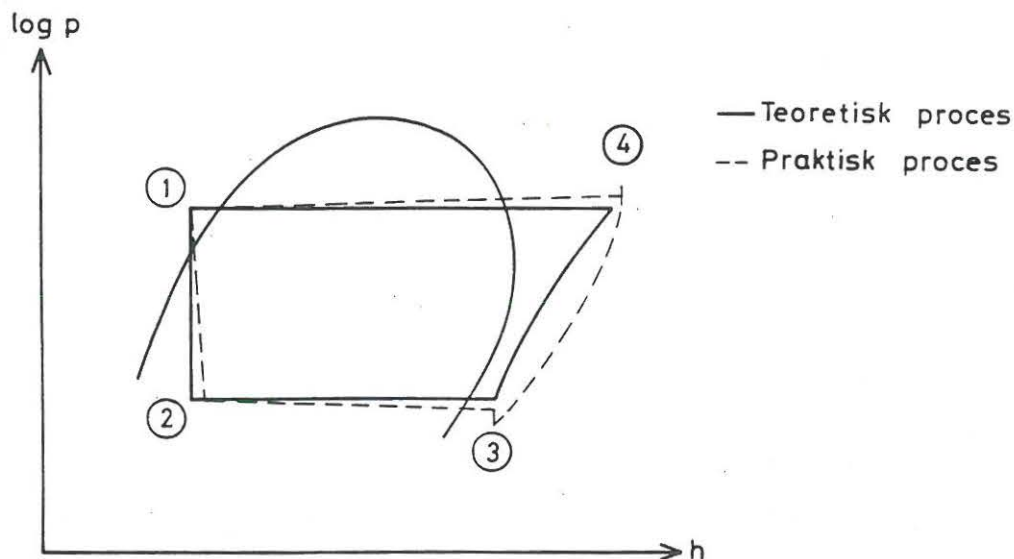
Et køleanlæg med R22 har følgende driftstilstand:

Fordampningstemperatur:	-30 C
Overhedning i fordamper:	10 C
Overhedning i alt:	20 C
Kondenseringstemperatur:	40 C
Underkøling:	20 C

- Beregn den teoretiske effektfaktor  $\varepsilon_{is}$  for anlægget.
- Beregn Carnoteffektfaktorer  $\varepsilon_c$  for anlægget.
- Beregn den praktiske effektfaktor for anlægget, hvis den isentropiske virkningsgrad  $\eta_{is} = 0,6$  og Carnotvirkningsgraden  $\eta_c = 0,52$ .

-----

I praksis er der desværre flere tab end de hidtil beskrevne, som bevirker en lavere effektfaktor end ventet for anlægget. På figur 6 ses en teoretisk proces som tidligere beskrevet og et eksempel på, hvordan den tilsvarende praktiske proces kan se ud, når trykfaldet over ekspansionsventilen forudsættes at være den samme, og når de øvrige tryktab for tydelighedens skyld overdrives.



Figur 1.6. Eksempel på teoretisk og praktisk proces.

I den praktiske proces vil der ske følgende med start i punkt 1:

Under ekspansionen vil ekspansionsventilen og de tilsluttede rør modtage nogen varme fra omgivelserne, hvis fordampningstemperaturen er lavere end omgivelsestemperaturen, hvorved punkt 2 rykker lidt til højre.

I fordamperen vil der være et lille trykfald, hvorved trykket i sugeledningen til kompressorer bliver lidt lavere.

I selve kompressoren vil der desuden uanset kompressortype altid være et tryktab i indsugningen. For eksempel for en stempelkompressor vil der nødvendigvis være et trykfald over sugeventilerne, der jo er fjederbelastede, og som kræver et vist lille trykfald for at åbne. Under sugelaget vil der desuden være accelerations- og strømningstab især gennem sugeventilerne. Herved bliver punkt 3 forskudt yderligere nedad.

Under kompressionen vil kølemiddeldampene i begyndelsen blive opvarmet af kompressoren, hvorved processen rykker mod højre i diagrammet. Mod slutningen af kompressionen vil dampene omvendt blive afkølet af kompressoren, hvorfor kompressionsprocessen bliver omtrent som vist. Men når de komprimerede dampe skal forlade kompressoren, kan et lille trykfald gennem trykventilerne ikke undgås, hvorfor punkt 4 ligger som vist.

I kondensatoren vil der ligesom i fordamperen være et mindre trykfald, hvorfor kondenseringen bliver svagt hældende som vist.

Alle disse tryktab m.m. vil bevirke, at den praktiske effektfaktor bliver lavere end beregnet, idet kompressorarbejdet vil stige og fordamperydelsen falde i forhold til den teoretiske proces. Hvis man derfor ikke under dimensioneringen af et anlæg sørger for, at tryktabene i rør, ventiler og andre komponenter bliver lave i forhold til trykkene i anlægget, vil den praktiske effektfaktor falde.

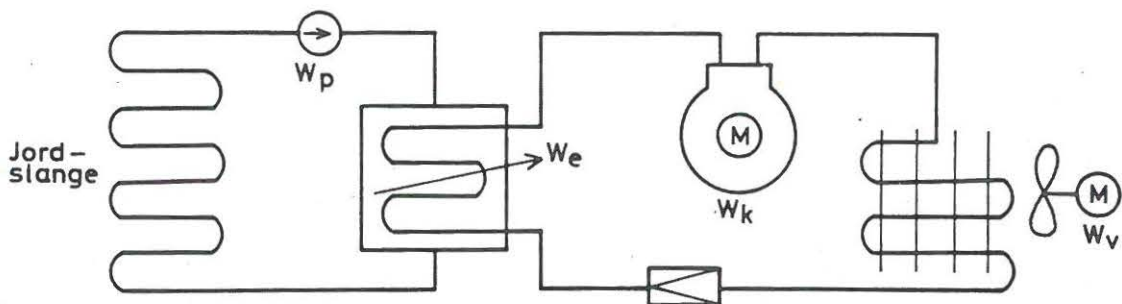
### Eksempel 1.2

I eksempel 1.1 er der ikke regnet med tryktab i rør, kondensator, fordamper m.v. Hvor mange % ville det isentropiske kompressionsarbejde stige i et R22-anlæg, når der som det er sædvanen regnes med følgende tryktab:

i fordamper	0,1 bar
i sugeledning	0,1 bar
i starttrykregulator	0,14 bar
i trykledning	0,1 bar
i kondensator	0,1 bar

-----

Ved et praktisk varmepumpeanlæg skal man desuden huske at tage motorvirkningsgrader og alt hjælpeudstyr fx cirkulationspumper, ventilatorer osv. med i beregningerne. Og om de enkelte bidrag skal medregnes eller ikke afhænger af, om formålet er køling eller opvarmning. På figur 1.7 ses et eksempel på et varmepumpeanlæg, hvor jordvarme benyttes til at opvarme luft.



Figur 1.7. Jord til luft varmepumpe.

Med de på figur 1.7 angivne tilførte effekter vil den praktiske effektfaktor blive

$$\varepsilon_{p,v} = \frac{W_e + W_k + W_v}{W_k + W_p + W_v + W_{div}}$$

idet der med  $W_{div}$  tænkes på styringsudstyr, måleudstyr m.v.

## 2. Kølemidler

Afgørende for, om et stof egner sig som kølemiddel, er især dets termodynamiske egenskaber og blandt disse i særdeleshed damptrykket ved de temperaturer, der bliver aktuelle i anlægget. Normalt må der helst ikke være undertryk i forhold til atmosfæren noget sted i anlægget, idet en utæthed så er meget vanskelig at spore, og indtrængende luft og vanddamp vil sætte anlægget ud af drift. Det laveste tryk i et anlæg forekommer normalt i fordamperen. På højtryksiden i et anlæg ønskes der på den anden side ikke alt for høje tryk, da disse vil medføre dyrere rør og andre komponenter.

Men også andre faktorer kan være afgørende for, om et stof egner sig som kølemiddel. Sikkerheden, miljøhensyn, aggresivitet over for anlægsdele, forhold til vand og smøreolie er faktorer, der kan være afgørende for valg af kølemiddel.

### 2.1 De mest anvendte kølemidler

Et af de mest kendte kølemidler er ammoniak,  $\text{NH}_3$ . Ammoniak har en lang række termodynamiske og andre fordele, men har den ulempe, at det er giftigt. Derfor bliver det mest anvendt i lidt større anlæg, hvor der kan være god kontrol med eventuelle udslip.

Andre traditionelle kølemidler er stoffer, der er afledt af kulbrinterne metan  $\text{CH}_4$  og ethan  $\text{C}_2\text{H}_6$  ved substitution af brintatomer med halogenerne flour og chlor. Disse stoffer betegnes derfor også som halogenkølemidler eller CFC gasser. Der findes mere end en snes af disse stoffer, men her skal kun medtages de for køleanlæg og varmepumper mest anvendte.

Efter ISO standard betegnes kølemidlerne med et R efterfulgt af tre cifre.

Første ciffer angiver antallet af kulstofatomer -1, andet ciffer antal hydrogenatomer +1 og tredje ciffer antallet af flouratomer. Et nul på første plads skrives ikke, hvorfor de kølemidler der er afledt af metan  $\text{CH}_4$  kun får et tocifret nummer. Antallet af chloratomer angives ikke direkte, men følger af at summen af hydrogen-, flour- og chloratomer skal svare til det oprindelige antal af hydrogenatomer.

I tabel 2.1 er angivet de mest anvendte kølemidler og deres vigtigste termodynamiske egenskaber.



Køle- middel nr.	Kemisk navn	Kemisk formel	Mole- kyl- vægt	Koge- punkt ved 1 bar  C	Fryse- punkt  C	Kritisk abso- lut tryk bar	Abs. damp- tryk ved 40 C bar
R 12	Dichlor- diflour- methan	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	120,9	-29,8	-158	41,2	9,58
R 22	Chlordi- flourme- than	$\text{CHClF}_2$	86,5	-40,8	-160	49,3	15,5
R 113	Trichlor- triflour- methan	$\text{C}_2\text{Cl}_3\text{F}_3$	187,4	47,7	-35	34,1	0,78
R 114	Dichlor- tetra- floure- than	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$	170,9	3,5	-94	32,8	3,34
R 134a	Tetra- flour- ethan	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	102,0	-27		40	10
$\text{NH}_3$	Ammoni- ak	$\text{NH}_3$	17	-33,3	-77,9	113	15,5

Tabel 2.1 De mest anvendte kølemidlers fysiske egenskaber

Foruden de rene stoffer benyttes også blandinger af kølemidler, der kan danne azeotropiske blandinger, det vil sige blandinger der ikke ændrer sammensætning undervejs i køleanlægget. Blandingskølemidler nummereres fortløbende begyndende med 500.

De tidligere mest anvendte kølemidler har været ammoniak, R12, R22, R113, R114 og blandinger. Men efter opdagelsen af halogenkølemidlers nedbrydning af ozonlaget i atmosfæren er det nye kølemiddel R 134a fremkommet, og flere vil givet blive udviklet til afløsning af de ozonnedbrydende kølemidler.

## 2.2 Sikkerhed

Halogenkølemidlerne er helt ugiftige og kan normalt ikke lugtes. De er også ubrændbare og altså heller ikke eksplosive uanset blandingsforhold med ilt. Derfor kan køleanlæg, der anvender freonkølemidler, udføres med meget ringe risiko for mennesker og dyr. Kun hvis kølemiddelfyldningen i anlægget, det vil sige den totale mængde kølemiddel der er påfyldt anlægget, giver fare for fortrængning af ilten i tilstødende rum ved en pludselig opstået stor utæthed, er der risiko for kvælning. Derfor er der sat grænser for, hvor store anlæggene må

være, når de anbringes i beboede rum, i kælderrum og i særskilte bygninger.

Kun i een henseende kan halogenkølemidlerne medføre en risiko for forgiftning. Ved brug af åben ild kan flammen spalte kølemidlerne, så der dannes frit chlor, fosgen, chlorbrinter og flourbrinter. Derfor må kølemontører ikke ryge.

Ammoniak er et meget giftigt stof. En koncentration på 0,5 volumenprocent kan være dødelig på få minutter. Heldigvis er det sådan, at ammoniak kan lugtes ved langt lavere koncentrationer, så at forgiftning normalt kan undgås. Men netop den stærke karakteristiske lugt kan så til gengæld give anledning til panikreaktioner, hvis ammoniakken slipper ud i lokaler med mange mennesker.

Ammoniak kan sammen med luft i visse koncentrationer danne en eksplosiv blanding. Hertil kræves dog langt højere koncentration af ammoniak end hvad der er farligt for mennesker, og der kræves høje temperaturer for at spalte ammoniakken i kvælstof og brint.

Når ammoniak trods sin giftighed anvendes i stor udstrækning til køleanlæg især i industrien, til køleformål i slagterier kølehuse m.v., skyldes det ammoniakkens fremragende termodynamiske og andre egenskaber sammenlignet med andre kølemidler. Desuden er ammoniak meget billigt sammenlignet med andre kølemidler, men dette er normalt ikke afgørende for valg af kølemiddel.

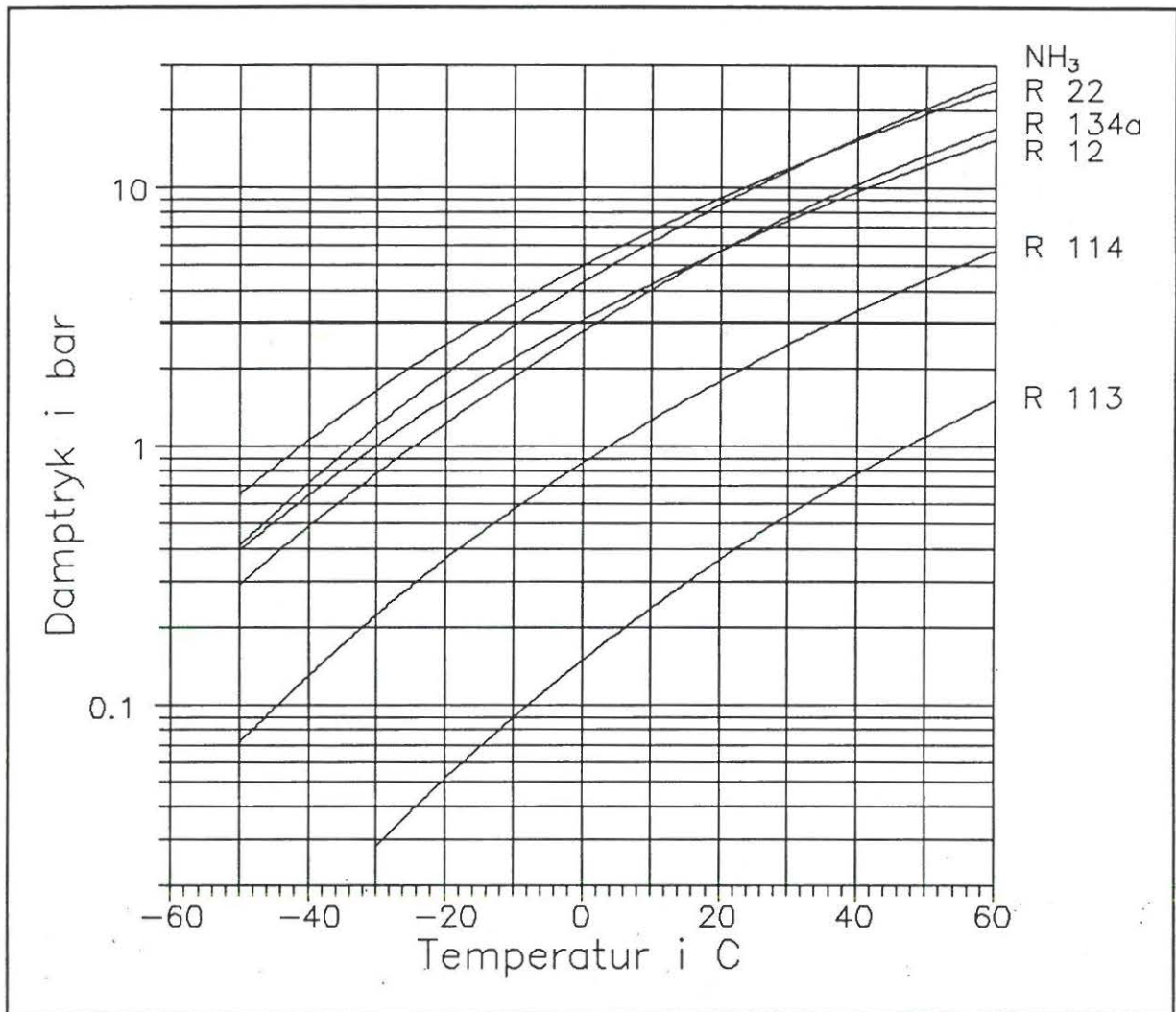
### 2.3 Termodynamiske egenskaber

Den vigtigste termodynamiske egenskab ved kølemidler er damptrykket ved de temperaturer, der anvendes i et køle- eller varmepumpeanlæg. Som tidligere nævnt ønsker man ikke undertryk i forhold til den omgivende atmosfære noget sted i anlægget, fordi en lille utæthed så vil medføre indsivning af fugtig luft. Luften vil kraftigt reducere anlæggets effektfaktor, og luftens indhold af vanddamp vil efter at have mættet anlæggets tørrefiltre udskilles og fryse i ekspansionsventilen med det resultat, at anlægget stoppes helt. På den anden side er det heller ikke ønskeligt med alt for høje tryk i anlægget, da dette medfører dyrere konstruktioner. De fordampnings- og kondenseringstemperaturer anlægget skal køre med har derfor en væsentlig indflydelse på valget af køleanlæg.

På figur 2.1 ses damptrykkurver for forskellige kølemidler.

Af damptrykkurverne fremgår, hvilke kølemidler man helst skal vælge til fryseformål og køleformål m.v., når man ønsker overtryk overalt i anlægget, d.v.s. mindst 1 bar. Det ses, at ammoniak, R 12, R22 og det nye R134a er velegnet til de fleste køle- og fryseformål ud fra en trykvurdering alene. Men andre forhold kan gøre sig gældende og blive afgørende for valg af kølemiddel, herom følger mere senere under de følgende afsnit.

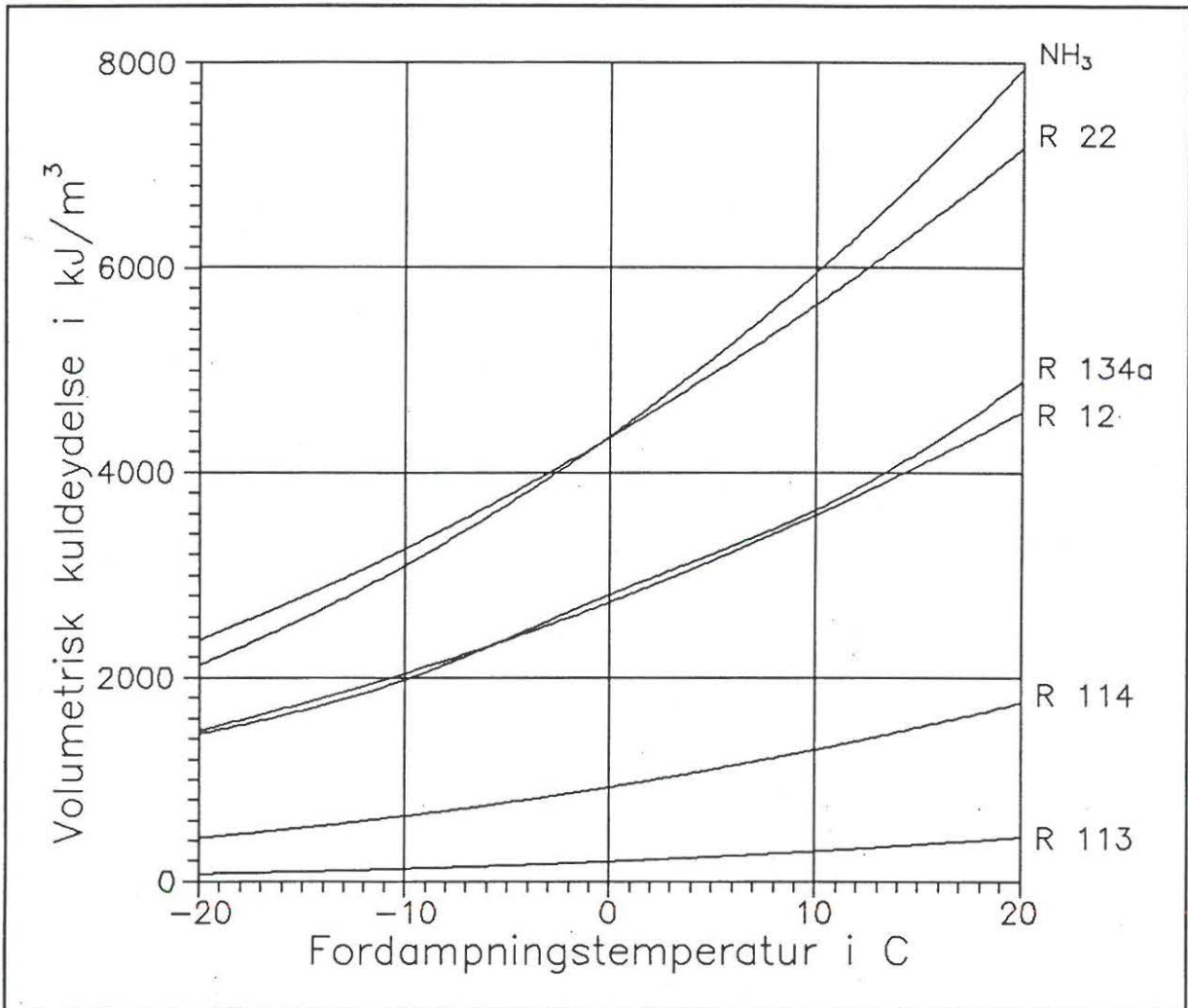
En anden vigtig termodynamisk faktor ved et kølemiddel er fordampningsvarmen. Denne kan for eksempel være angivet i kJ/kg og vil afhænge af temperaturen. Men da kompressoren normalt er den dyreste del af et køle- eller varmepumpeanlæg, og da en given kompressor insuger et vist volumen pr. tidsenhed, er kompressorstørrelsen og dermed prisen direkte afhængig af den såkaldte volumetriske kuldeydelse. Denne er lig fordamperydelsen i kJ/kg delt med det specifikke volumen i kompressorens indsugningstilstand målt i m<sup>3</sup>/kg. Den



Figur 2.1 Damptryk for kølemidler

specifikke kuldeydelse vil dermed afhænge af kondenseringstemperaturen, underafkøling, overhedning m.m. Ses der bort herfra og tages i stedet fordampningsvarmen ved en given temperatur delt med det specifikke volumen for mættet damp, d.v.s. ved den øvre grænsekurve ved samme temperatur, fås kurver som vist i figur 2.2.

Som det fremgår af figur 2.2 har ammoniak og R 22 en meget høj volumetrisk kuldeydelse, hvorfor disse kølemidler normalt anvendes til lidt større køleanlæg. R 12 har en noget lavere kuldeydelse og anvendes derfor til små anlæg som køleskabe og hjemmefrysere, hvor kompressoren er vanskelig at fremstille mindre. R 12 vil i de kommende år blive erstattet af R 134a på grund af den ozonnedbrydende virkning for R 12. R 113 og R114 ses at have en meget lav volumetrisk kuldeydelse, hvilket gør disse kølemidler uegnede til stempelkompressor-anlæg. De er da også udviklet til anvendelse især i centrifugalkompressor-anlæg, hvor det kan være vanskeligt at fremstille kompressorerne tilstrækkeligt små. Desuden betyder disse kølemidlers store molekylvægt i forhold til f. eks. ammoniak, som fremgår af tabel 2.1, at hvor ammoniak skulle komprimeres i 6-8 trin, vil man kunne nøjes med 1-2 kompressortrin for R 113 og R114. Dette er så stor en fordel, at man ser stort på, at der er undertryk i en del af sådanne anlæg, hvilket ses af figur 2.1.



Figur 2.2 Volumetrisk kuldeydelse for kølemedler

I bilag er vedlagt h-logp diagrammer og damptabeller for forskellige kølemedler.

## 2.4 Miljøhensyn

I september 1987 underskrev 46 nationer den såkaldte "Montreal Protokol". Dette skete under "United Nations Environment Programme."

Montreal Protokollen har til formål at gennemføre foranstaltninger til bevarelse af stratosfærens ozonlag gennem begrænsning af produktion og forbrug af chlorflourcarbons (CFC).

Som foreløbige mål fastlægger Montreal Protokollen følgende maksimale belastning af ozonlaget:

Medio 1989:	som 1986 niveau
Medio 1993:	80% af 1986 niveau
Medio 1998:	50% af 1986 niveau

Protokollen omfatter R11, R 12, R 113, R 114, R115 samt halonerne 1211, 1301 og 2402.

Den indbyrdes regulering af mængderne af de implicerede stoffer skal ske på baggrund af deres relative indflydelse på ozonlaget, det såkaldte Ozone Depleting Potential (ODP). Nogle eksempler herpå er:

<u>Kølemiddel</u>	<u>ODP</u>
R 12	1.0
R 22	0.05
R 113	?
R 114	?
R 115	0.6
R 134a	0
NH3	0

Montreal protokollen vil sandsynligvis blive strammet op tidsmæssigt ved nye internationale aftaler, og kan naturligvis også strammes ved de nødvendige nationale bestemmelser.

I Danmark har miljøministeren ved en bekendtgørelse nr. 28 af 19. januar 1990 forbudt anvendelse af R 11, R 12, R 113, R 114 og R 115 ved fremstilling af nye anlæg. For at give tid til udvikling og omstilling til nye kølemidler er der givet dispensation til 1. februar 1998 for køleanlæg og varmepumpers vedkommende, mens f. eks. de nævnte stoffer ikke må anvendes som drivmidler i spraydåser efter 1. februar 1990. En række andre tidsfrister for andre anvendelser kan ses i cirkulæret.

Andre lande har fastsat andre nationale bestemmelser. Sverige har sat sidste frist for anvendelse til 1995. I Tyskland er der, så vidt det vides nu, vedtaget en lov, der forbyder anvendelse i køleanlæg med kølemiddelfyldning over 0.5 kg efter 1. januar 1992. Den tyske lov omfatter oven i købet bestemmelse om, at R 22 ikke må anvendes i fyldningsmængde over 5 kg pr. køleanlæg installeret efter 1. januar 1992, mens totalforbud indtræder 1. januar 1998.

De nationale bestemmelser har medført en hektisk aktivitet i kølemiddelindustrien for at finde nye kølemidler til afløsning af de ozonnedbrydende midler. Inden nye midler tages i brug, vil man selvsagt gerne sikre sig bedst muligt mod nye ubehagelige overraskelser i fremtiden. Ud over ozonnedbrydningseffekten lægges der også vægt på drivhuseffekten, hvor f. eks. R134a har  $GWP=0.26$  sammenlignet med R 12 med  $GWP=3.1$ .

Det bemærkes, at ammoniak ikke har nogen kendt negativ virkning på miljøet, og at man næppe heller i fremtiden vil finde nogen, da ammoniak findes i stor udstrækning i naturen i forvejen.

Da huller i ozonlaget er blevet stedse hyppigere, og da de negative virkninger heraf viser sig mere og mere tydeligt, kan det forventes, at de internationale aftaler og de nationale bestemmelser bliver strammet, efterhånden som udvikling af erstatningsstoffer gør det muligt.

## 2.5 Materialeaggressivitet

Halogenkølemidlerne angriber ingen af de til køleanlæg normalt anvendte metaller som stål, støbejern, kobber, messing og aluminium. Men hvad angår pakningsmaterialer er der grund

til at vælge med omhu. Halogenkølemidlerne er nemlig gode opløsningsmidler og angriber de fleste former for gummi. I nogle tilfælde sker der en kvælning af gummiet d.v.s. en langsom omdannelse hvorved gummiet bliver hårdt og revner, i nogle tilfælde vil gummi simpelthen opløses. Generelt er halogenkølemidler med højt flourindhold mindst aggressive, mens et stort indhold af brint og chloratomer i kølemedlet gør det mere aggressivt. Der findes pakningsmaterialer, der er egnede til de forskellige halogenkølemidler, f. eks. kan kobberpakninger altid bruges i alle halogenanlæg, men også visse plastmaterialer er brugbare.

Ammoniak i forbindelse med lidt vand angriber aluminium, kobber, messing og andre kobberlegeringer. Disse metaller kan derfor ikke bruges i ammoniakkøleanlæg. I stedet anvendes stål og støbejern til ammoniakanlæg. Hvad angår pakninger kan gummi anvendes, men derimod selvsagt ikke pakninger af aluminium, kobber eller kobberlegeringer.

## 2.6 Fugtforhold

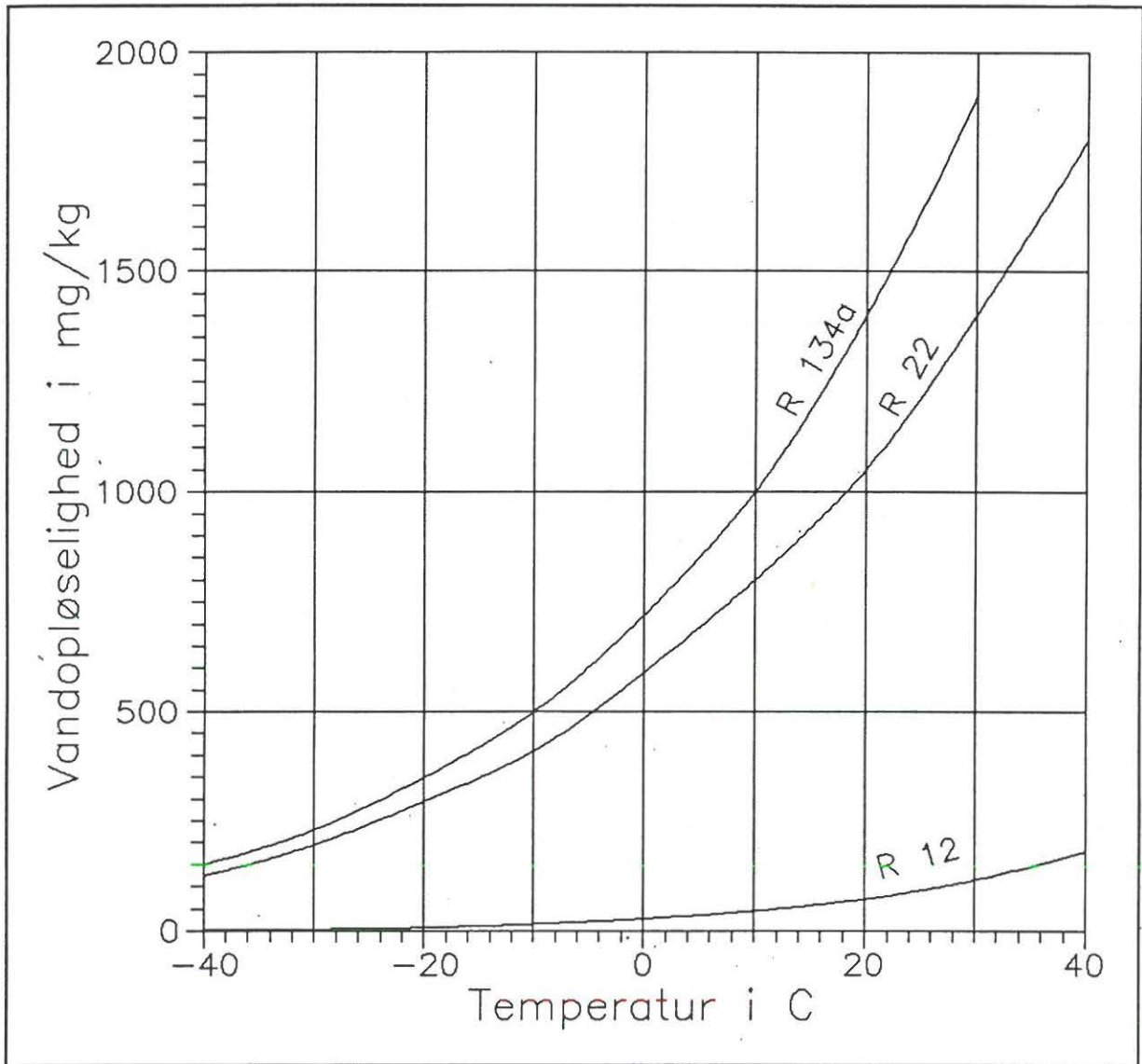
Ammoniak og vand kan blandes i alle forhold. Det betyder, at små mængder fugt i ammoniakanlæg ikke volder problemer direkte. Af hensyn til fugtens påvirkning på smøreolien i systemet vil man alligevel sørge for at få så små fugtmængder som muligt ind i anlægget, når dette opbygges, ligesom tørrefiltre indsættes til at fjerne den sidste rest af fugt.

Halogenkølemidlerne kan kun opløse meget lidt vand. Desuden afhænger den opløselige vandmængde af temperaturen, som det fremgår af figur 2.3, hvor vandopløseligheden for nogle halogenkølemidler er vist.

Af figur 2.3 ses, at vandopløseligheden er lille for R 22 og R 134a, men meget lille for R 12. Det fremgår også, at vandopløseligheden er mindst ved lave temperaturer. Dette betyder, at hvis der er mere vand i anlægget end det der svarer til vandopløseligheden ved den lavest forekommende temperatur, så vil den overskydende vandmængde udskilles ved denne temperatur, og det vil normalt være i ekspansionsventilen, hvor vandet vil fryse til is, hvis temperaturen er mindre end 0 C. Resultatet vil altså være et anlægsstop.

Værre end denne form for anlægsstop er dog, at fugtighed i kølemiddeldampen ved de temperaturer, der findes i kompressoren, kan forårsage en nedbrydning af kølemedlet og smøreolien, så der dannes aggressive forbindelser. Disse er særligt farlige for hermetiske kompressorer, hvor kølemiddeldampen har fri adgang til de varme motorviklinger. Der kan så foregå en korrosion af isolationslakken på viklingerne, som efterhånden kortsluttes. Dette er særligt ubehageligt, fordi man normalt ikke opdager det. Motoren kører nemlig videre, som om intet var galt, den trækker bare efterhånden mere og mere strøm indtil en termosikring eller motorværnet stopper den. Men da motorværn og termosikringer nødvendigvis må være stillet en hel del højere end den normale driftstilstand for at anlægget kan startes op, er der ikke noget til hinder for, at motoren f.eks. kan trække det dobbelte af den normale driftsstrøm uden det opdages. Det kan derfor være en god ting at udstyre en kompressormotor med et ampere- eller wattmeter, så man har mulighed for en gang imellem at teste forbruget.

Når der anvendes halogenkølemidler er det derfor uhyre vigtigt, at anlægget er grundigt tørret, før kølemedlet sættes på. Desuden monteres altid tørrefiltre, der kan fjerne den sidste



Figur 2.3 Vandopløselighed for nogle halogenkølemidler

fugtighed. I tørrefiltrene kan der desuden være et skueglas, som røber, hvis der senere trænger fugt ind i anlægget, som overstiger tørrefiltrets kapacitet.

## 2.7 Forhold til smøreolie

I anlæg med stempel- og skruekompressorer kommer kølemidlet i nærkontakt med smøreolien. Derfor kan det ikke forhindres, at der føres små mængder smøreolie med rundt i anlægget. Kølemidlets forhold til smøreolien er altså af væsentlig betydning både for valg af smøreolie og for anlægsudformningen.

Ammoniak giver de mindste problemer med smøreolien, fordi ammoniak kun opløses i meget små mængder i smøreolie, hvilket betyder at oliens viscositet og smørende egenskaber ikke påvirkes nævneværdigt. En olieudskiller i trykrøret vil kunne tilbageholde langt det meste olie, og den smule, der transporteres med ud i anlægget vil samle sig på bunden af fordamper, kondensator og receiver, da olien er tungere end ammoniak-væsken. Herfra kan den med passende mellemrum f. eks. 4 gange om året aftappes, eller den kan føres tilbage til kompressoren ved automatisk olietilbageføring, som omtales senere.

Halogenkølemidlerne er alle i større eller mindre grad opløselige i smøreolie. R 12 er fuldt gensidig opløselig i smøreolien ved alle temperaturer, mens fx R 22 kun i begrænset omfang er opløselig i olie ved lave temperaturer.

At der opløses en del kølemiddel i smøreolien betyder, at oliens viskositet nedsættes, hvilket der må tages hensyn til ved valget af smøreolie. Den mængde kølemiddel, der opløses i olien, afhænger af trykket og temperaturen. Jo højere tryk og jo lavere temperatur des mere kølemiddel vil der opløses. Hvis kølemidlet i stempelkompressorer indtages gennem krumtaphuset, hvilket er normalt, kan der opstå startproblemer i koldt vejr. Under stilstand, hvor trykket i krumtaphuset stiger og temperaturen falder, vil der gå forholdsvis meget kølemiddel i opløsning i olien. Ved starten falder trykket meget hurtigt i krumtaphuset, en del af kølemidlet koger ud og medfører en opskumning af olien, så at oliepumpen, der sidder i bunden af krumtaphuset, ikke kan få fat i olievæske og olietrykket svigter. Dette fænomen forhindres normalt ved at placere en elektrisk varmepatron i oliesumpen, der så startes i koldt vejr 24 timer før opstart af anlægget.

Halogenkølemidlernes opløselighed i olien medfører, at der transporteres en del olie ud i anlægget, selv om der anvendes olieudskillere i trykrøret efter kompressoren. Da opløseligheden er mindst ved de lave tryk i fordampere, vil olien normalt udskilles her. Dette vil langsomt nedsætte varmeovergangen i fordampere, således at anlæggets ydelse og effektfaktor efterhånden falder, og til sidst vil smøringen svigte i kompressoren, som derefter meget hurtigt brænder sammen, hvis ikke en olie-trykspresostat stopper anlægget. Det er således meget vigtigt at arrangere en olietilbageføring fra fordampere til kompressoren, hvilket omtales senere.



### 3. Kompressorer

Til køleanlæg og varmepumper anvendes tre hovedtyper af kompressorer, nemlig stempelkompressorer, skruekompressorer og centrifugalkompressorer. Stempelkompressorer fremstilles i størrelser fra de helt små ydelser, der kendes fra køleskabe og hjemmefrysere, og op til køleeffekter på 600-800 kW. Stempelkompressorerne er normalt de billigste til små og middelstore anlæg op til ca 300-400 kW, hvor skruekompressorer og centrifugalkompressorer bliver konkurrencedygtige. Skruekompressorer fås med køleeffekter op til ca. 7000 kW. Centrifugalkompressorer anvendes til køleydelser helt op til 20.000-30.000 kW.

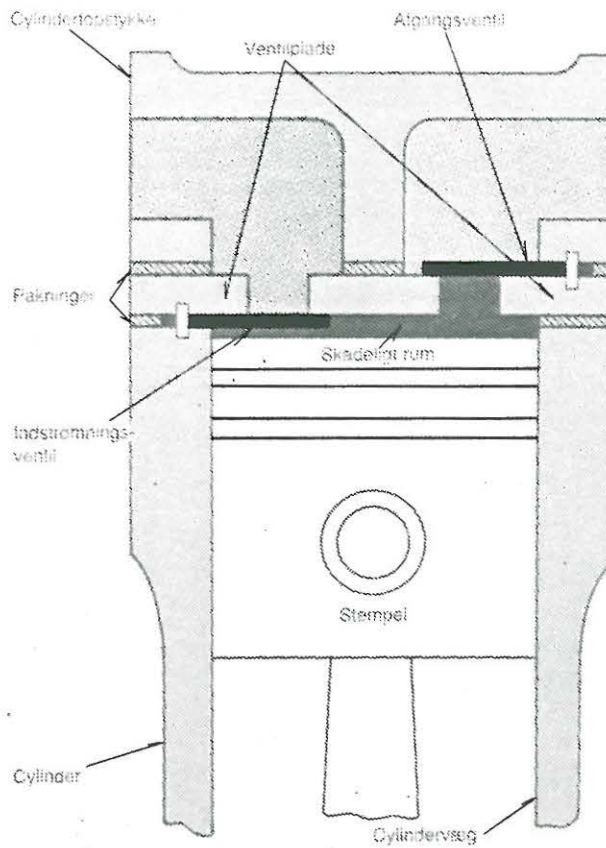
#### 3.1 Stempelkompressorer

Den almindelige stempelkompressor, der drives af en separat elektromotor, fremstilles i encylindrede udgaver til de små ydelser og i 2, 4, 6, 8, 12 og 16 cylindrede versioner til de større køleydelser. Ved de flercylindrede kompressorer anbringes cylindrene altid parvis og ved de 4-16 cylindrede maskiner er cylinderparrene anbragt i V-, W eller VV form, fordi fremstillingen herved bliver billigst. En flercylindret kompressor kan oven i købet være udført til totinskompresion, hvor nogle af cylindrene er mindre og anvendes til højtrykstrin.

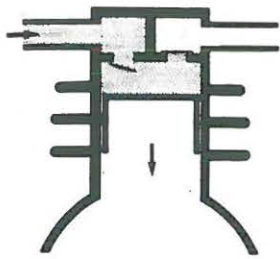
Stempelkompressoren med separat motor er en robust kompressor, der i princippet kan anvendes til forskellige kølemidler, men den giver naturligvis ikke samme ydelse med forskellige kølemidler. Kompressortypen anvendes især til de lidt større anlæg, f. eks. køleanlæg i skibe, til køle- og frysehuse og lignende, hvor der ønskes lange driftstider. Når en sådan kompressor bliver slidt i lejer og stempler m.v. kan den renoveres og derefter køre så godt som en ny i endnu mange år. I modsætning hertil kan en hermetisk kompressor, som omtales senere, godt have en lang levetid, men den kan ikke renoveres.

Den separate motor giver mulighed for at vælge forskellige omdrejningstal, enten ved valg af motor med et ønsket omdrejningstal eller ved at overføre effekten med kileremtræk, hvor man så ved valget af kileremskivernes størrelse ret frit kan vælge udvekslingsforholdet mellem motor og kompressor. Kileremtræk er dog i de senere år gået af mode til kølekompressorer, fordi et kileremtræk stjæler ca 5% af den overførte effekt, mens en direkte akselkobling er næsten tabsfri og næsten også vedligeholdelsesfri.

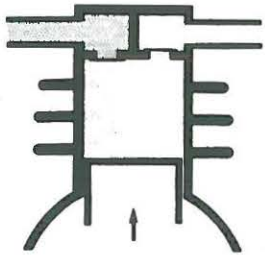
På figur 3.1 ses en principskitse af cylinderen til en stempelkompressor. Cylindertopstykket indeholder indstøbte kanaler for både suge- og tryksiden og under topstykket er der anbragt en plade, der indeholder suge- og trykventiler. Ventilerne er udført som ganske let fjederpåvirkede ventilplader. Ventilerne er normalt lukkede, men ved et differenstryk over dem på ca. 0.1 bar overvindes fjederkraften og ventilerne åbner. Det vil sige, at en stempelkompressor af sig selv indretter sig på det aktuelle trykforhold mellem tryk- og sugesiden, den kan faktisk køre med alle trykforhold, men som det omtales senere, bør den ikke køre med trykforhold over ca. 8. På følgende figurer gennemgås kompressorens arbejdsproces.



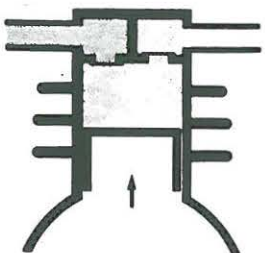
Figur 3.1 Principskitse af cylinder til stempelkompressor



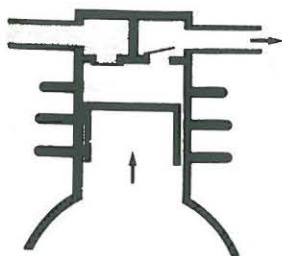
Når stemplet bevæges nedad, bliver der undertryk i cylinderen i forhold til sugetrykket, sugeventilen åbner, og kølemiddeldampen strømmer ind i cylinderen. Stemplets bevægelse kaldes sugeslaget.



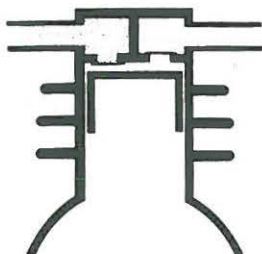
Når stemplet har nået sit nederste punkt lukker sugeventilen som følge af fjederkraften. Stemplets stilling kaldes nederste dødpunkt.



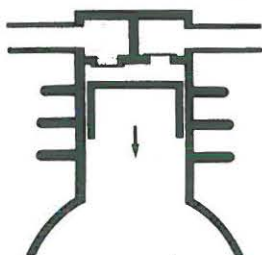
Når stemplet bevæges opad komprimeres kølemiddeldampen fra sugetrykket til afgangstrykket. Når stemplet føres videre opad stiger trykket yderligere indtil trykventilen åbner. Denne del af stemplets cyklus kaldes kompressionen.



Ved stemplets fortsatte opadgående bevægelse strømmer den varme, komprimerede kølemiddeldamp ud gennem trykventilen. Denne proces kaldes udstødning.



Da stemplet i sin øverste stilling ikke må ramme topstykket med ventiler, men i praksis må stoppe nogle få tiendedele mm herfra, bliver en rest af dampen tilbage i det såkaldt skadelige rum. Stemplets stilling kaldes øverste dødpunkt.

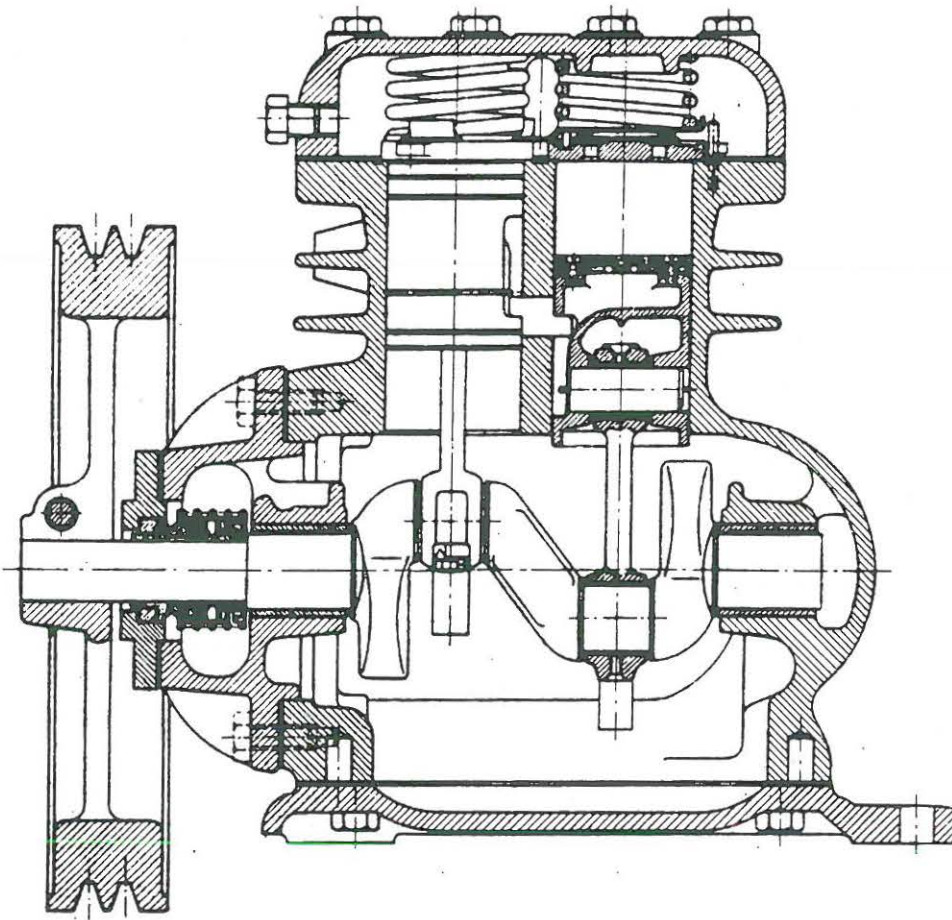


Den resterende kølemiddeldamp i det skadelige rum skal først ekspanderes til sugetrykket og videre indtil sugeventilen åbner, før ny kølemiddeldamp kan indsuges under stemplets bevægelse nedad.

Som det fremgår af ovenstående, vil det skadelige rums negative virkning øges med voksende trykforhold mellem tryk- og sugeside, således at kølemiddelstrømmen falder. Der vil endda findes et trykforhold over hvilket kompressoren slet ikke når at åbne sugeventilen, og kølemiddelstrømmen bliver derfor lig nul. I praksis er det alt taget i betragtning økonomisk at komprimere i to eller flere trin, når trykforholdet, som omtalt tidligere, bliver over ca. 8.

På figur 3.2 ses en mindre to-cylindret kompressor af en type, som for år tilbage kunne ses i de små frysehuse, men som i størrelse også passer til såkaldt kommercielle køleanlæg, d.v.s. køle- eller fryseanlæg til supermarkeder m.v.

Kompressoren drives via en kileremskive, og på krumtaphakselen inden for kileremskiven ses akseltætningen, som nødvendigvis må være helt tæt, idet kølemidlet suges gennem krumtaphuset. Er akseltætningen utæt, lækkes der kølemiddel ud i atmosfæren, og dette kan naturligvis ikke accepteres hverken af hensyn til driften af anlægget eller til atmosfæren. Tidligere var der en del problemer med akseltætningerne, men nu anvendes kulrings-akseltætninger, som er langt mere driftssikre.



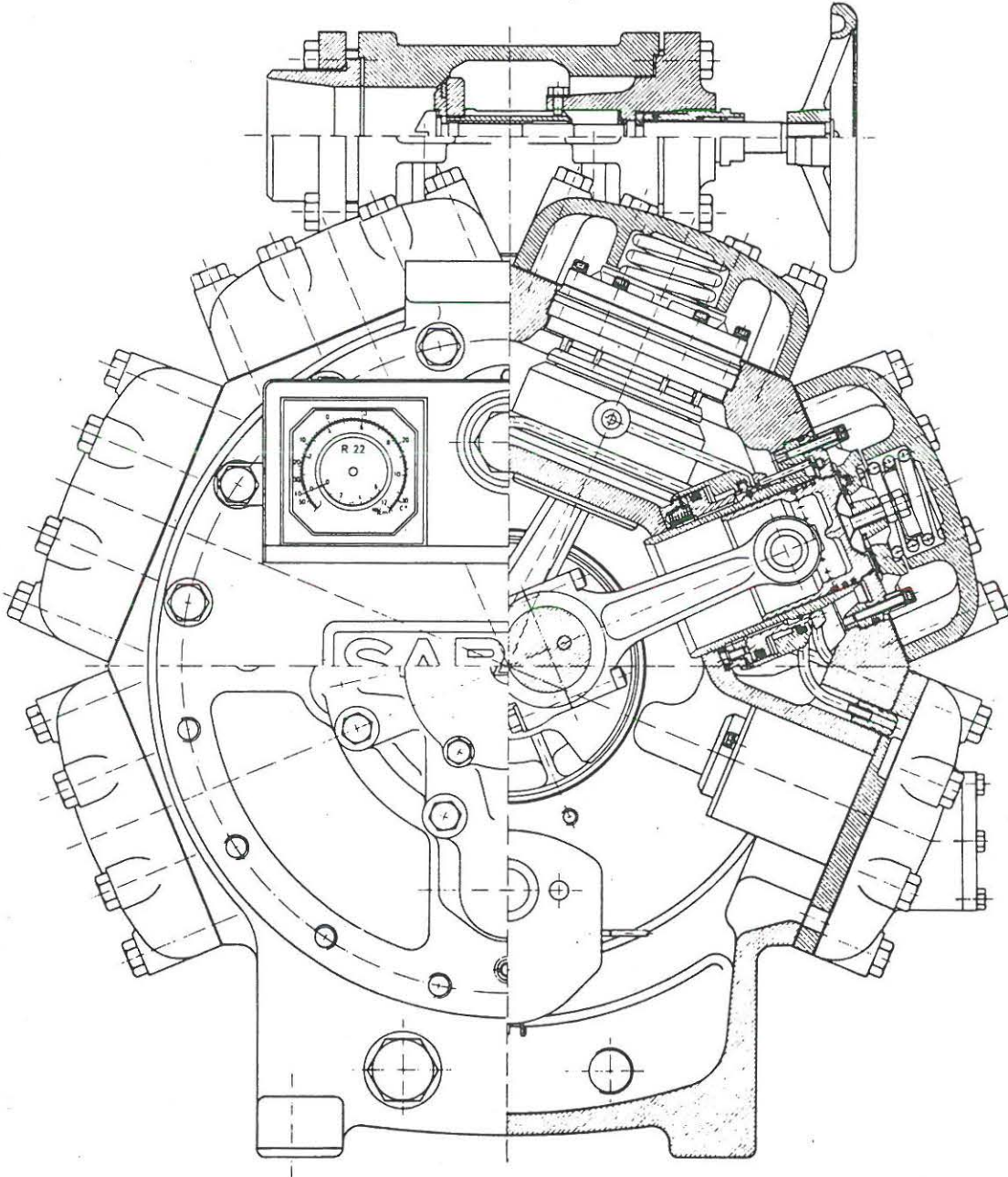
Figur 3.2 Mindre tocyldret kompressor

Den viste kompressor er lidt speciel derved, at sugeventilerne er placeret på selve stempeltoppen. Ved udskæringer i cylindervæggen og i de hule stempler er der forbindelse fra krumtaphuset til undersiden af stempeltoppen, hvor kølemidlet så i sugeslaget kan passere op gennem sugeventilen til cylinderen. Trykventilen er anbragt i topstykket i en ventilplade, der er holdt ned mod cylindertoppen af en kraftig fjeder. Fjederen er så kraftig, at ventilpladen bliver liggende på cylindertoppen under normal drift, mens den giver efter, hvis der kommer et såkaldt væskeslag, d.v.s. at indsugningen til kompressoren ved en fejl bliver i væske- i stedet for i dampform. Da kølemiddelvæske er næsten usammentrykkelig, og da den ikke vil kunne nå at undvige gennem trykventilen hurtigt nok, vil et væskeslag normalt medføre et brud på stempelstænger, krumtapaksel med videre, hvis ikke en sådan sikring er foretaget. Væskeslag høres som en meget kraftig metallisk bankelyd, som man ikke kan undgå at lægge mærke til, og som altid bør undgås af hensyn til kompressoren.

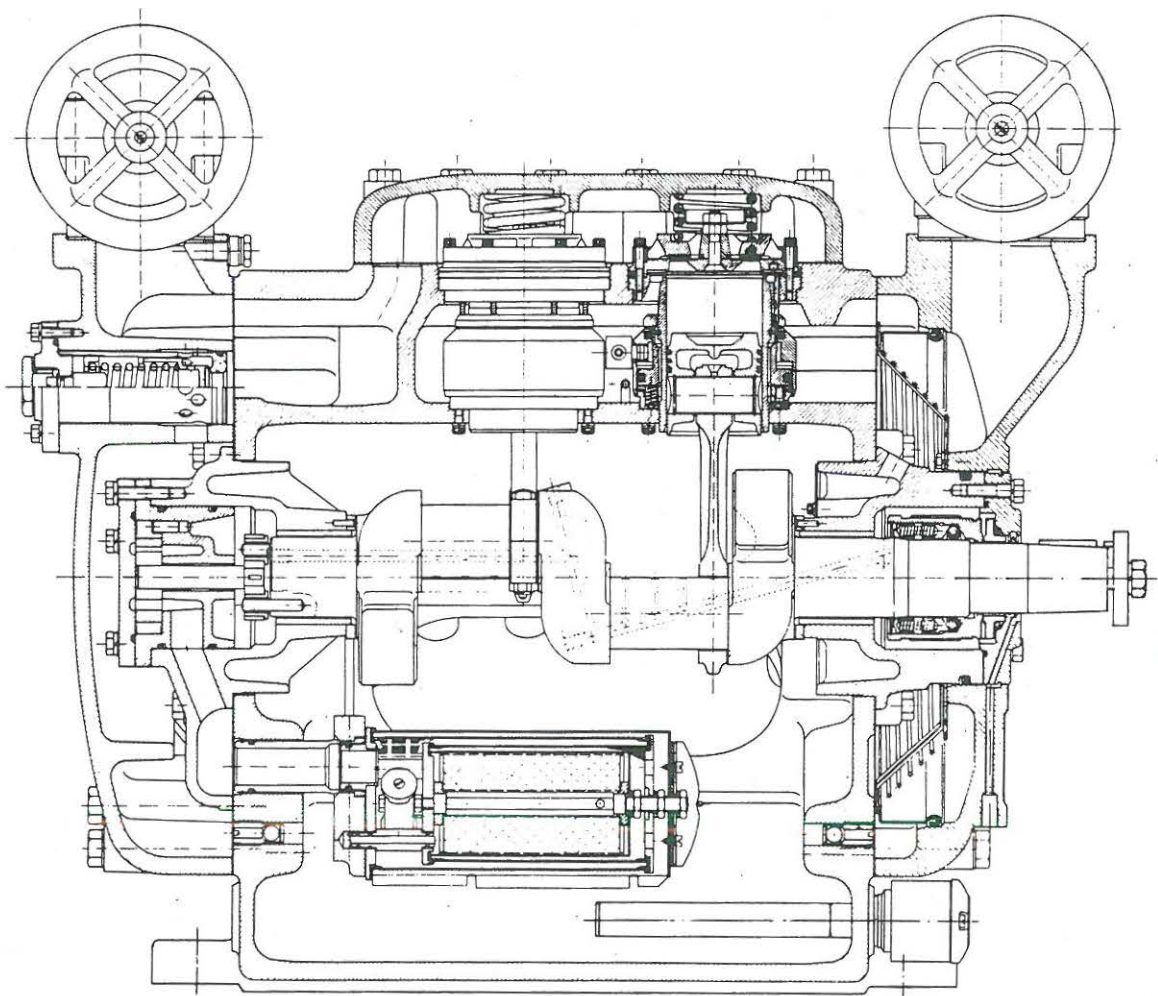
På den i figur 3.2 viste kompressor foregår smøringen ved stænksmøring. Denne foregår blot ved, at plejlstængerne nederst ender i en slags ske, der plasker ned i krumtaphusets oliesump ved hver omdrejning. En boring fra skeens inderside til krumtaplejet sørger for, at dette bliver smurt, og der stænkes olie rundt i krumtaphuset, så at også hovedlejer og cylindervæg-

ge bliver smurt. Stemplerne er nederst forsynet med en oliering, der stryger overskydende olie ned i krumtaphuset igen, så kun det nødvendige ganske tynde lag olie bliver tilbage på cylindervæggen. Ud over olieringen er stemplet forsynet med en eller to stempelringe for at give en bedre tætning mellem stempel og cylinder.

I figur 3.3 og 3.4 er vist en større 8-cylindret kompressor. Denne type har udskiftelige cylinderforinger, og sugeventilerne er placeret i en ringformet udvidelse i øverste ende af cylinderen. Trykventilerne er anbragt i en mellemlade under topstykket, der også her holdes nede af kraftige fjedre, så at eventuelle væskeslag ikke ødelægger kompressoren.



Figur 3.3 Tværsnit i 8-cylindret kompressor (Sabroe-Atlas)



Figur 3.4 Længdesnit i 8-cylindret kompressor (Sabroe-Atlas)

Som det ses af længdesnittet i figur 3.4 giver cylinderplaceringen i VV form, at i dette tilfælde 4 plejstænger kan køre på samme slag på krumtapakselen, hvilket giver en billigere krumtapaksel, end hvis denne skulle være udført med otte slag. De mange cylindre giver en blødere og mere støjsvag gang, end hvis man kun havde en cylinder.

Smøringen af de større og moderne kompressorer er også lidt mere avanceret, end den i figur 3.2 viste. På figur 3.4 ses på enden af krumtapakselen en olietrykpumpe, der har tilgang gennem et oliefilter placeret i bunden af krumtaphuset under overfladen for smøreolien. Afgangen fra olietrykpumpen er via borede kanaler gennem krumtapakselen ført til alle lejer, så at disse bliver smurt effektivt. På oliepumpens trykside er der en fjederbelastet overstrømningsventil, som åbner ved olietryk af en vis indstillet størrelse og lader overskydende olie strømme ud i krumtaphuset, så et fast olietryk holdes.

Nederst i krumtaphuset på figur 3.4 ses en elektrisk varmepatron, som tidligere er omtalt.

### 3.2 Hermetiske stempelkompressorer

I hermetiske kompressorer sammenbygges kompressor og elmotor i eet hus, som så gøres tæt udadtil. Herved undgås akseltætningen, som er den sværeste at få tæt. Desuden opnås den fordel, at elmotoren omskylles direkte af kølemiddeldampene i indsugningstilstand, så motoren bliver effektivt kølet. Varmen afgives til kølemidlet, som så bliver noget varmere end i en tilsvarende ikke-hermetisk kompressor, men varmen skal så fjernes i kondensatoren. Med hermetiske kompressorer er der derfor ikke så store krav til ventilation af maskinrummet, kompressoren er normalt billigere og støjer ikke så meget.

Men der er også ulemper ved de hermetiske kompressorer. De er meget følsomme over for fugtighed i anlægget, fordi vanddamp i forbindelse med kølemidlet og smøreolien især ved høje temperaturer kan reagere med hinanden og danne stoffer, som er aggressive over for motorviklingernes isoleringslak. Dette medfører, som omtalt tidligere, en snigende kortslutning af motorens viklinger med større og større strømforbrug til følge, indtil motoren brænder sammen eller stoppes af motorværnet, hvis et sådant er indbygget. Problemet er især kendt fra de første mange varmepumper, der blev opstillet efter energikrisen i 70-erne, fordi varmepumper ofte komprimerer kølemidlet til en højere temperatur end tilfældet er ved køleanlæg. Generelt kan det siges, at motorviklingerne ikke må komme over en temperatur på 120 C, for i så fald sker der uanset fugt i anlægget alligevel spaltning af olien med korrosion af viklingslakken til følge. Olien skal desuden være særlig egnet til temperaturerne i varmepumper.

Hvis en hermetisk kompressor er brudt ned på grund af korrosion, skal man ikke blot skifte kompressoren, men på grund af de aggressive reaktionsprodukter, der er cirkuleret rundt i anlægget, er man nødt til at tømme, rense og tørre anlægget før påfyldning af nyt kølemiddel.

### 3.3 Regulering af stempelkompressorer

Mindre stempelkompressorers ydelse kan reguleres ved start og stop af kompressoren, hvilket normalt giver den mest energibesparende drift.

Man kunne også tænke sig at regulere motorens omdrejningstal ved hjælp af en frekvensomformer, men da det nødvendige drejningsmoment til kompressoren er næsten uafhængigt af omdrejningstallet, bliver der problemer med elmotorens køling ved lave omdrejningstal. Da frekvensomformere desuden er ret dyre i anskaffelse og giver en del tab især ved lave omdrejningstal, anvendes denne regulering normalt ikke til stempelkompressorer.

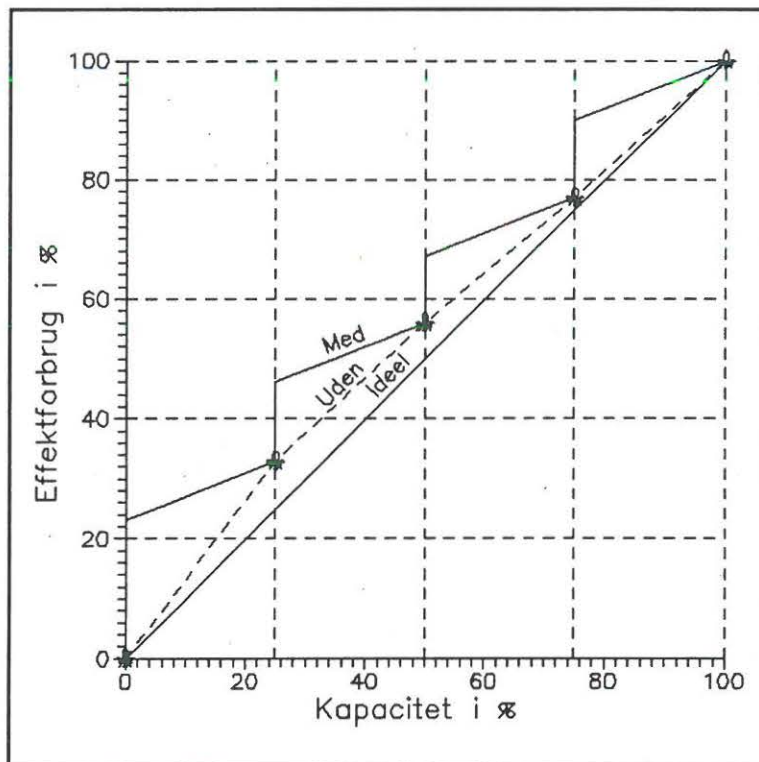
Større stempelkompressorer reguleres også ved start og stop af motoren, men da hyppige start og stop af store motorer er uønskede, fordi de giver store spændingsfald på forsyningsnettet ved start, og da man normalt ønsker en finere regulering af ydelsen, benyttes også andre metoder.

En af metoderne er at anvende polomkøbelbare motorer, som kan køre med to forskellige omdrejningstal. Motorerne omtales i kapitel 4, her skal blot bemærkes, at motorerne er en hel del dyrere i anskaffelse end almindelige motorer, og at reguleringsmetoden derfor ikke er så almindelig.

Den almindeligste reguleringsmetode for større, flercylindrede stempelkompressorer er cylinderudkobling. Metoden består i, at indsugningsventilerne til cylindrene kan tvangsåbnes, så at kølemiddeldampene blot pumpes ud og ind gennem disse. IO den på figur 3.3 og 3.4 viste kompressor tvangsåbnes indsugningsventilerne ved hjælp af stødstænger, der er fjederpåvirkede. Stødstængerne gøres inaktive ved hjælp af ringformede servostempler, der drives af kompressorens olietryk. Med ventiler, der kan lukke for olietrykket til disse servostempler, kan man således forhindre, at de pågældende cylindre indkobles. Normalt udkobles cylindrene parvis, så at en 8-cylindret kompressor kan køre på 2, 4, 6 eller 8 cylindre. Med metoden opnås oven i købet en let og elegant start af kompressoren, idet indsugningsventilerne holdes åbne af fjedrene, indtil olietrykket er opbygget, hvilket normalt varer nogle få sekunder, og dette er tilstrækkeligt til, at motoren har fået kompressoren op på normalt omdrejningstal.

Styringen af cylinderudkobling kan naturligvis foregå manuelt, men sker i dag normalt automatisk. For eksempel kan servoventilerne let styres ved hjælp af sugetrykket.

Da cylindrene udkobles parvis, kan en 8-cylindret stempelkompressor kun reguleres i trinene 25, 50, 75 og 100%. Gnidningsmodstanden i lejer, cylindre m.v. er stort set uændret ved cylinderudkobling, og der vil naturligvis også være et tab ved kølemiddeldampens passage ud og ind gennem indsugningsventilen. Effektforbruget ved dellast vil derfor ikke være proportionalt med ydelsen, som vist i figur 3.5.

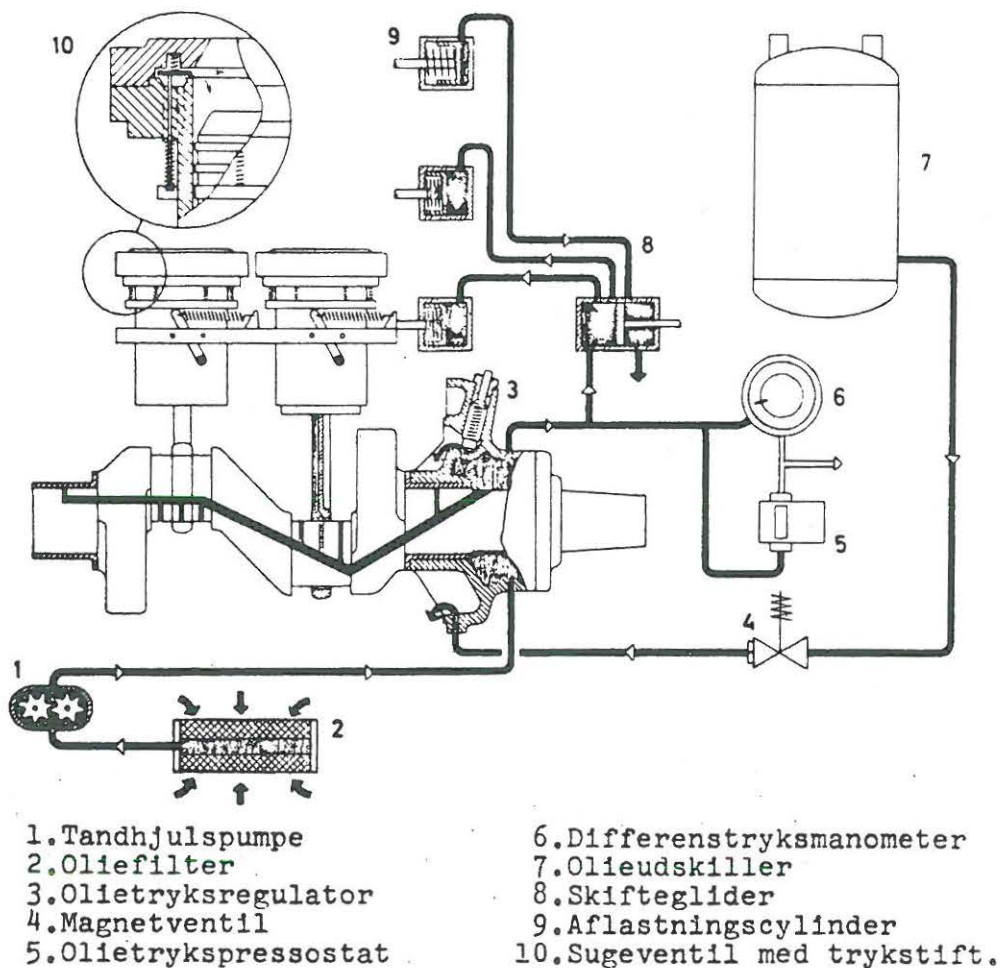


Figur 3.5 Dellastkarakteristik for 8-cylindret stempelkompressor med og uden fordampningstrykregulator indsat mellem fordamper og kompressor.



Dellastkarakteristikken for en stempelkompressor vil afhænge af, hvordan hele kredsp processen i øvrigt reguleres. Den på figur 3.5 skitserede trappeformede karakteristik med fordampningstrykregulator vil i princippet forekomme, når en sådan er indsat mellem fordamper og kompressor for at give et jævnt fordampningstryk uanset kompressorens trinvis ændring af indsugningskapacitet. Hvis der i sugeledningen mellem fordamper og kompressor er så stort et volumen af kølemiddeldamp, at den trinvis ændring af indsugningskapacitet ved cylinderudkoblingen kan tillades, og hvis kompressoren startes og stoppes i området mellem 0 og 25% last, vil dellastkarakteristikken i princippet se ud som vist med den punkterede kurve på figur 3.5.

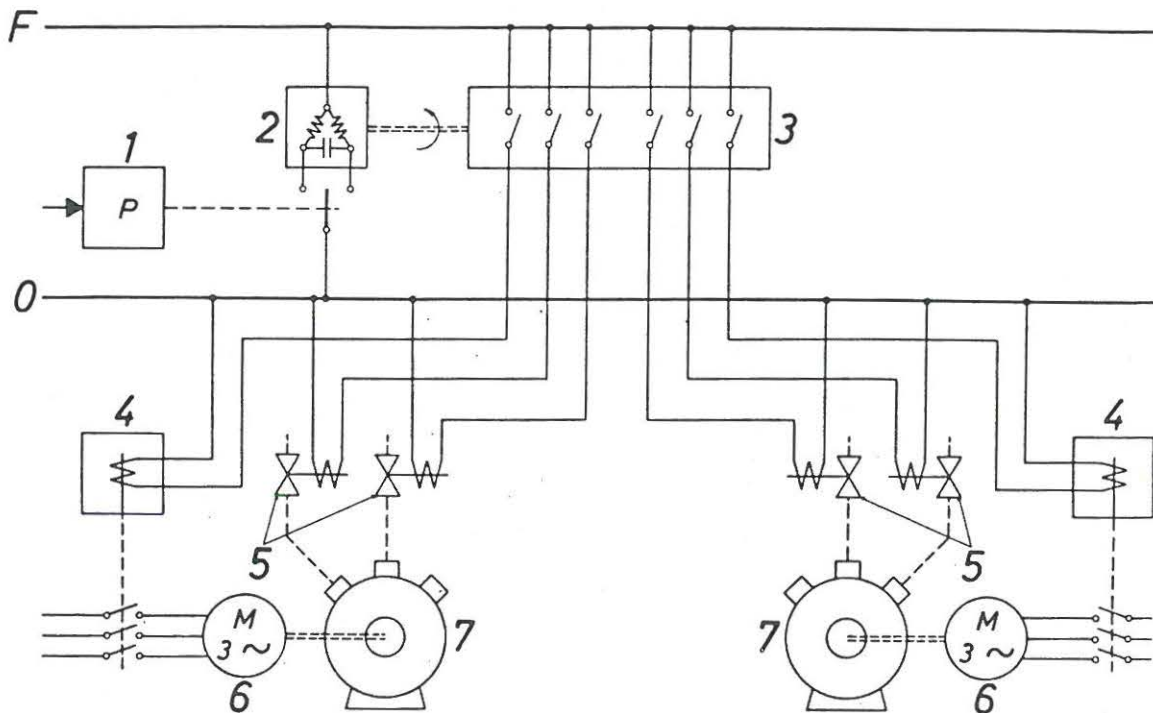
På figur 3.6 er vist, hvorledes kapacitetsregulering ved cylinderudkobling for en stempelkompressor kan foregå. Tandhjulspumpen 1, der drives af kompressorens krumtapaksel, suger olie fra kompressorens oliesump og pumper denne til et kammer ved krumtapakselens ene hovedleje, hvor trykket reguleres ved hjælp af olietryksreguleringsventilen 3. Olietrykket kan aflæses på manometeret 6, og som sikkerhed er systemet forsynet med differenstrypressostaten 5, som måler olietrykket i forhold til trykket i krumtaphuset, og som standser kompressoren, hvis olietrykket falder under en vis grænse. Olietrykpressostaten er forsynet med manuel reset. Magnetventilen 4 lukker for olietilbageføringen fra olieudskilleren 7, når kompressoren er stoppet. Smøreolien trykkes til kompressorens lejer og fordeles via glideventilen 8 til aflastningsservocylindrene 9, som via en stangmekanisme og trykstifter kan løfte indsugningsventilerne. Så længe aflastningscylindrene 9 er under olietryk, vil indsugningsventilerne i det tilhørende cylinderpar arbejde normalt, men bevæges stemplet i glideventilen 8 mod venstre vil aflastningscylindrene afspærres fra trykolien og trykket vil udlignes til krumtaphuset. Den i aflastningscylindrene indbyggede skruefjeder vil bevæge stangmekanismen mod højre, så at trykstifterne løfter indsugningsventilpladerne fra deres sæde, og det pågældende cylinderpar udkobles. Antallet af virksomme cylinderpar kan således styres ved at bevæge skifteventilen. Denne kan påvirkes af en elektrisk motor styret af en termostat eller pressostat, eller den kan styres af sugetrykket direkte, ved at der på glideren monteres et bælgelement, der drives af sugetrykket.



Figur 3.6 Cylinderudkoblingssystem for stempelkompressor

Ofte vil det være hensigtsmæssigt at vælge flere stempelkompressorer med cylinderudkobling. Herved opnås en opdeling i flere mindre trin og et mindre dellastforbrug, når en eller flere kompressorer kan stoppes helt. Desuden fås herved et system, som ikke nødvendigvis skal standses helt under renovering af en kompressor, idet det kan køre videre på de andre kompressorer under reparationen.

Styringen af flere kompressorer med cylinderudkobling kan f. eks. foregå med et programværk som vist i figur 3.7



- |                              |                      |
|------------------------------|----------------------|
| 1. Pressostat                | 2. Reverserbar motor |
| 3. Programværk               | 4. Motorskab         |
| 5. Magnetventil for cylinder | 6. Motor             |
| 7. Kompressor, 3 cylindre    |                      |

Figur 3.7 Kapacitetsstyring med programværk

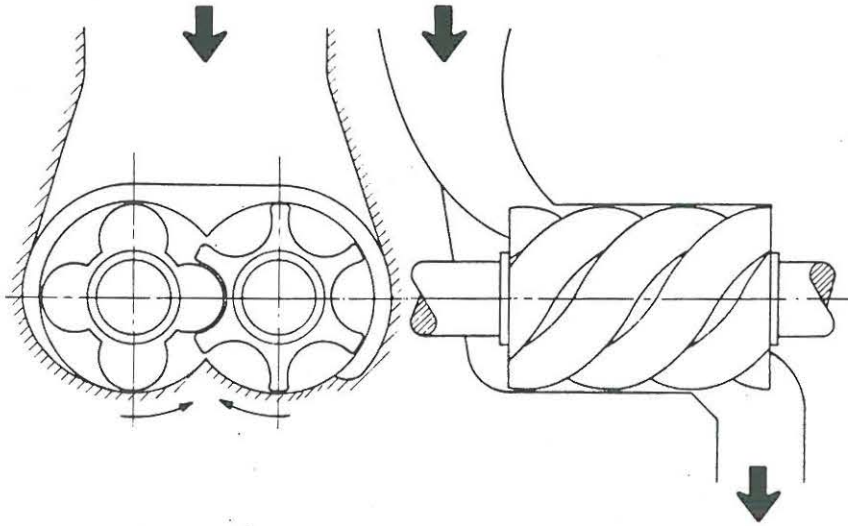
Som vist i figur 3.7 kan et elektrisk programstyringssystem bestå af et programværk med en motordrevet knastaksel, der slutter eller bryder en række elektriske kontakter i en valgt rækkefølge, når programværkets drivmotor kører. Programværket styres af en pressostat således, at det drejer den ene vej rundt, når trykket bliver for lavt, og den anden vej rundt, når trykket bliver højt, mens det står stille, hvis trykket er inden for de tilladte grænser. Programværkets kontakter er forbundet til kompressorernes motorskabe og cylinderudkoblingsmekanismer, idet skifteventilen i figur 3.6 er erstattet med en magnetventil for hvert cylinderpar. På denne måde kan flere kompressorer startes op efter hinanden og de enkelte kompressorer kan køre med reduceret kapacitet alt efter behov. Et sådant system kan regulere over et stort belastningsområde. En ekstra fordel ved systemet er, at det er let at ændre kompressorernes og cylindrenes starttrækkefølge og dermed fordele sliddet jævnt.

På mindre kompressorer benyttes undertiden en billigere form for cylinderudkobling, hvor indsugningsventilerne ikke løftes, men hvor tryksiden for den aflastede cylinder ved hjælp af ventiler forbindes til sugesiden, samtidig med at tryksiden afspærres mod kondensatoren. Cylinderen skal således kun overvinde tryktabet i indsugnings- og trykventilen, og effekttabet bliver derfor lille i aflastet tilstand, men dog lidt højere end i egentlig cylinderudkobling.

### 3.4 Skruekompressorer

Skruekompressoren blev i første omgang udviklet som oliepumpe, men er senere blevet taget i brug som kompressor såvel for luft og gasser som i køleteknisk sammenhæng.

De bevægelige dele i en skruekompressor er meget få, ja faktisk findes der kun to rotor og ingen frem- og tilbagegående bevægelser. I figur 3.8 ses en principskitse af skruekompressoren.



Figur 3.8 Principskitse af skruekompressor

De to rotorer i skruekompressoren løber i et fælles rotorhus. Den ene rotor, den såkaldte hanrotor, har skrueformede konvekse gænger, mens den såkaldte hunrotor har skrueformede konkave gænger. De to rotorers gænger skal passe så godt sammen, at der skabes en tætning i den såkaldte indgrebslinie imellem dem. De skrueformede hulrum, der ligger mellem rotorerne og rotorhuset vil da successivt blive afspærret fra ind sugningen, når gængerne går i indgreb, og blive transporteret mod den anden ende, hvor åbningen til tryksiden sker. For at der ikke skal blive for store tab, ved at gas fra tryksiden strømmer tilbage i rotoren i det øjeblik, der åbnes til tryksiden, er rotorerne i dag oftest fremstillet koniske, således at der er et fast indbygget trykforhold i skruekompressoren. En skruekompressor kan dog udmærket arbejde ved både højere og lavere trykforhold. Hvis det faktiske trykforhold er lavere end det indbyggede, vil der ske en overkompression før der åbnes for afgangssiden. Er det aktuelle trykforhold mindre end det indbyggede, vil der ske en tilbagestrømning, når der lukkes op til tryksiden. I begge tilfælde vil tabene øges, således at kompressoreffekten stiger i forhold til det ydede kompressionsarbejde. Til gengæld slipper man i en skruekompressor for tabene i ventiler. Skruekompressorer giver stort set samme muligheder for frit valg af kølemiddel som stempelkompressor.

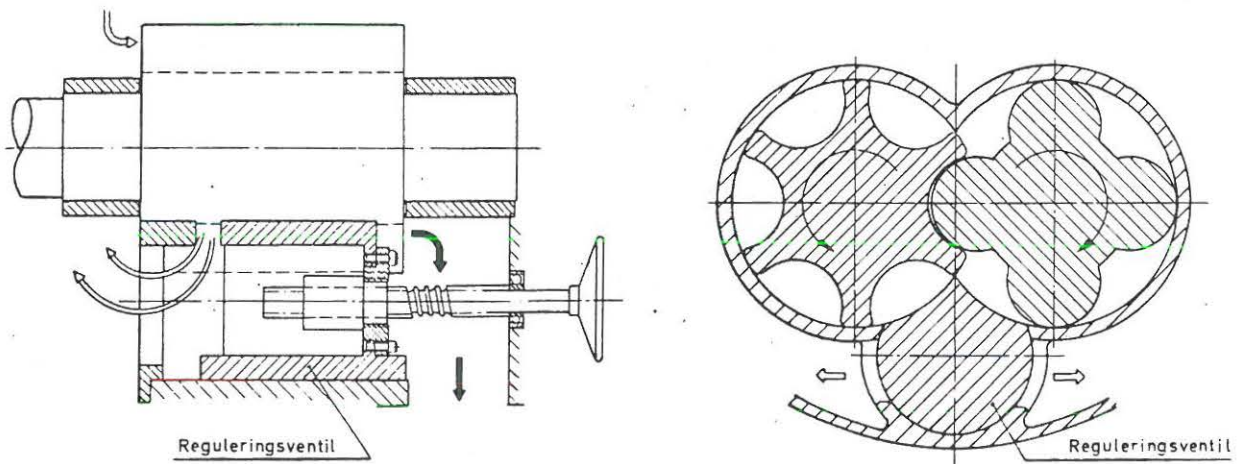
En skruekompressor kører i dag normalt med et omdrejningstal på 2900 o/m. For at skabe en god tætning mellem rotorerne, sprøjtes der olie ind mod indgrebslinien. Den drivende rotor og den drevne rotor rører derfor ikke hinanden direkte, men er adskilt af en ganske tynd

oliefilm. Herved opnås en meget mere støjsvag gang, et lavt slid på rotor og hus og en effektiv køling af kølemiddeldampen, idet der i skruekompressor anlæg normalt installeres en oliekoeler.

Da en skruekompressor har langt færre bevægelige dele end en stempelkompressor, og da der næsten intet slid er på rotor og hus på grund af den effektive smøring, er skruekompressoren næsten vedligeholdelsesfri. Selve kompressoren fylder ikke ret meget, men til gengæld kræves der en effektiv og meget stor olieudskiller på grund af den store mængde olie i den komprimerede kølemiddeldamp. Desuden kræves, som nævnt tidligere, en oliekoeler.

### 3.5 Regulering af skruekompressorer

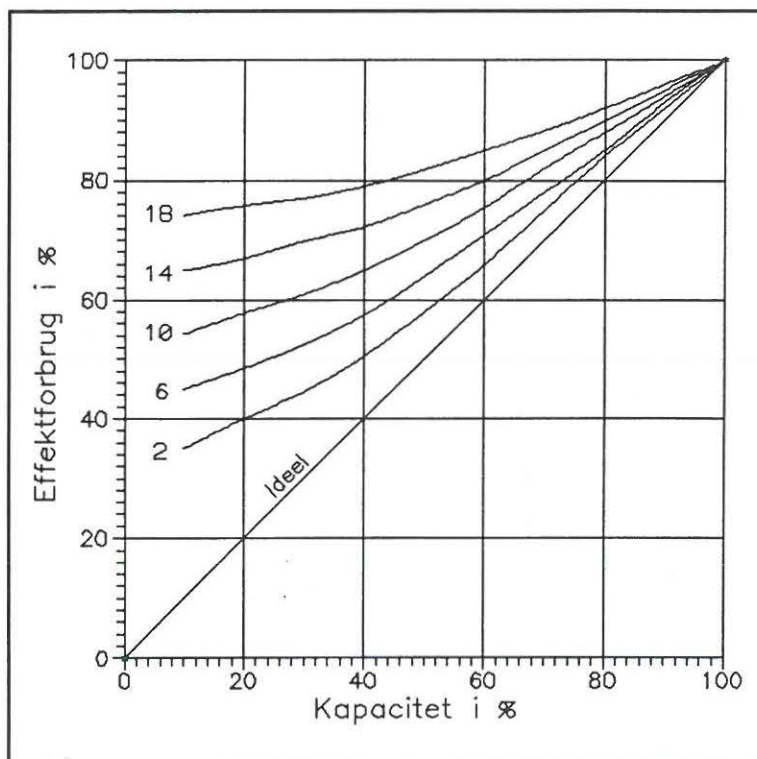
En skruekompressors ydelse kan reguleres på en ganske særlig måde fra 100% ned til ca. 10%. Dette opnås med en glider, der er indbygget i bunden af rotorhuset, som ved aksiel forskydning tillader en del af kølemiddeldampen at slippe tilbage til sugesiden. Systemet er i princippet vist i figur 3.9.



Figur 3.9 Kapacitetsregulering af skruekompressorer

I figur 3.9 ses princippet i kapacitetsreguleringen af en skruekompressor, idet dog skiftegliderens position normalt styres hydraulisk ved hjælp af kompressorens olietryk.

Systemet giver en ideel trinløs regulering, men desværre fås også en del tab ved delast. I figur 3.10 ses et eksempel herpå.



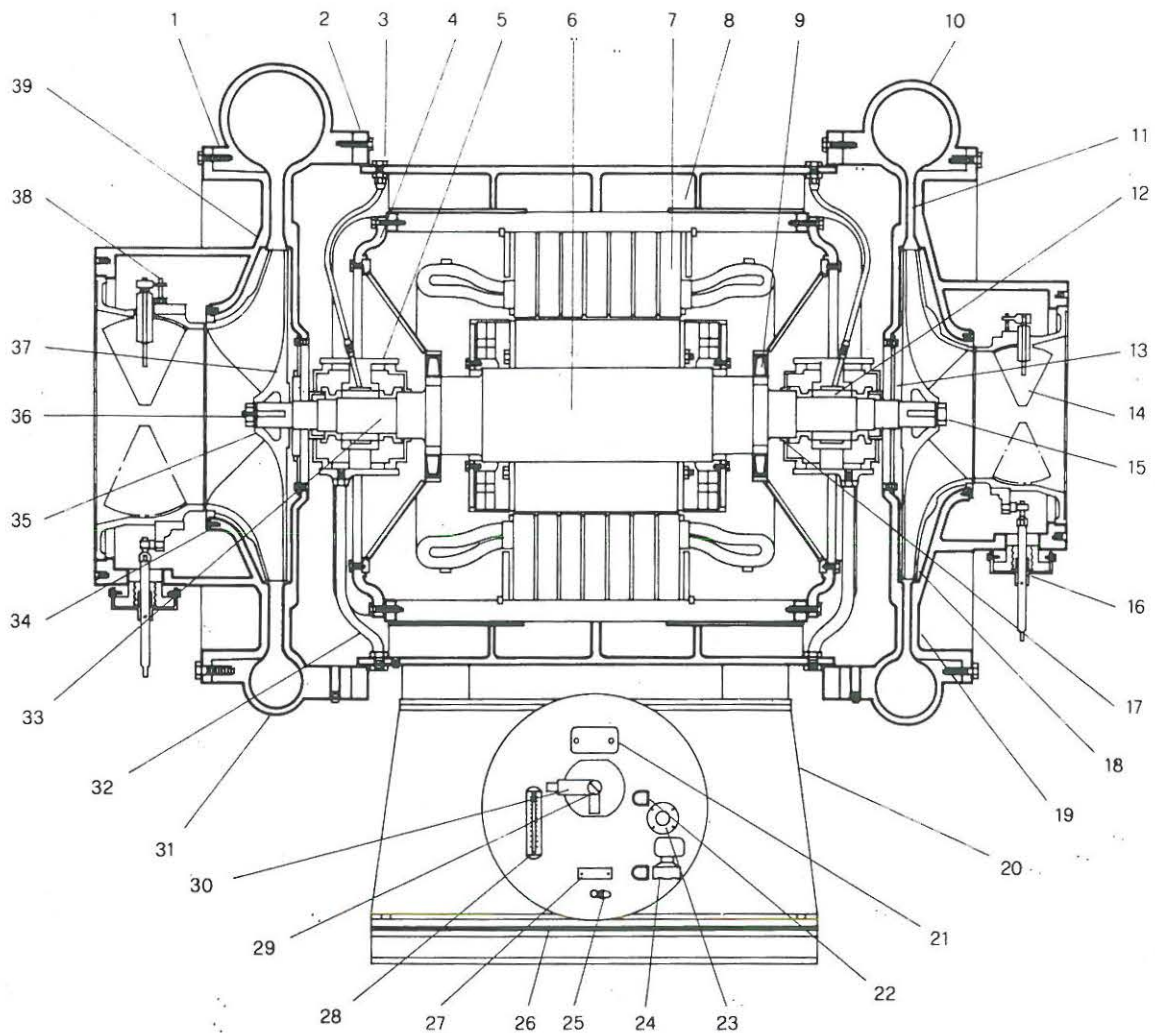
Figur 3.10 Dellastkarakteristik for skruekompressor. Trykforholdet er parameter

### 3.6 Centrifugalkompressorer

Centrifugalkompressorer arbejder efter samme princip som centrifugalpumper og centrifugalventilatorer. I en centrifugalkompressor er der dog gjort mere ud af en strømlinet udformning af skovlhjulene for at opnå en god virkningsgrad. Periferihastigheden på skovlhjulene er store for at opnå en tilstrækkelig trykstigning pr. trin.

Indsugningsgassen ledes ind omkring navet på skovlhjulet og accelereres i hjulet op til en hastighed, der i nogle kompressorer kan være helt op til 200 m/s. Fra skovlhjulet løber gassen ud i radialdiffusoren, hvor gassen decellereres, således at det meste af det dynamiske tryk omdannes til statisk trykstigning.

Det trykforhold, der kan opnås i et trin, afhænger af periferihastigheden og dermed af omdrejningstal og diameter for skovlhjulet samt af molekylvægten for kølemiddeldampen. Jo større molekylvægt et kølemiddel har des færre tryktrin kan anvendes. Derfor bruges der ikke ammoniak, som har en lille molekylvægt, til centrifugalkompressorer. Derimod er hidtil anvendt især halogenkølemidlerne R12, R113, R114 samt blandingskølemidler, men i fremtiden må disse erstattes af ikke-ozonnedbrydende kølemidler.



Figur 3.11 Hermetisk tottrins centrifugalkompressor

På figur 3.11 ses en centrifugalkompressor med to trin d.v.s. to skovlhjul koblet direkte på en elektromotors aksel. Elektromotoren kører med et omdrejningstal på 2900 o/min. Der er her tale om en hermetisk kompressor, idet motor og kompressor er sammenbygget. Ganske vist er der en labyrintpakning ved 13, som sørger for at trykdampen ikke kommer ind i motorrummet, men motoren køles af kølemiddeldamp, der suges fra fordamperen via kølekanalerne 8 af ventilatoren 9 og leveres tilbage til indsugningen via ikke synlige kanaler. Skovlhjulet 37 er lavtrykstrin, 18 er højtrykstrin. Afgangen fra spiralhuset 31 ledes til indsugningen til højtrykstrinnet via udvendige kanaler, der normalt passerer en mellemkøler undervejs.

Centrifugalkompressorer egner sig især til de store volumenstrømme. Normalt fås de ikke til volumenstrømme mindre end ca. 0.5 m<sup>3</sup>/s ved indsugningstilstanden. Ved mindre volumenstrømme ville kompressoren blive for lille, trykstigningen pr. trin for lav og strømnings-tabene i kompressorhjulene for store. Til luftkonditioneringsformål indgår centrifugalkompressorerne i store koldtvalsaggregater, der fremstilles i størrelser fra ca. 150 til 150.000 kW.

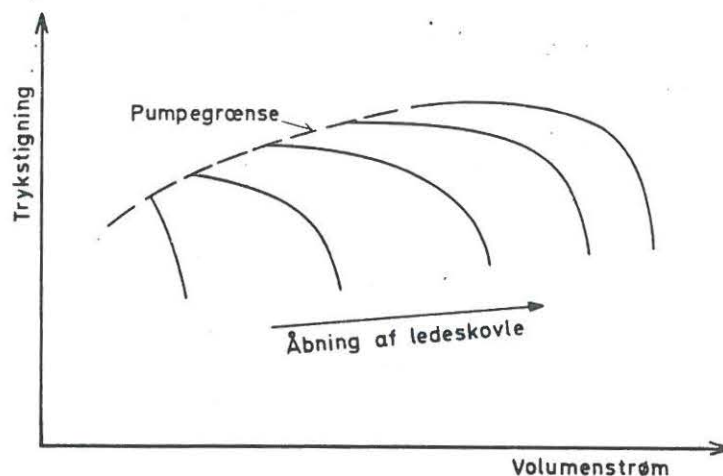
Den direkte kobling af kompressor og motor som er vist i figur 3.11, har været det almindeligste gennem mange år. Men nu er det mere almindeligt, at gear omdrejningstallet for kompressoren op ved hjælp af et sæt tandhjul mellem motor- og kompressoraksel, så at kompressorhjulet kan komme op på omdrejningstal i nogle tilfælde helt op til 20.000 o/min.

Herved opnås, at kompressionen normalt ved køleanlæg kan foregå i et trin i stedet for to, og dette giver en billigere kompressor. Centrifugalkompressorer med gear fremstilles oftest som hermetiske kompressorer, kun de største kompressorer udføres normalt som ikke-hermetiske kompressorer.

### 3.7 Regulering af centrifugalkompressorer

Da en centrifugalkompressor er en strømningmaskine uden ventiler af nogen art, kan den ikke reguleres på samme måde som stempelkompressorer og skruekompressorer. F. eks er det ikke rigtig muligt at regulere en centrifugalkompressors ydelse ved at ændre omdrejningstallet, fordi den ved reduceret omdrejningstal først og fremmest reduceres i trykhøjden, hvilket ikke er ønskeligt, idet kondenseringstryk og fordampningstryk normalt er nogenlunde konstant i et anlæg, mens det alene er kølemiddelstrømmen, der ønskes reguleret.

Men centrifugalkompressoren har en anden reguleringsmulighed, der oven i købet er bedre end de andre kompressortypers. På figur 3.11 ses i indsugningerne ledeskovle, der kan drejes, således at kølemiddelstrømmen i indsugningen kan gives mere eller mindre forrotation, hvorved skovlhjulenes virkning kan reduceres. På figur 3.12 ses et eksempel på centrifugalkompressorens ændrede karakteristikker, når ledeskovlene drejes.

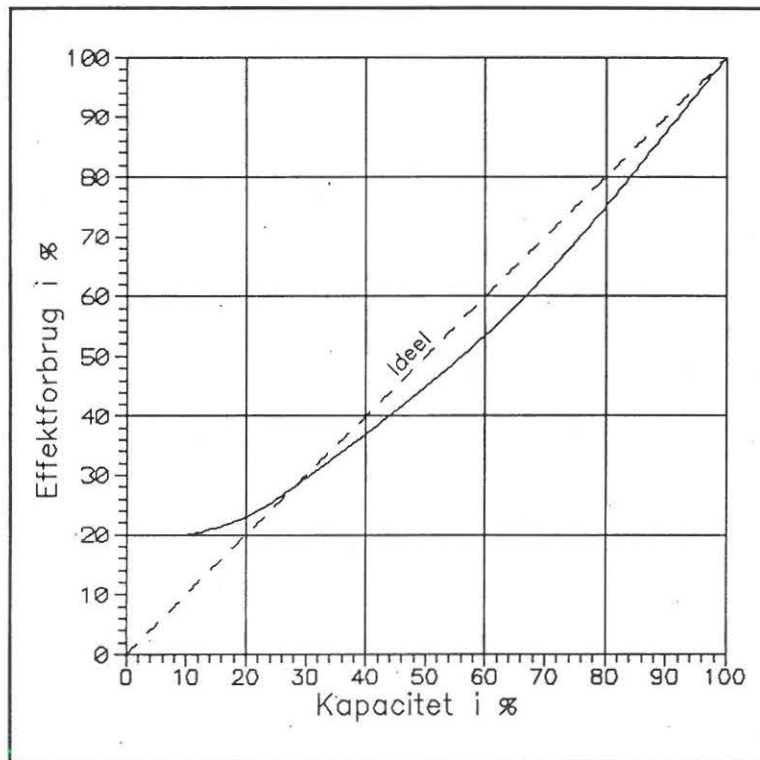


Figur 3.12 Karakteristik for centrifugalkompressor med drejelige ledeskovle i indløbet.

På figur 3.12 er indtegnet en såkaldt pumpegrænse, som afskærer det område, hvor karakteristikkene bliver vandret eller måske endog falder ved faldende volumenstrøm. Dette område kan kompressoren godt køre med, men det giver en u hensigtsmæssig drift, idet kompressoren så at sige ikke "kan finde ud af" hvilken volumenstrøm den skal levere. Der sker da momentant en tilbagestrømning fra kondensatoren til kompressoren, trykket reduceres, kompressoren kan igen levere volumenstrøm og så videre. Fænomenet kendes også fra centrifugalventilatorer og centrifugalpumper.



Reguleringen af en centrifugalkompressor ved drejning af ledeskovle, giver en meget fordelagtig dellastkarakteristik med hensyn til energiforbrug ved dellast. På figur 3.13 ses et eksempel herpå.



Figur 3.13 Dellastkarakteristik for centrifugalkompressor med ledeskovle i indløbet.

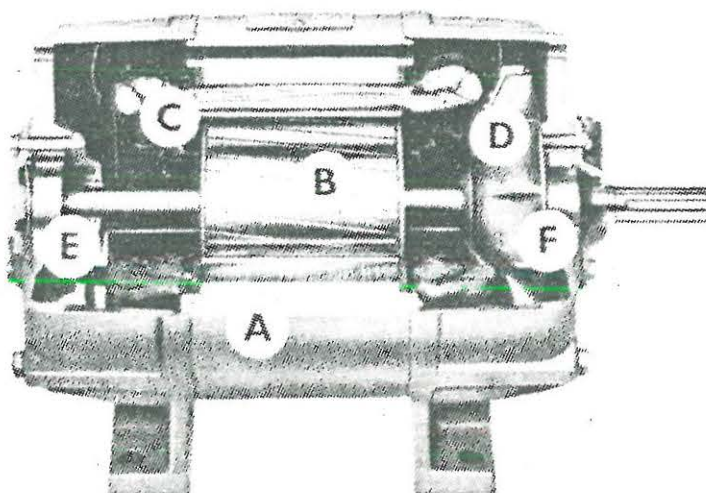
Hurtigtroterende centrifugalkompressorer har en vibrationsfri gang og et lavt støjniveau. Den enkle konstruktion giver en meget stor driftsikkerhed og en lang kompressorlevetid.

## 4. Elektromotorer

En kompressor kan naturligvis drives af forskellige motortyper. Normalt drives kompressorer af elektromotorer, men i de senere år er der også iværksat forsøgsanlæg med varmepumper drevet af forbrændingsmotorer, hvor også spildvarmen fra forbrændingsmotoren udnyttes. Da elektromotoren er langt den mest almindeligt anvendte til at drive kompressorer, hvad enten det er til køleanlæg eller varmepumper, skal vekselstrøms elektromotorer nærmere omtales her. Motorerne bliver ikke gennemgået i detaljer, men der bliver lagt vægt på de egenskaber ved motorerne, der særligt betyder noget for deres anvendelse til kompressorer.

### 4.1 Den trefasede asynkronmotor

Asynkronmotoren er langt den mest anvendte på grund af dens enkle og robuste konstruktion. Asynkronmotoren kan kun køre på vekselstrøm, og i princippet kun på tre faser (3x380 V), idet dog små motorer under ca. 1 kW ved hjælp af en kondensator kan køre på en fase + 0 (220 V).

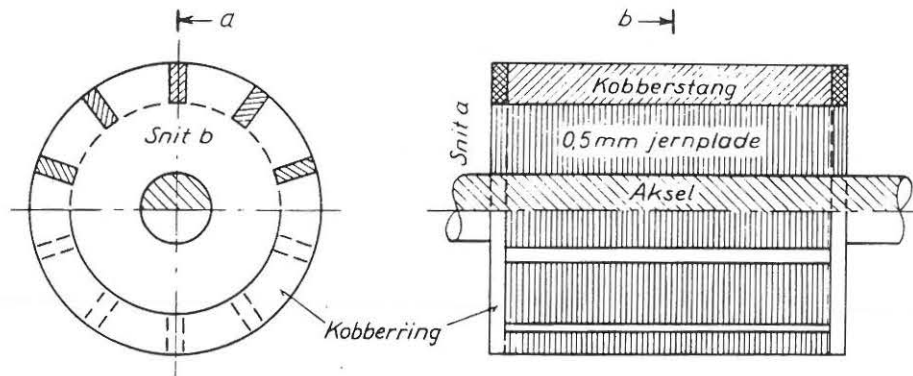


Figur 4.1 Gennemskåret asynkronmotor. A=statorhus, B=rotor, C=statorvikling, D=ventilator, E og F=lejer.

På figur 4.1 ses et eksempel på en mindre asynkronmotor. De eneste bevægelige dele i en sådan motor er akselen med rotor og ventilatorhjul og de to lejer. De eneste sliddele er de to lejer, derfor er en asynkronmotor næsten vedligeholdelsesfri. Som regel er lejerne forsynet med fedt fra lejefabrikken og afskærmet mod støv fra omgivelserne ved hjælp af tætningsringe, så motoren er vedligeholdelsesfri i mange år. Ved større motorer kan lejerne som regel smøres for eksempel en gang om året, hvorved levetiden forlænges kendeligt.

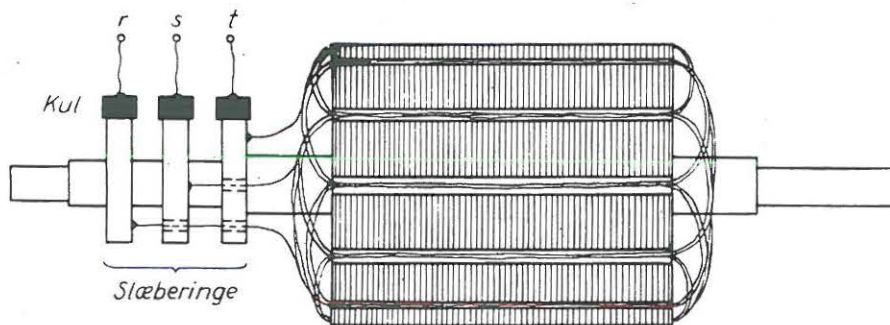
Rotoren i asynkronmotorer findes i to udformninger. Kortslutningsrotoren og den viklede rotor.

Kortslutningsrotoren, som er vist i figur 4.2 består af tynde jernplader, der er stakket oven på hinanden i aksiel retning. I jernpladerne er der udstanset noter, som er udstøbt med massive kobberstave. I begge ender er kobberstavene i forbindelse med kobberringe, således at man får en slags primitiv kortslettet vikling. En motor med kortslettet rotor kaldes også en kortslutningsmotor



Figur 4.2 Kortslutningsrotor

Helt små motorer har endnu simple rotorer, idet disse blot er støbt helt i aluminium. Denne lettere metode bruges kun til små motorer, fordi en sådan rotor giver en dårligere virkningsgrad end rotoren med kobberstave, men dette betyder selvsagt ikke så meget ved små motorer.

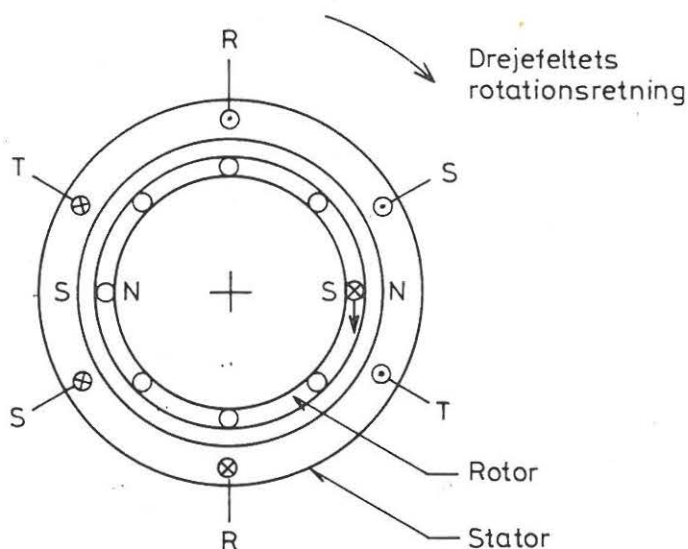


Figur 4.3 Viklet rotor

På figur 4.3 ses en viklet rotor. Denne rotortype bruges kun til store motorer med startproblemer, hvilket omtales senere. Den vikledede rotor har tre viklinger, der som regel er stjerneklede d.v.s. den ene ende af de tre viklinger er forbundet i et fælles punkt, den anden ende af viklingerne er ført ud til hver sin slæbering af kobber. En sådan motor kaldes også en slæberingsmotor.

Da virkemåden for de to asynkronmotortyper kortslutningsmotoren og slæberingsmotoren i hovedprincippet er ens, ses der i det følgende kun på kortslutningsmotoren.

På figur 4.4 ses virkemåden i en kortslutningsmotor. I motorens stator er der tre viklinger, der er forbundet til hver sin fase R, S og T i vekselstrømsnettet. Da vekselstrømsnettet har en frekvens på 50 Hz, vil det være sådan, at inden for en periode på  $1/50$  sekund vil faserne R, S og T opnå maksimumspænding i nævnte rækkefølge. I det øjeblik, hvor der er spænding på fase R, vil denne danne en nordpol og en sydpol i statoren som vist. Men  $1/3$  periode



Figur 4.4 Princip i kortslutningsmotor

senere vil det være fase S, der danner N og S pol svarende til 120 graders drejning. Endnu 1/3 periode senere svarende til 120 grader vil fase T danne tilsvarende N og S poler i statoren. Viklingerne vil således danne et felt i statoren af drejende poler, som drejer en omgang 50 gange i sekundet eller 3000 omdrejninger/minut.

Lederne i rotoren udsættes altså for magnetiske poler, der kommer forbi dem, og som derved inducerer strøm i rotoren. Disse rotorstrømme vil forsøge at danne S poler over for statorens N poler og omvendt. Herved vil drejefeltet forsøge at dreje rotoren med rundt. Når rotoren står stille, induceres de største strømme i rotoren, men hvis rotoren kommer op på det synkrone omdrejningstal, altså hvor rotoren følger helt med drejefeltet, vil der slet ikke induceres nogen rotorstrøm, og motoren vil intet kunne trække. Først når rotoren bliver lidt bagefter drejefeltet, altså løber lidt langsommere rundt end det synkrone omdrejningstal, vil der induceres rotorstrømme, og motoren vil kunne trække en belastning. Heraf kommer navnet asynkronmotor.

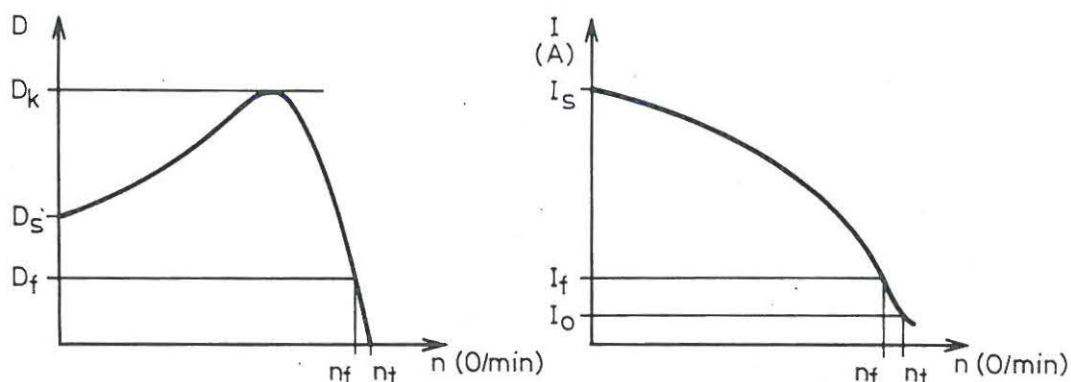
Det ene sæt statorviklinger, der er antydnet i figur 4.4, kan fordobles eller tredobles o.s.v. svarende til 2, 3, 4 eller flere sæt poler. Herved kan opnås synkrone omdrejningstal svarende til 1500, 1000, 750 o.s.v. Når motorene belastes, falder omdrejningstallet ved fuldlast 5-10% i forhold til det synkrone omdrejningstal. Herved fås følgende mulige omtrentlige omdrejningstal for asynkronmotorer:

Antal polsæt	Synkront omdr.tal o/min.	Fuldlast omdr. tal o/min.
1	3000	2780
2	1500	1390
3	1000	925
4	750	695

En asynkronmotor kan også bygges med flere sæt viklinger, således at motoren kan køre med

to forskellige omdrejningstal, afhængigt af om det ene eller andet sæt viklinger er tilsluttet til nettet. Dette kaldes motorer med polomkobling. Sådanne motorer er en hel del dyrere end almindelige asynkronmotorer, blandt andet fordi der bruges mere kobber til dem. Ved polomkobling kan der kun kobles mellem de oven for nævnte omdrejningstal.

## 4.2 Asynkronmotorens moment og strømforbrug

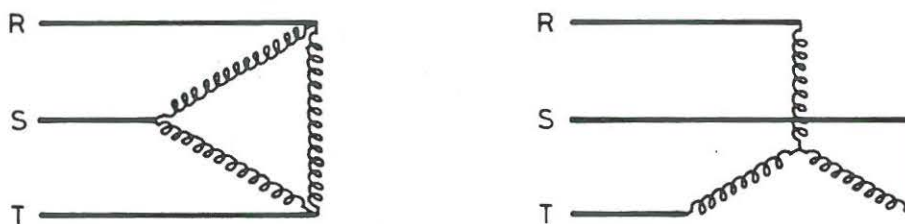


Figur 4.5 Drejningsmoment og strømforbrug for asynkronmotor ved varierende omdrejningstal.

På figur 4.5 ses et typisk forløb af en kortslutningsmotors drejningsmoment og strømforbrug, når omdrejningstallet varierer. Ved det synkrone omdrejningstal er drejningsmomentet nul, og motoren kan intet trække ikke engang modstand i lejer og ventilator. Ved tomgangs-omdrejningstallet  $n_t$  kører motoren rundt ubelastet udefra, drejningsmomentet er nul, men strømforbruget kaldet tomgangsstrømmen  $= I_o$ . Når motoren belastes yderligere svarende til et større drejningsmoment, vil omdrejningstallet falde, men strømforbruget stige. Ved kipmomentet  $D_k$  har motoren sit største drejningsmoment, ved omdrejningstal til venstre for kipmomentet falder motorens drejningsmoment til trods for stigende strømforbrug. Når motoren står stille, er drejningsmomentet  $= D_s$  og strømforbruget  $= I_s$  svarende til starttilstanden. Startmomentet  $D_s$  er normalt ca. 1,5-2,5 gange så stor som fuldlastmomentet  $D_f$ , en kortslutningsmotor kan derfor starte i belastet tilstand. Startstrømmen  $I_s$  er normalt ca. 4-7 gange så stor som fuldlaststrømmen  $I_f$ , hvorfor en kortslutningsmotor belaster nettet hårdt ved start.

## 4.3 Asynkronmotorens tilkobling til nettet

De tre statorviklinger i en asynkronmotor kan tilkobles nettet på to måder, nemlig ved trekantkobling og stjernekobling, som figur 4.6 viser.

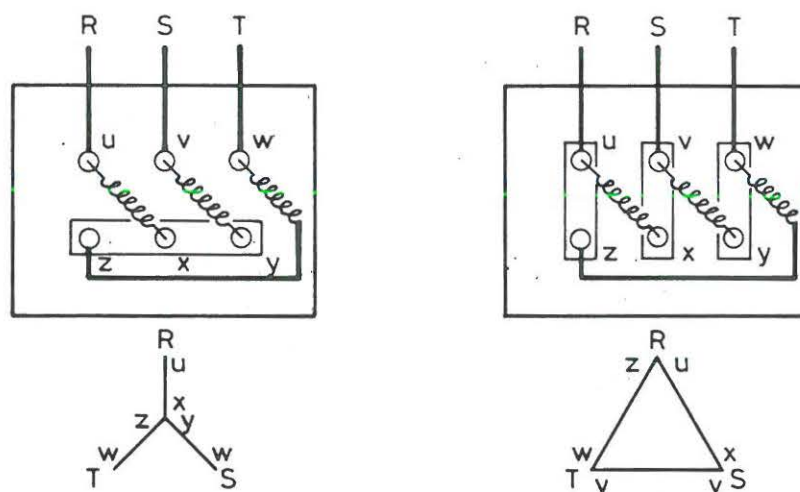


Figur 4.6 Trekant og stjernekobling.

Nullederen føres normalt ikke frem til en motor, da der ikke går nogen strøm i den, hvis de tre viklinger er udført ens. Ved trekantkobling vil hver vikling få spændingen 380 V mellem to faser over sig, hvilket vil give anledning til en vis strøm i viklingen. Ved stjernekobling derimod udsættes hver vikling kun for  $\sqrt{3}$  gange mindre spænding svarende til 220 V, og dette giver anledning til en strøm i viklingen, der er  $\sqrt{3}$  gange mindre.

Mindre motorer, d.v.s. motorer op til nogle få kW i effekt, er fremstillet enten for stjernekobling eller trekantkobling. Det er uhyre vigtigt at koble en motor rigtigt til nettet. Hvis en motor beregnet til stjernekobling kobles i trekant, vil viklingerne blive udsat for  $\sqrt{3}$  gange så stor en strøm, som de er beregnet til, og motoren vil brænde sammen i løbet af nogle dage. Omvendt vil en motor, der er beregnet til trekantkobling, kun kunne trække ca.  $1/\sqrt{3}$ , hvis den stjernekobles, idet både strøm og spænding i viklingerne bliver  $\sqrt{3}$  gange mindre.

På motorerne er viklingernes ender ført ud i en klemkasse. Viklingstilslutningerne er benævnt u-v-w og z-x-y, således at der ligger en vikling mellem u og x, en anden vikling mellem v og y og den tredje vikling mellem w og z, sådan som det er vist på figur 4.7



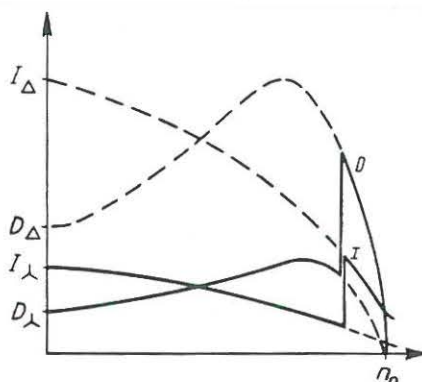
Figur 4.7 Tilslutning af stjerne- og trekantkoblede motor til nettet.

Som vist i figur 4.7 er det let med lus at vælge stjerne- eller trekantkobling af motoren, når klemkassen er indrettet som vist. Da nogle lande bruger 3x220 V net og andre ligesom Danmark 3x380 V net, kan motoren være beregnet til stjernekobling i første tilfælde og trekantkobling i sidste tilfælde. Man skal altså før tilslutningen se nøje efter på motorens typeskilt, hvilken tilkobling motoren er beregnet til.

Omdrejningsretningen på en asynkronmotor er meget let at ændre, idet drejefeltet vil ændre omdrejningsretning, når blot to tilfældige af faserne byttes om. I praksis tilslutter man derfor blot motoren og ser efter, om den drejer den rigtige vej rundt. Gør den ikke det, byttes to faser.

#### 4.4 Start af asynkronmotoren

Små motorer startes altid ved direkte start. Men ved større motorer er man af hensyn til elnettet interesseret i at begrænse den meget store startstrøm. Den simpleste måde at begrænse startstrømmen på, er at anvende stjerne-trekant start. Denne består i, at en motor hvis viklinger er beregnet til trekantkobling ved normal kørsel, under start kobles i stjerne. Herved bliver motorens impedans set fra nettet tre gange større og startstrømmen derved tre gange mindre end ved direkte start, som vist på figur 4.8

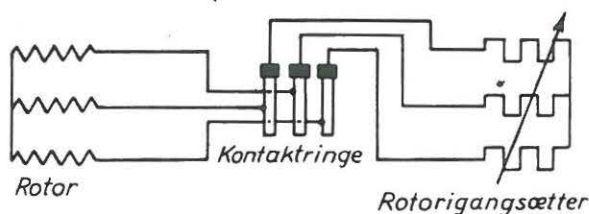


Figur 4.8 Stjerne-trekant start af kortslutningsmotor.

Desværre bliver også effekten og dermed også drejningsmomentet 3 gange mindre, når motoren er koblet i stjerne, hvilket også fremgår af figur 4.8. En motor med stjerne-trekant start vil derfor ikke kunne starte med fuldt belastningsmoment. Omkobling til trekanttilslutning skal som vist foretages, når motoren er næsten oppe på fuldt omdrejningstal, for at strømstødet ikke skal blive for stort.

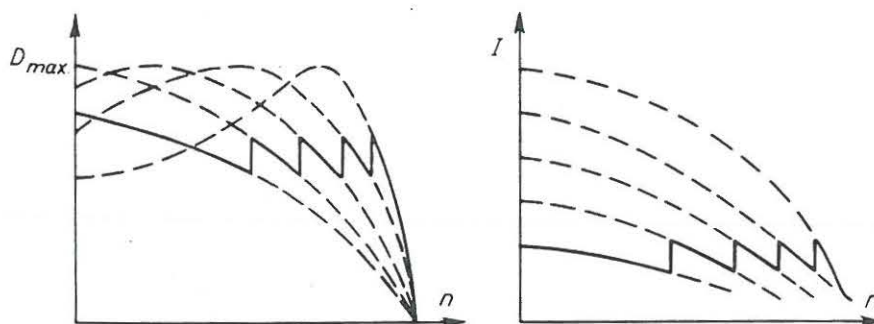
Det er vigtigt at huske at koble om til trekant, når motoren er i gang. Ved fuldlast vil hver vinding nemlig få 3 gange større strøm i stjerne- end i trekantkobling, og det kan motoren ikke tåle i længere tid. Et almindeligt motorværn vil ikke beskytte motoren herimod, da et sådant måler netstrømmen, og den er normal fuldlaststrøm. Anvendes motorværn sammen med stjerne-trekantomskifter, skal det derfor være et specielt motorværn, der er sammenbygget med omskifteren.

Større motorer, som skal starte med fuldlast, hvorfor stjerne-trekant omskifter ikke kan anvendes, og som eventuelt heller ikke kan startes direkte af hensyn til nettet, kan udføres som kontaktringsmotorer. Statoren i en kontaktringsmotor er udført ganske som i en kortslutningsmotor, men rotoren er viklet som vist i figur 4.3. Ved at indskyde modstande i rotorkredsen kan rotorstrømmen og dermed også statorstrømmen begrænses, og dette er muligt ved hjælp af en igangsætningsmodstand, som består af tre trinvis variable modstande, der forbindes til hver sit slæbekul og hvis anden ende forbindes indbyrdes i et stjernepunkt som vist i figur 4.9.



Figur 4.9 Igangsætningsmodstand til kontaktringsmotor.

For kontaktringsmotoren er drejningsmoment og strømoptagelse under start meget fordelagtig, som vist i figur 4.10.



Figur 4.10 Drejningsmoment og strømforbrug under start af kontaktringsmotor.

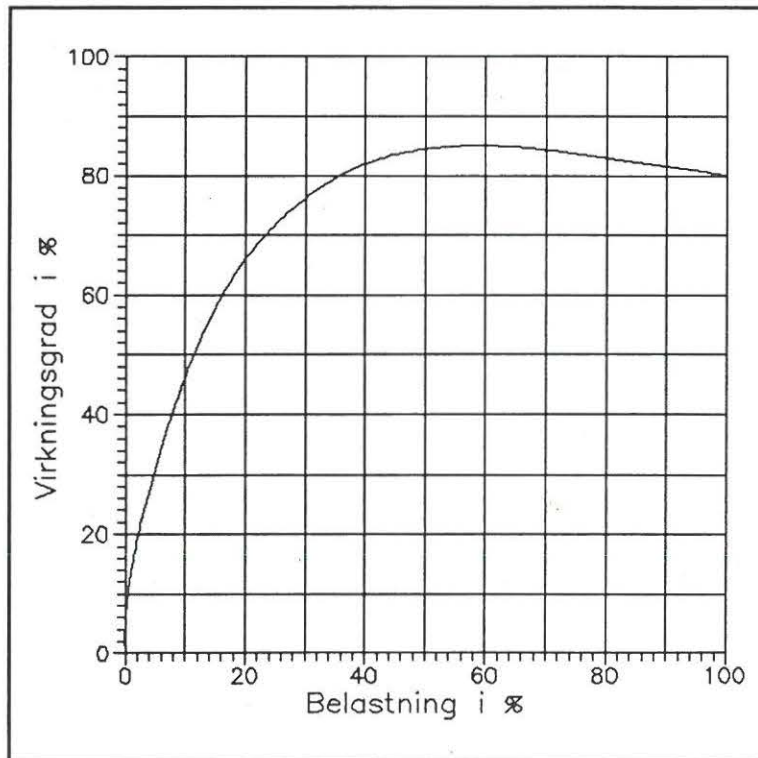
Som det fremgår af figur 4.10 kan drejningsmomentet under start af en kontaktringsmotor være større end ved direkte start, selv om strømforbruget begrænses til samme størrelsesorden som fuldlaststrømmen. Det er vigtigt at huske at koble igangsætningsmodstanden helt ud, når motoren er startet, idet denne ellers vil blive ødelagt på grund af varmeudviklingen.

I en kontaktringsmotor har man således tilføjet slæbekul og kontaktringe, der slides med tiden. Store kontaktringsmotorer har derfor automatiske slæbekulsløftere, der består af en centrifugalanordning, som løfter slæbekullene og kortslutter kontaktringene, når motoren er nået op på et vist omrejsningstal.

#### 4.5 Asynkronmotorens virkningsgrad

En asynkronmotor i tomgang leverer ikke nogen effekt, men har alligevel et tomgangsforbrug. I dette tilfælde vil virkningsgraden altså være nul. Ved belastning stiger virkningsgraden til et maksimum ved ca. halv fuldlastmoment. Fra halv til fuldlastmoment falder virkningsgraden lidt på grund af øgede strømvarmetab. Figur 4.11 viser et typisk forløb af virkningsgraden.





Figur 4.11 Typisk virkningsgrad for asynkronmotor.

Store motorer har en virkningsgradskurve, hvis maksimum kan nå op på lidt over 0.9, mens små motorers virkningsgradskurve ligger noget lavere end den viste.

Som det ses af figur 4.11 er det vigtigt at vælge en motorstørrelse, der ved normal drift kommer til at arbejde mellem halv- og fuldlast, hvor virkningsgraden er bedst. At vælge en motor, der normalt kommer til at arbejde væsentligt under halv belastning er meget uøkonomisk.

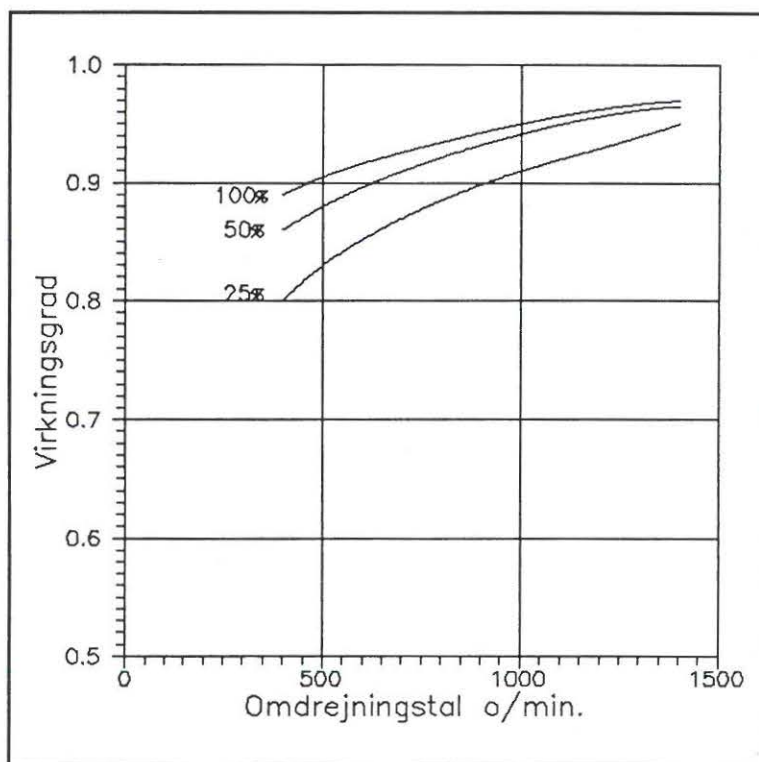
#### 4.6 Regulering af asynkronmotorens omdrejningstal

Som tidligere omtalt kan en asynkronmotor fremstilles med flere sæt viklinger, så polomkobling er muligt. Denne reguleringsform giver ganske vist en reguleringsmåde, der er tabsfri, men metoden giver også et stort spring i ydelse, som måske ikke kan accepteres. Desuden er en motor med polomkobling meget dyrere end en almindelig motor.

Da en asynkronmotor følger netfrekvensen, om end den er lidt bagefter ved belastning, er der en anden måde at regulere omdrejningstallet på. Man kan ensrette vekselstrømmen fra nettet og vekselrette den igen til en variabel frekvens. Dette gøres i frekvensomformere, som er blevet mere og mere anvendt til reguleringsformål i de senere år. Typisk kan en motors omdrejningstal på denne måde reguleres fra næsten nul til fuldt omdrejningstal. Det kan dog være nødvendigt at køle motoren ekstra udefra ved lavt omdrejningstal, hvis den samtidig skal køre med fuldt drejningsmoment.

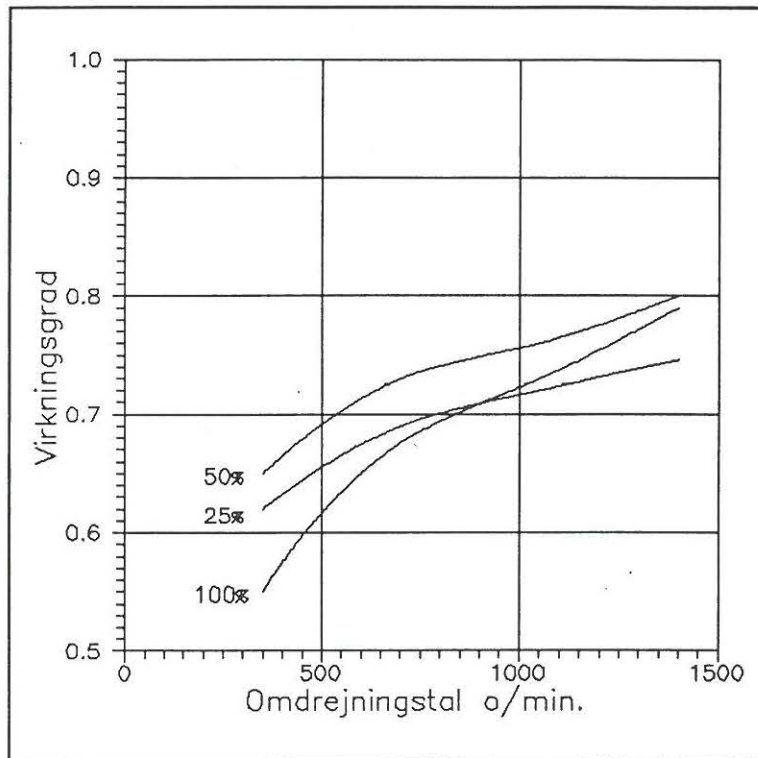
Før eventuel anvendelse til at drive en kompressor skal man dog gøre sig klart, at en frekvensomformer omsætter noget af eleffekten til varme, d.v.s. at den giver et tab. På figur

4.12 ses et eksempel herpå, idet frekvensomformerer forudsættes at drive en motor med max. omdrejningstal på 1400 o/min.



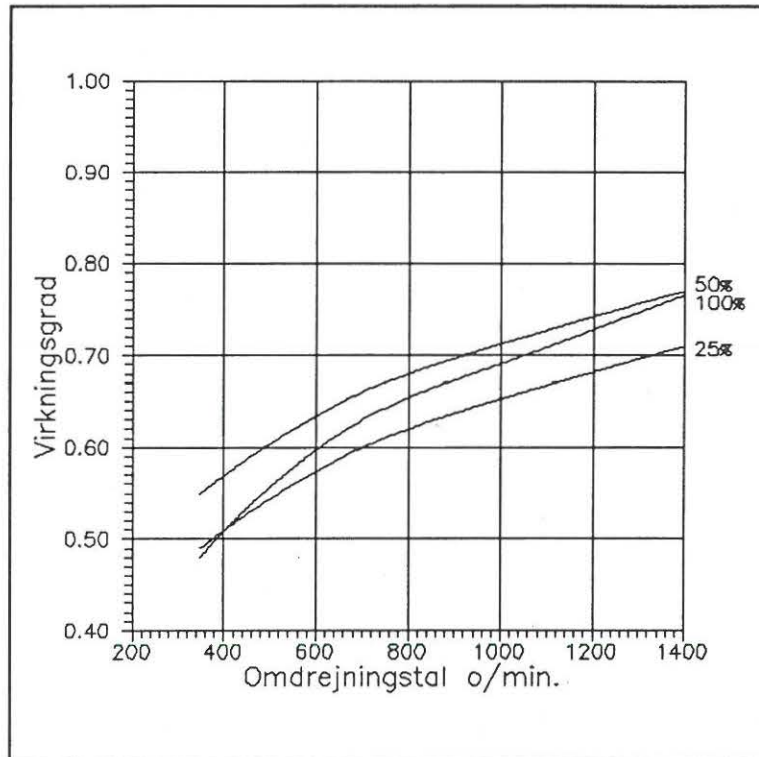
Figur 4.12 Virkningsgrad for frekvensomformer. Belastningen er parameter.

Men når en frekvensomformer skal drive en motor, spiller motorens virkningsgrad ved varierende omdrejningstal og belastning også en stor rolle. På figur 4.13 ses et eksempel herpå.



Figur 4.13 Virkningsgrad for asynkronmotor. Drejningsmomentet er parameter.

Da strømmen først skal igennem frekvensomformereren og derefter til motoren, bliver den samlede virkningsgrad for frekvensomformer og motor produktet af de to sæt virkningsgrader. Figur 4.14 viser dette.



Figur 4.14 Virkningsgrad for frekvensomformer + asynkronmotor. Drejningsmomentet er parameter.

Figur 4.12, 4.13 og 4.14 er blot eksempler på virkningsgrader. Disse vil som før omtalt afhænge af motorstørrelsen, og de vil også afhænge af størrelsen på frekvensomformeren. Men hvis en asynkronmotor skal drive en stempelkompressor eller en skruekompressor med fuldt drejningsmoment ved varierende omdrejningstal, viser figur 4.14 at tendensen er klar. I sammenligning med at køre en motor ved fuldlast og fuldt omdrejningstal uden frekvensomformer, som ifølge figur 4.13 vil give en virkningsgrad på 0.79, vil den samlede virkningsgrad for frekvensomformer og motor ved fuldt omdrejningstal være lidt mindre, og den vil ved reducere af omdrejningstallet falde væsentligt, som vist i figur 4.13. En regulering med frekvensomformer er altså teknisk set fremragende, fordi den giver en helt trinløs regulering, men med hensyn til effektforbrug giver den en del tab. Man skal derfor tænke sig godt om, før metoden anvendes til større motorer, hvor effektforbruget er mærkbart. Større frekvensomformere er i øvrigt også ret dyre endnu.

## 5. Kondensatorer

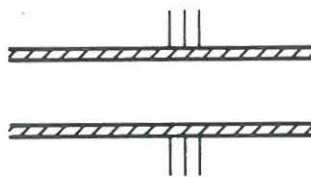
I kondensatoren skal al den overskydende varme fra køleprocessen afgives. Denne energi består af den i fordampere optagne varme og af den til kompressoren tilførte effekt, såfremt kompressoren er kølet af kølemidlet. Mindre kompressorer, der kan være kølet af omgivelserluften, afgiver kun en del af den tilførte effekt til kølemidlet og dermed til kondensatoren.

Kondensatorvarmen skal naturligvis helst udnyttes fx til opvarmningsformål. Men oftest vil det kun være muligt at udnytte en del af varmeeffekten, eller det vil slet ikke være økonomisk at udnytte denne lavtemperaturrenergi, så varmeeffekten må afleveres til omgivelserne.

I Danmark er det kun tilladt at aflevere overskydende varme til naturen på en sådan måde, at det ikke forstyrrer miljøet unødigt. Dette betyder normalt, at kondensatorvarmen må afleveres til udeluften eller til havvand. At indvinde varme eller aflevere varme til åvand vil normalt ikke blive tilladt, og det er kun tilladt at anvende grundvand til varmemål, hvis dette bagefter alligevel skal anvendes til brugsvand.

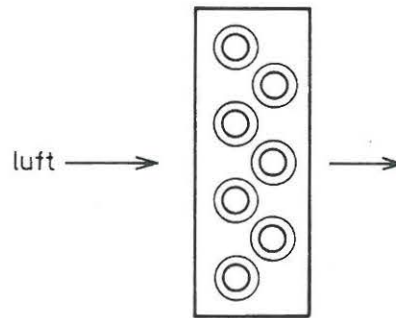
### 5.1 Den luftkølede kondensator

Tidligere blev den luftkølede kondensator mest anvendt til små kompressoraggregater med påbygget kondensator. Anlægget stod i et maskinrum, som så måtte køles med særskilt ventilation. Da det gælder om at få så kold udeluft til anlægget som muligt, er det mere fordelagtigt at anbringe kondensatoren lige inden for en åbning i ydermuren, så at udeluften trækkes ind gennem kondensatoren af kondensatorventilatoren. På grund af varmetilførslen til maskinrummet anvendes metoden kun til små anlæg. I dag er det almindeligt at anbringe den luftkølede kondensator udendørs ved kondensatorydelser over ca. 10 kW, og luftkølede kondensatorer kan fås helt op til ca. 300 kW.



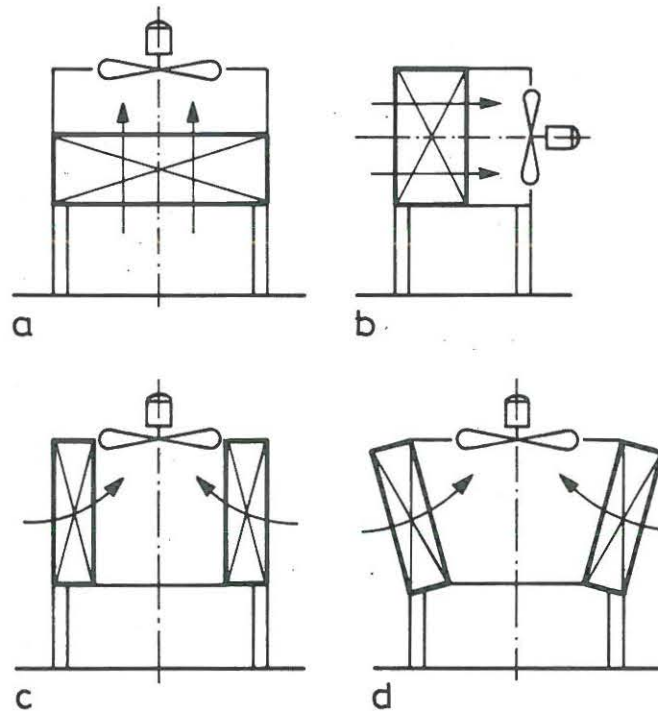
Figur 5.1 Kondensatorrør med lameller.

En luftkølet kondensator består altid af rør hvori kølemidlet strømmer, mens luften strømmer forbi kondensatorrørene udvendigt. Da der er en god varmeovergang mellem en væske og den indre rørvæg, er det ikke nødvendigt at forbedre varmeovergangen her, men da luft har en meget dårligere varmeoverførsel til rørens udvendige side, er det nødvendigt at forøge arealet mellem rør og luft. Dette gøres som figur 5.1 viser ved hjælp af lameller, d.v.s. tynde cirkulære eller kvadratiske plader, der er anbragt uden på rørene. Rør og lameller kan være udført i stål, lamellerne bliver presset på rørene, og efter samling af hele enheden bliver denne varmtgalvaniseret, så den er godt beskyttet mod rust. Lamellerne kan også være i aluminium og rørene af bløde kobberør. I dette tilfælde sættes lamellerne på plads på kobberørene, hvorefter disse udsættes for et højt indre tryk, der ekspanderer rørene, så lamellerne sidder fast. Lamelafstanden kan variere mellem 2 og 16 mm, men er oftest af pladshensyn mellem 2 og 4 mm.



Figur 5.2 Kondensator med to rørrækker.

Kondensatorrørene anbringes i rækker som vist på figur 5.2 og således, at luften strømmer på tværs af rørene. Rørene anbringes i 1 eller flere rørrækker, og rørene kan være forskudt bag hinanden som vist på figur 5.2, eller de kan ligge bag hinanden i luftstrømmens retning. Lufthastigheden over fronttværsnittet bør af hensyn til strømningssmodstanden ikke være over ca. 2.5 m/s.



Figur 5.3 Forskellige udførelser af luftkølede kondensatorer.

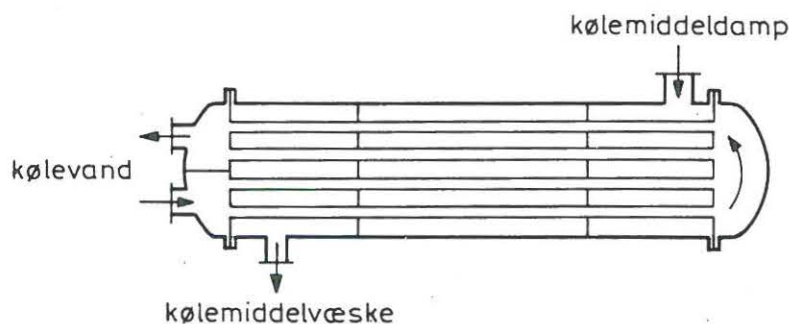
Kondensatorelementerne kan anbringes på forskellige måder, som vist i figur 5.3. Til udendørs brug anvendes mest model a, hvad enten der er tale om et element som vist, eller der anbringes flere elementer ved siden af hinanden. Denne form er fordelagtig udendørs, fordi den er uafhængig af vindretningen, og fordi den naturlige konvektionstrømning vil være virksom, når kondensatorventilatoren er stoppet. Model b anvendes helst kun til indendørs brug, fordi den vil være alt for afhængig af vindretningen. Model c og d er mere uafhængig af vindretning og kan derfor også anvendes udendørs. Kondensatorventilatorerne startes og stoppes som regel styret af kondensatortrykket, der således normalt holdes næsten konstant.

Luftkølede kondensatorer er normalt billigst både i anlægsudgifter, i drift og vedligeholdelse, men pladsbehovet bliver stort ved større anlæg.

Ved anvendelsen af luftkølede kondensatorer skal man altid tænke på støj udviklingen fra kondensatorventilatorerne især ved anbringelse i det fri. Støjen nedbringes ved at køre med lave omdrejningstal på ventilatorerne, men alligevel skal man altid tænke på de nærmeste omgivelser og måske også på naboerne i denne forbindelse.

## 5.2 Den vandkølede kondensator

En vandkølet kondensator kan være af forskellige udførelser til helt små og større anlæg, men her skal kun omtales kondensatorer til større anlæg.



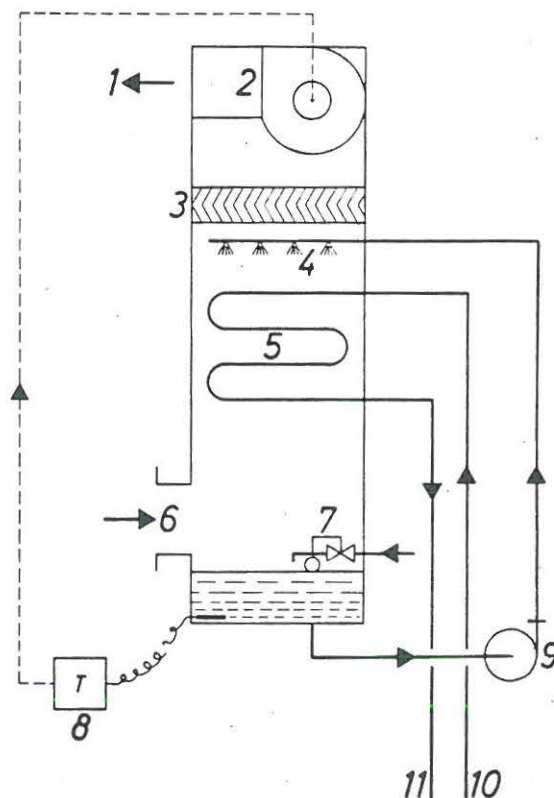
Figur 5.4 Vandkølet kondensator.

I figur 5.12 er vist princippet i en vandkølet kondensator. Den er udført som en cylindrisk beholder, der indeholder rør i massevis. Kølevandet strømmer inden i rørene og kølemidlet udvendigt omkring rørene. Rørene kan være forsynet med lave finner for at forøge arealet for varmeovergangen mellem rør og kølemiddel. I begge ender er rørene sat ind i huller i endeflangerne og er derefter valset eller svejset fast. Uden for endeflangerne er endedæksler boltet fast, og kølevandet ledes ind og ud gennem endedækslerne. Disse er forsynet med vendekamre, så at vandet ledes frem og tilbage gennem rørene i flere løb. Kølemiddeldampen ledes til kondensatorkappen foroven, og den kondenserede kølemiddelvæske tages ud forneden.

Vandkølede kondensatorer er billigere end luftkølede kondensatorer, men til gengæld skal kølevandet oftest køles i et køletårn, som ligner en luftkølet kondensator blot med vand i rørene i stedet for kølemiddel. En fordel ved arrangementet med en vandkølet kondensator og køletårn er, at kompressor og kondensator kan leveres som fabriksmonteret aggregat, så monteringsarbejdet på stedet bliver mindre. Såfremt fordamperen køler vand fx til køleflader i ventilationsanlæg, kan hele køleanlægget leveres som en færdig enhed, hvor kølemidlet er påfyldt og anlægget prøvekört fra fabrikkens side, så kun vand- og eltilslutning mangler.

### 5.3 Fordampningskondensatoren

Denne kondensatorstype er en slags sammenbygget vandkølet kondensator og køletårn. Den er ikke så almindelig som de andre typer, fordi den kræver en del vedligeholdelse, men den har også nogle fortrin.



Figur 5.5 Fordampningskondensator.

Figur 5.5 viser princippet i en fordampningskondensator. Kølemidlet kondenserer i rørene 5, der normalt er glatte, galvaniserede stålrør. Vandet fra bundkarret pumpes til dyserne 4 og forstøves af disse ud over kondensatorrørene. Herved optager vandet varme fra rørene, men det køles ved en fordampningskøling af luften, der trækkes op gennem køletårnet i modstrøm med vandet. Ved fordampningskølingen udnyttes, at tør udeluft ved befugtning kan køles nogle grader, og således fås en mere effektiv køling end ved en luftkølet kondensator.

Til erstatning for den vandmængde, der tabes ved fordampning og medrivning af dråber, må der hele tiden tilsættes friskvand. Denne vandmængde er minimal, mens den over dyserne cirkulerede vandmængde er flere hundrede gange større.

Kølingen kan foregå ved såkaldt stille køling, altså når ventilatoren 2 er stoppet, men herved vil varmeoverføringen være betydeligt mindre. Kondensatortrykket kan derfor reguleres ved at lade en termostat 8 starte og stoppe ventilatoren. Det kan også være en pressostat, der føler kondenseringsstrykket, der starter og stopper ventilatoren. Dette vil være en fordel, hvis anlægget skal køre i frostvejr, hvor vandet må tømmes af, men hvor kølingen så blot kan fungere som almindelig køling af kondensatorrørene ved hjælp af udeluft, hvilket naturligvis giver en lavere køleeffekt pr. grads temperaturforskul mellem kondenseringsstemperatur og

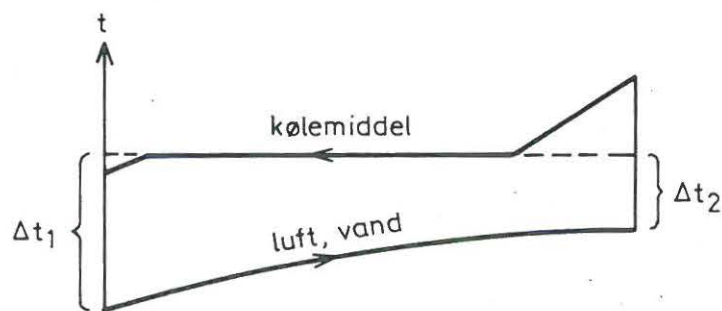


udelufttemperatur. Men da udetemperaturen netop er lav om vinteren, giver dette ingen problemer.

Luftmængden i en fordampningskondensator er mindre end i en luftkølet kondensator, og den fylder også meget mindre.

#### 5.4 Økonomiske temperaturdifferenser for kondensatorer

Varmeoverføringen i kondensatoren afhænger af dennes varmeoverførende areal og af temperaturdifferensen mellem kondenseringstemperaturen og kølereservoiret, som er luft eller vand. Hvis man derfor tillader en stor temperaturdifferens, kan kondensatorens areal formindskes og kondensatoren bliver billigere. Men da en højere kondenseringstemperatur giver en lavere effektfaktor for varmepumpen, fås derved højere driftsudgifter. Derfor må valget af temperaturdifferenser optimeres med hensyn til investering og drift.



Figur 5.6 Kondensatorens temperaturforløb.

På figur 5.6 ses et normalt temperaturforløb i en kondensator. Kølemidlet, der jo er overhedet efter kompressoren, afkøles først til kondenseringstemperaturen derefter, kondenseres det ved konstant temperatur og til sidst underafkøles lidt.

Betegner som vist  $\Delta t_1$  differensen mellem kondenseringstemperaturen og tilgangstemperaturen på luften eller vandet, bør  $\Delta t_1$  højst være 7-8 C i den normale driftstilstand.

$\Delta t_2$ , der betegner forskellen mellem kondenseringstemperaturen og luftens eller vandets afgangstemperatur bør højst være  $= 0,56 \cdot \Delta t_1 = 4$  C.

Ofte kan man komme ud for anlæg, hvor temperaturdifferenserne er betydeligt større, d.v.s. at der er sparet på kondensatorarealet enten af hensyn til pris eller plads. Men dette går som nævnt ud over effektfaktoren.

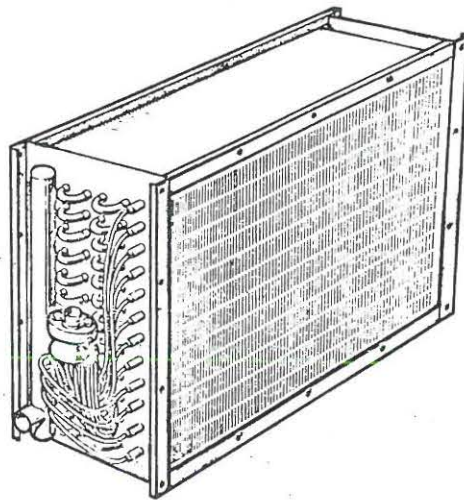
Når et anlæg startes efter en stilstandsperiode, er fordampningstemperaturen normalt højere end den vil være i driftstilstanden, og derfor vil kondenseringsvarmen ligeledes være højere end normalt. For at overføre denne større varmeeffekt, må temperaturdifferenserne i den samme kondensator herved ligeledes blive højere end ved normal driftstilstand.

## 6 Fordampere

Til ventilationsanlæg kan der vælges mellem to typer fordampere. Der kan vælges en fordampere, der indsættes direkte i luftstrømmen, hvorved der fås en luftkøler, eller der kan vælges at overføre køleeffekten via vand eller frysepunktssænket vand til en køleflade i centralaggregatet.

### 6.1 Luftkølere

Luftkølere for direkte fordampning fremstilles af kobberør med aluminiumlameller ligesom luftkølede kondensatorer. På grund af den større korrosionsrisiko i køleflader, der ofte er våde af kondenserende vanddamp, forkromes kobberørene gerne udvendigt.



Figur 6.1 Luftkøler

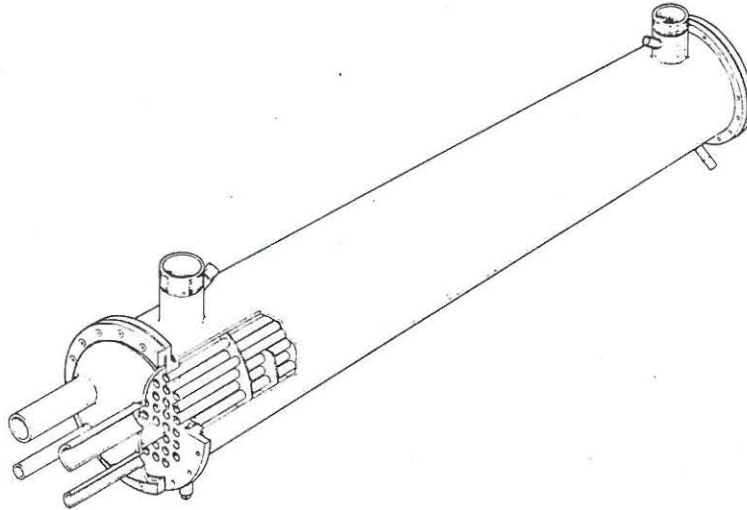
I figur 6.1 ses en sådan luftkøler til direkte fordampning. Lamelafstanden varierer normalt mellem 2,5 og 4 mm, og rørafstanden er sædvanligvis ca. 50 mm. Da det er meget vigtigt, at fordampningstemperaturen ikke kommer for langt ned af hensyn til effekt faktoren, vil man normalt se, at sådanne køleflader har mange rørrækker undertiden helt op til 8.

En luftkøler med direkte fordampning har altid en ekspansionsventil foran sig i kølemiddelkredsløbet. For at sikre, at de øverste og nederste rør i fordampningen får tilført omtrent lige meget kølemiddel, indsættes en væskefordeler som vist mellem ekspansionsventilen og fordampningen. Væskefordeleren og de tilsluttede tynde kobberør giver et tryktab, der er rimeligt stort i forhold til den statiske trykhøjde mellem de øverste og nederste rør.

En luftkøler med direkte fordampning har den fordel, at der kan opnås en lille temperatordifferens mellem fordampningstemperaturen og luften, der skal køles. Men det er en ulempe, at afkølingen af luften er vanskelig at regulere med tilfredsstillende nøjagtighed. Det er ligeledes betænkeligt, at en eventuel utæthed i fordampningen vil medføre, at kølemiddel sendes med ventilationsluften ind i de ventilerede rum. Derfor bør metoden ikke anvendes til rum, hvor folk sover eller til rum, hvor panik kan opstå.

## 6.2 Væskekøler, tør fordampning

Foran en væskekøler med såkaldt tør fordampning sidder der en termostatisk ekspansionsventil, som regulerer kølemiddelvæskestrømmen til fordamperen, så at der altid er overhedning efter fordamperen.



Figur 6.2 Væskekøler med fordampning i rørene. Kølemiddelstrømmen er delt i to parallelle forløb.

Figur 6.2 viser en sådan fordampner. Kølemidlet løber inden i rørene, mens væsken, der skal køles, løber uden om rørene. Væsken er normalt vand, men kan også være vand iblandet frysepunktssænkende middel. På væskesiden anvendes ledeplader til at sikre en højere væskehastighed og dermed en bedre varmeovergang.

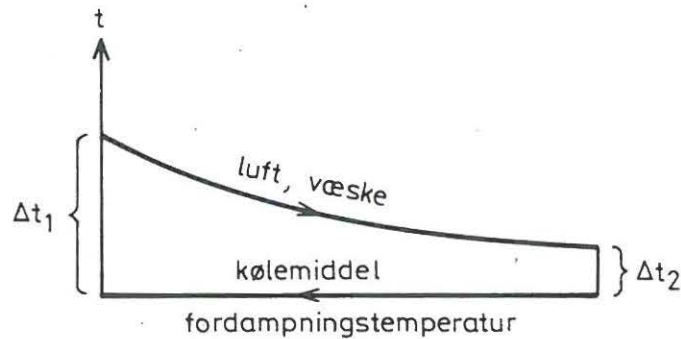
## 6.3 Væskekøler, oversvømmet fordampner

En oversvømmet fordampner ligner den i figur 6.2 viste, men det fordampende kølemiddel løber uden om rørene og væsken inden i rørene. Herved står der normalt kølemiddelvæske et stykke op i fordampneren, hvorefter navnet kommer. Kølemiddeltilførslen til fordampneren kan reguleres af niveauet i fordampneren med en såkaldt lavtrykssvømmer, og denne reguleringsmåde er den almindeligste. Kølemiddeltilførslen til fordampneren kan dog også reguleres af niveauet i kondensatoren med en såkaldt højtrykssvømmer og i så fald findes næsten hele kølemiddelfyldningen i fordampneren.

Oversvømmede fordampere med højtrykssvømmer benyttes ofte i koldtandsaggregater med centrifugalkompressorer. Til stempel- eller skruekompressor anlæg foretrækkes tørre fordampere, først og fremmest fordi man derved har lettere ved at få olien tilbage til kompressoren. Desuden er kølemiddelfyldningen væsentlig mindre end i en oversvømmet fordampner.

#### 6.4 Økonomiske temperaturdifferenser for fordampere

Som ved kondensatoren er det sådan, at en fordamper med større varmeoverførende areal vil give mindre driftsudgifter. Men da effektfaktoren falder endnu mere ved faldende fordampningstemperatur end ved stigende kondenseringstemperatur, er de økonomiske temperaturdifferenser i fordamperen endnu mindre end i kondensatoren. På figur 6.3 ses temperaturforløbet i en fordamper, idet der er set bort fra en eventuel overhedning i fordamperen.



Figur 6.3 Temperaturforløb i fordamper.

I normaldriftstilfældet bør temperaturforskellen  $\Delta t_1$  mellem luftens eller væskens tilgangstemperatur og fordampningstemperaturen højst være 6-7 C. Forskellen  $\Delta t_2$  mellem luftens eller væskens afgangstemperatur og fordampningstemperaturen bør højst være  $0,56 \cdot \Delta t_1 = \text{ca. } 3,5 \text{ C}$ .

Så små temperaturdifferenser over fordamperne vil selvsagt medføre store fordamperarealer, men det vil kunne svare sig i det lange løb.

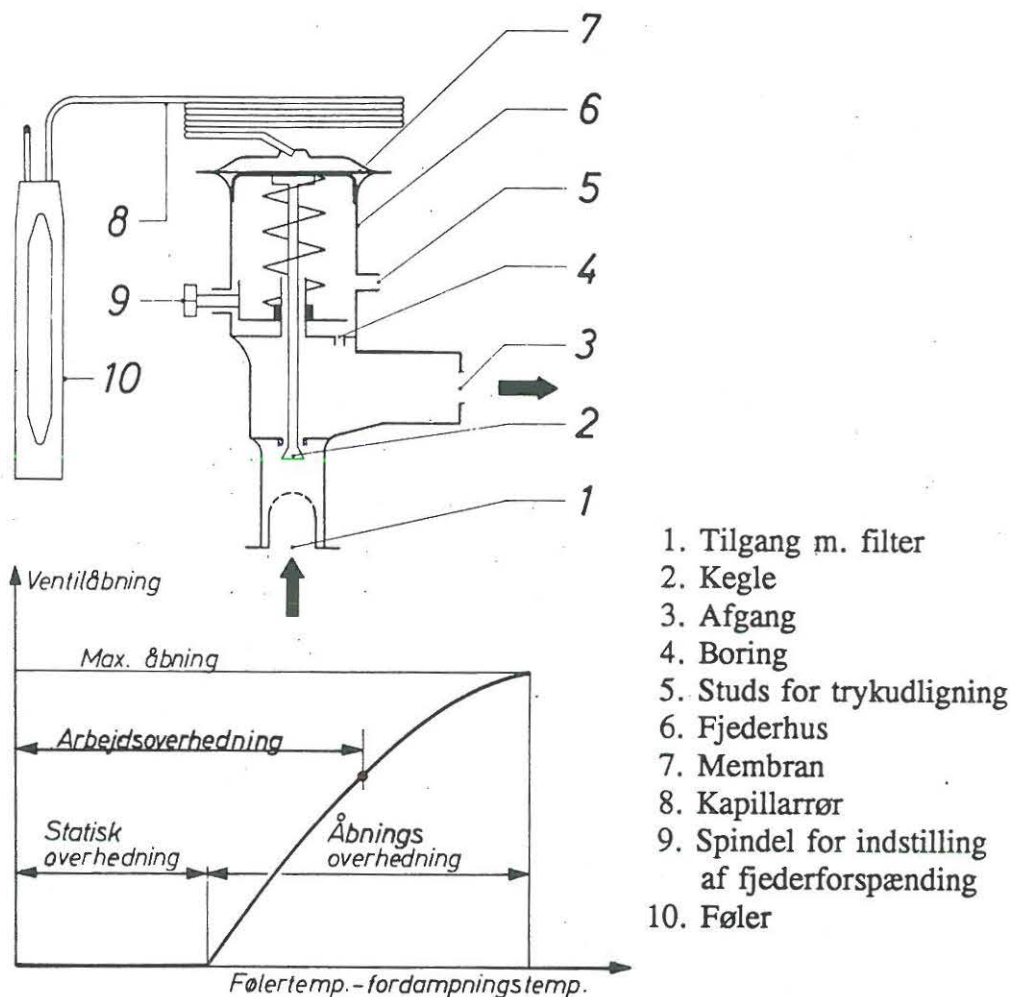
Ved højere fordampertemperaturer end de, der svarer til normal drift, kan kompressoren levere en meget større kølemiddelstrøm rundt i anlægget, hvilket betyder meget større temperaturdifferenser over fordamperen end normalt.

## 7. Ekspansionsventiler

Ekspansionsventilen har først og fremmest til opgave at reducere trykket fra kondenseringstryk til fordampningstryk. Men herudover tillægges ekspansionsventilen en reguleringsopgave, der afhænger af fordampertypen i anlægget.

### 7.1 Den termostatiske ekspansionsventil

Foran en tør fordamper sidder der altid en termostatisk ekspansionsventil. Denne har til opgave at reducere trykket og at sørge for overhedning efter fordamperen, så væskeslag i kompressoren undgås.



Figur 7.1 Termostatisk ekspansionsventil, princip.

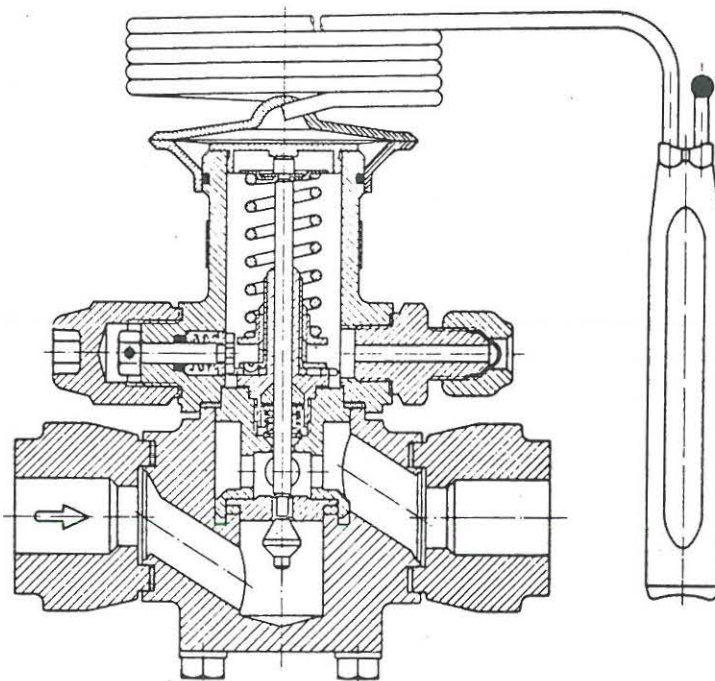
Figur 7.1 viser princippet i en termostatisk ekspansionsventil, der ofte blot kaldes en termoventil. Ventilen indsættes i fordamperens tilgangsrør og føleren klampes til fordamperens afgangsrør umiddelbart efter fordamperen. Kølemidlet strømmer ind ved 1, ekspanderes ved ventilkeglen 2 og strømmer til fordamperen ved 3. Mængden af kølemiddel, der strømmer gennem ventilen er bestemt af ventilkeglens stilling. Keglen 2 er gennem en stang forbundet med en tryksko, der ligger an mod membranens underside. Følelementet,

der består af føleren 10, kapilarrøret 8 og membranen 7 er fyldt med et stof, der giver et af følertemperaturen afhængigt tryk over membranen. Membranen vil presse trykskoen nedad ved voksende tryk i føleren, men denne bevægelse modvirkes af fjederkraften og kølemiddeldampens tryk på membranens underside. Ventilens åbning styres således af differensen mellem trykkene på membranens over- og underside. Fjederens forspænding kan ændres ved hjælp af spindelen 9, der benyttes ved indstilling af overhedningen.

Det er vigtigt at pointere, at selv om ekspansionsventilen måler fordampetrykket enten gennem boringen 4 eller ved udvendig trykudligning via et kapilarrør fra 5 til fordamperens afgangsrør, så er denne trykmåling på grund af den entydige sammenhæng mellem tryk og temperatur i fordamperen, der jo indeholder mættede dampe, blot en nem måde at måle fordampningstemperaturen på. Derfor måles i princippet en temperaturdifferens mellem ekspansionsventilens føler 10, der føler kølemiddeldampens temperatur efter fordamperen, og fordampningstemperaturen, og denne temperaturdifferens er lig med overhedningen efter fordamperen. Hvis overhedningen efter fordamperen af en eller anden grund bliver forøget, bliver det registreret af føleren 10, ekspansionsventilen åbner for mere kølemiddel til fordamperen og overhedningen vil som følge heraf falde og omvendt.

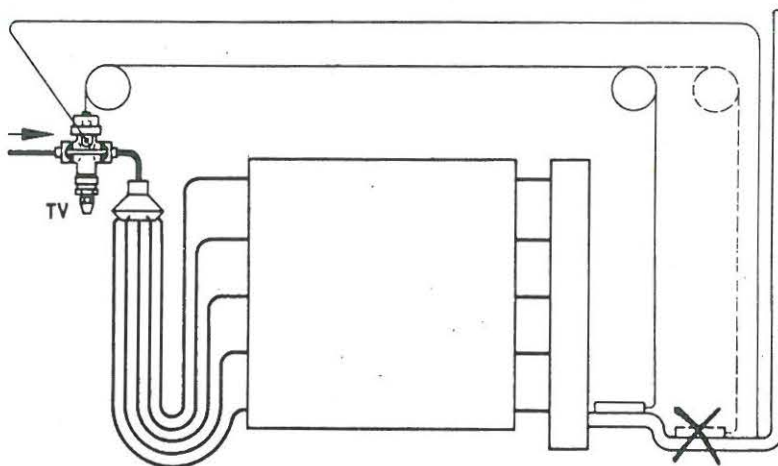
På figur 7.1 er vist hvordan sammenhængen mellem overhedning og ventilåbning ser ud. Ventilen er i princippet en proportionalregulator, der først begynder at åbne, når overhedningen overstiger den statiske overhedning, der kan indstilles med spindelen 9. Ved stigende overhedning åbner ventilen mere og mere indtil den er fuldt åben. Ændringen i overhedning fra lukket til fuldt åben ventil kaldes åbningsoverhedningen. Den statiske overhedning, der indstilles med skruen 9 på figur 7.1, er normalt af størrelsesorden 4-6 C for at sikre overhedning altid. Åbningsoverhedningen er forskellig for forskellige ventiler, men kan være ca. 6 C. Valg af ventil og indregulering af denne omtales nærmere i afsnit 7.2.

Som vist i figur 7.1 kan rummet under membranen ved hjælp af boringen 4 være i forbindelse med ventilens afgang. I dette tilfælde bliver fordampningstemperaturen altså målt ved fordamperens tilgang. Hvis trykfaldet gennem fordamperen er stort, eller der efter ekspansionsventilen anvendes en væskefordeler, der har et stort tryktab, vil den målte fordampningstemperatur blive for høj, og ventilen vil give for stor overhedning svarende til for lille kølemiddelstrøm til fordamperen. For at undgå dette kan ekspansionsventilen forsynes med en såkaldt udvendig trykudligning, der består i, at studs 5 forbindes via et kapilarrør til fordamperens afgangsrør. Ved udvendig trykudligning behøver man altså ikke at tænke på eventuelle tryktab i fordamperen, derfor bliver det mere og mere almindeligt at anvende denne metode.



Figur 7.2 Snit gennem termostatisk ekspansionsventil.

På figur 7.2 ses, hvordan en termostatisk ekspansionsventil normalt ser ud. Stilleskruen for den statiske overhedning er indesluttet af et dæksel, der sikrer absolut tæthed under drift. Når anlægget skal indreguleres, kan dækslet fjernes, idet stilleskruen har en pakning omkring spindelen. Flaretilslutningen til udvendig trykudligning ses til højre midt for ventilhuset.



Figur 7.3 Termostatisk ekspansionsventil med væskefordeler

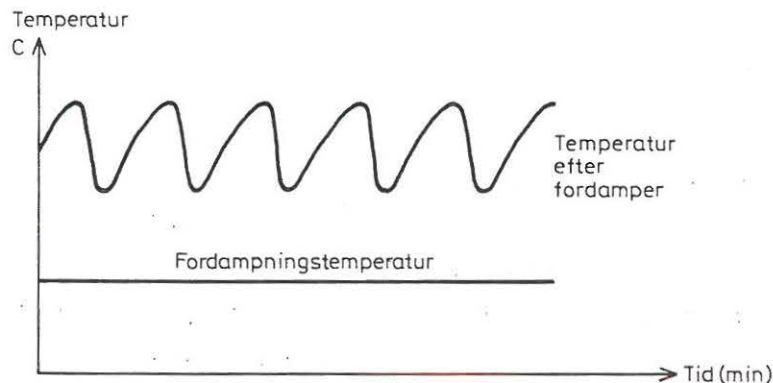
I figur 7.3 er vist, hvordan temperaturføleren og den udvendige trykudligning tilsluttes på en luftkøler med væskefordeler. Temperaturføleren skal altid bindes på røret så tæt på fordampere som muligt og før en olielomme, som er den nedbøjede del af afgangsrøret. Placering af udtaget til den udvendige trykudligning er mindre væsentlig, når blot det sker efter fordampere.

## 7.2 Indregulering af den termostatiske ekspansionsventil

En termostatisk ekspansionsventil skal passe til kølemidlet i anlægget, og den skal have en kapacitet der passer til fordamperen. Nogle ekspansionsventiler har udskiftelig indsats, så forskellige kapaciteter herved kan opnås.

Det er vigtigt at indregulere den statiske overhedning, når anlægget tages i brug, da man ellers risikerer enten at køleeffekten er alt for lille, eller at kølemiddeltilstrømningen giver sig til at svinge, så køleeffekten også svinger, og i værste fald kan der forekomme væskeslag i kompressoren.

Til indreguleringen er det lettest at anvende en lineskriver med temperaturføler. Føleren anbringes uden på røret umiddelbart efter fordamperen ligesom ekspansionsventilens føler, og der lægges isolering uden om føleren, så den ikke påvirkes for meget af den omgivende lufttemperatur. Isoleres føleren ikke, kan den vise flere grader forkert. Der skrues nu op for ekspansionsventilen d.v.s. venstre om svarende til en mindre åbningsoverhedning indtil et svingningsbillede som vist i figur 7.4 opstår.

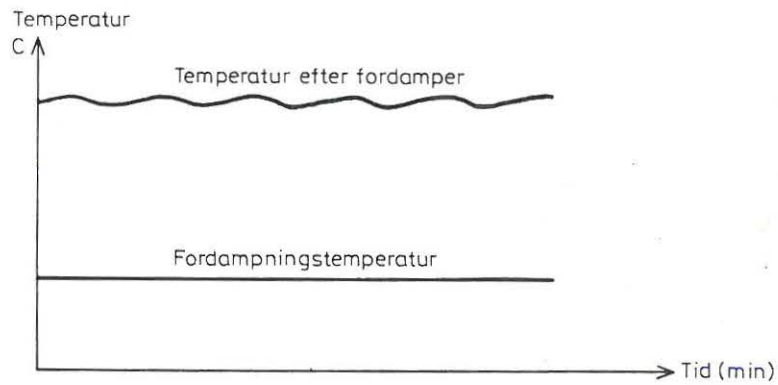


Figur 7.4 Temperaturer i fordamper med ustabil system - for lille overhedning.

Et billede som vist i figur 7.4 er typisk for et ustabil system. svingningstiden vil afhænge noget af fordamperstørrelse m.v., men vil normalt være et par minutter. Det er således kun nødvendigt at optegne temperaturforløbet over ca. 10 minutter før ny indstilling af ekspansionsventilen.

Man skruer nu lidt ned for ekspansionsventilen svarende til lidt større overhedning og får optegnet et nyt temperaturforløb, der vil vise mindre svingninger. Således vedbliver man at skrue ned for ekspansionsventilen i små trin d.v.s. ca. en kvart omgang på skruen ad gangen, og efter hver ændring ventes der til temperaturforløbet er blevet optegnet. Når et temperaturforløb som vist i figur 7.5 er opnået er ekspansionsventilen indstillet.





Figur 7.5 Temperaturer i fordampere ved stabilt system.

Temperaturforløbet som vist i figur 7.5 er karakteristisk ved ganske små ændringer i temperaturen efter fordampere som tegn på, at en regulering foregår. Hvis der lukkes endnu mere for ekspansionsventilen vil temperaturforløbet være lige så roligt, men forskellen mellem de to temperaturer = overhedningen vil stige. Det er vigtigt under indreguleringen at starte med at gøre systemet ustabil, for at man kan være sikker på, at overhedningen ikke er for stor. For stor overhedning giver for lille køleeffekt i fordampere.

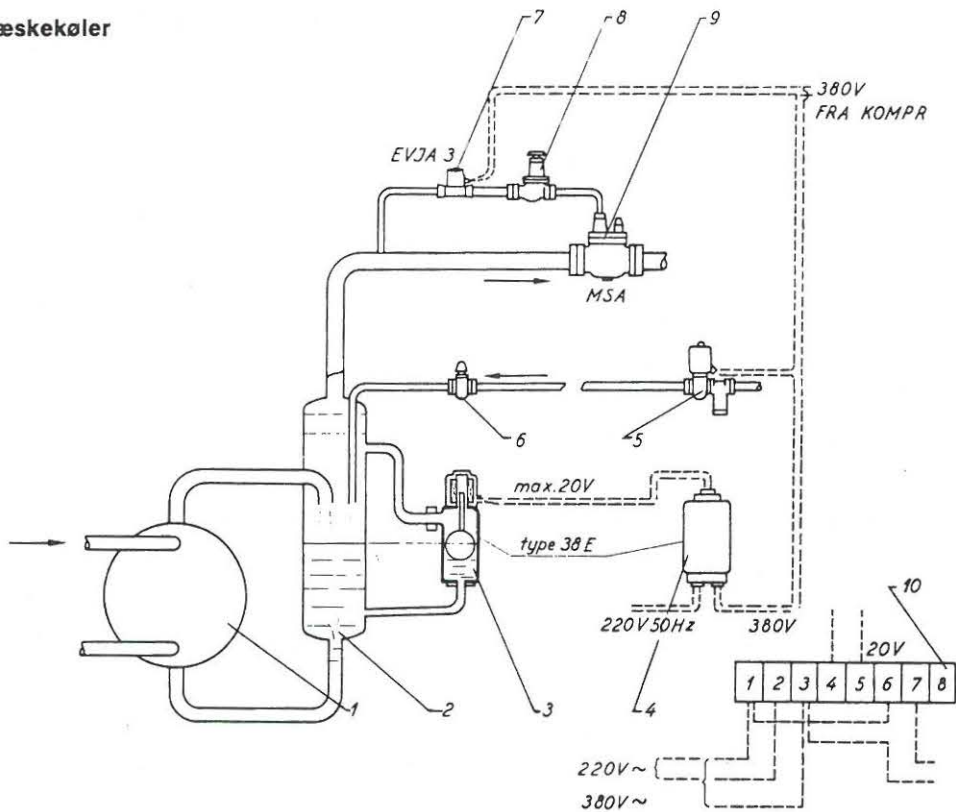
Den på figur 7.4 og 7.5 viste fordampningstemperatur kan fås af lavtryksmanometeret, der normalt viser såvel trykket som den dertil svarende fordampningstemperatur for det pågældende kølemiddel. Er der ikke monteret et lavtryksmanometer kan der sættes en temperaturføler uden på tilgangsrøret til fordampere, og føleren isoleres som føleren efter fordampere.

Kan systemet ikke gøres ustabil ved at mindske overhedningen, svarende til at der skrues op for ekspansionsventilen, er ekspansionsventilen for lille til fordampere ved den pågældende driftstilstand og må udskiftes. Kan systemet ikke gøres stabilt ved at skrue ned for ekspansionsventilen svarende til større overhedning, er ekspansionsventilen for stor til fordampere og må ligeledes udskiftes.

### 7.3 Niveauregulering i oversvømmet fordampere

Oversvømmede fordampere tilføres kølemiddel gennem en magnetventil, der lukkes op og er styret af en svømmer, der måler kølemidelniveauet enten i fordampere eller i kondensatoren svarende til henholdsvis lavtrykssvømmer og højtrykssvømmer. På figur 7.6 er vist en lavtrykssvømmer.

## Væskekøler



- |                                  |                                     |
|----------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Mangerørs væskekøler          | 6. Håndreguleret drøvleventil       |
| 2. Separator og væskebeholder    | 7. Magnetventil for sugeledning     |
| 3. Svømmerhus                    | 8. CVA jævntryks-pilotventil        |
| 4. Kontrolrelæ                   | 9. Sugetryksregulator – hovedventil |
| 5. Magnetventil i væskeledningen | 10. Klembrædt fra kontrolrelæet     |

Figur 7.6 Niveauregulering i oversvømmet fordampere.

På figur 7.6 ses et eksempel på regulering af en oversvømmet fordampere. Niveautet i væskeudskilleren 2 måles ved hjælp af svømmeren i huset 3. Når svømmeren hæves eller sænkes ændres strømmen i spolen på toppen af svømmerhuset. Ændringen forstærkes i kontrolrelæet 4, der styrer magnetventilen 5 i væskeledningen. Reguleringen er altså on/off. Differens og referenceniveau kan indstilles i kontrolkassen 4. I væskeledningen efter magnetventilen er der indskudt en håndreguleret drøvleventil 6, der er den egentlige ekspansionsventil, og denne indstilles til netop at give max. kapacitet. Derved skånes magnetventilen, og man får en langsom og rolig opfyldning af fordampere. Trykket i fordampere kan eventuelt holdes konstant af fordampningsstrykregulatoren 9, der styres af pilotventilen 8, men dette omtales nærmere senere.

En lavtrykssvømmer er den mest anvendte til oversvømmede fordampere, og lavtrykssvømmere er selvsagt eneste mulighed, når et køleanlæg har flere kølesteder med flere fordampere. Lavtrykssvømmeren holder praktisk taget konstant væskniveau i fordampere. Sammenlignet med en tør fordampere med termostatisk ekspansionsventil har systemet den fordel, at der er fuld sikkerhed for, at der ikke sendes kølemiddelvæske til kompressoren, og desuden at kølemidlet efter fordampere heller ikke er overhedet, men lige netop mættet, hvilket giver lavere kompressortemperaturer.

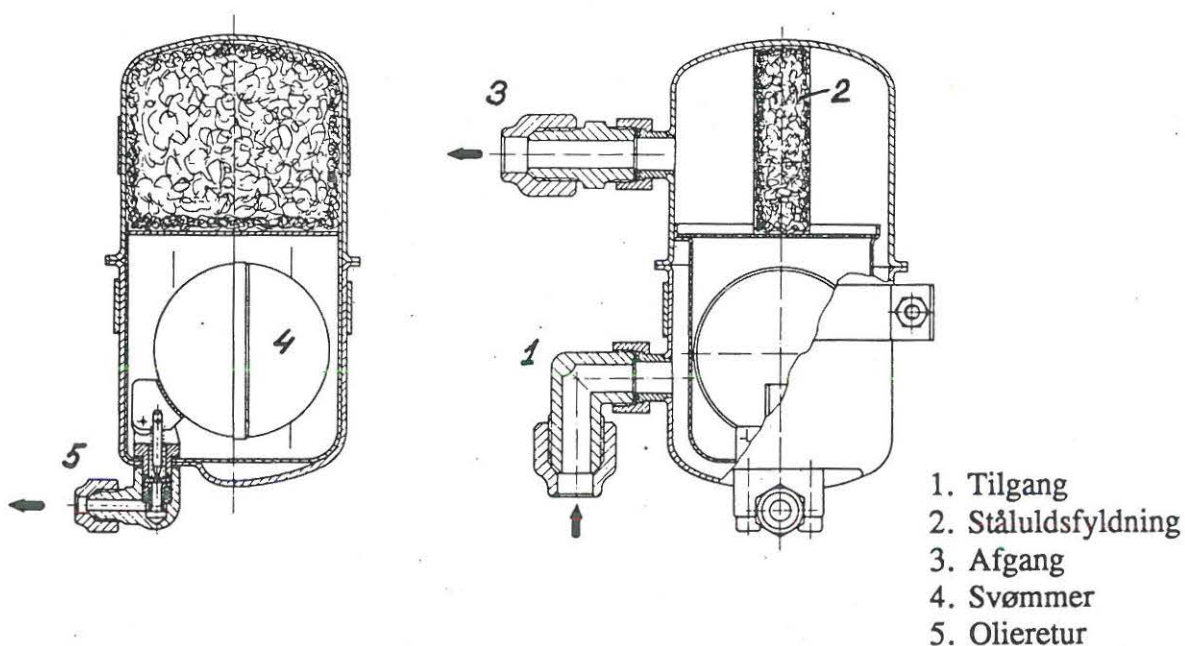
I anlæg med kun en fordamper kan en højtrykssvømmer anvendes. Denne er af samme slags som lavtrykssvømmeren, blot er svømmeren anbragt i receiveren, der sidder efter kondensatoren i anlægget, således at niveauet i receiveren reguleres ved at åbne og lukke for magnetventilen i væskeledningen til fordamperen. Fordelen ved en højtrykssvømmer er, at væskniveauet i receiveren ikke vil være så uroligt som i fordamperen, så reguleringen bliver mere jævn og giver færre driftsforstyrrelser. Men i anlæg med højtrykssvømmer skal kølemiddelfyldningen være nøje afpasset, da mængden af kølemiddel i fordamperen ikke måles direkte. Man risikerer derfor ved overfyldning væskeslag i kompressoren og for lille fyldning nedsætter fordamperens ydelse.

## 8. Hjelpe- og sikkerhedsudstyr

Ud over de fire hovedkomponenter i et varmepumpeanlæg nemlig kompressor, kondensator, ekspansionsventil og fordampner er det nødvendigt at tilføje hjælpeudstyr, som har til opgave at forbedre driften af anlægget, og sikkerhedsudstyr, som skal beskytte anlægsdele og omgivelser. Noget sikkerhedsudstyr fx lavtrykspressostaten kan også anvendes til regulering af anlægget og vil derfor også blive omtalt i næste afsnit om regulering.

### 8.1 Olieudskillere

I trykrøret umiddelbart efter kompressoren sættes altid en olieudskiller, der har til opgave at udskille så meget olie som muligt fra den komprimerede kølemiddeldamp og lede olien tilbage til kompressoren.



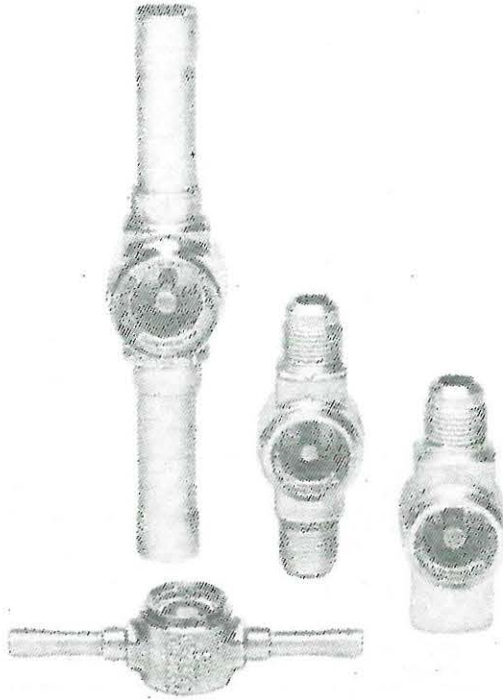
Figur 8.1 Olieudskiller.

I figur 8.1 ses en olieudskiller. Den varme olieholdige kølemiddeldamp strømmer ind ved 1, omskyller den indvendige beholder med svømmere og skal igennem ståluldsfyldningen 2 før udløbet ved 3. Olie dråber fanges af ståluldsfyldningen og drypper ned i beholderen, hvor rester af kølemiddel koges ud. Olien lukkes ud af svømmerventilen og sendes tilbage til kompressoren via 5.

Olieudskilleren i skruekompressor anlæg er meget stor og speciel, idet der som tidligere omtalt er meget olie i kølemiddeldampen efter en skruekompressor.

## 8.2 Skueglas

For at kunne se, om der er væske uden damp i væskeledningen fra kondensatoren eller receiveren til ekspansionsventilen, indsættes altid et skueglas her.

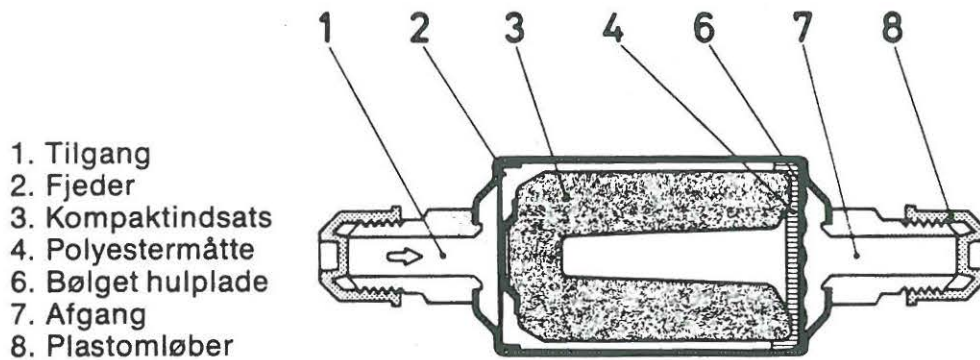


Figur 8.2 Skueglas (Danfoss).

Som regel vælges skueglas, der desuden har indikator for fugt i anlægget. Indikatorfeltet, der sidder midt i skueglasset, skifter farve, når fugt registreres.

## 8.3 Tørrefiltre

Selv om et anlæg rengøres, udtørres og så meget af luften som muligt evakueres med en vacuumpumpe før kølemidlet påfyldes, vil der altid være en lille rest af luftfugtighed tilbage i anlægget. Til at absorbere denne rest og eventuel fugtighed, der senere måtte komme udefra, indsættes altid et eller flere tørrefiltre i anlægget. Tørrefiltret indsættes i væskeledningen efter receiveren og før skueglas med fugtindikator.

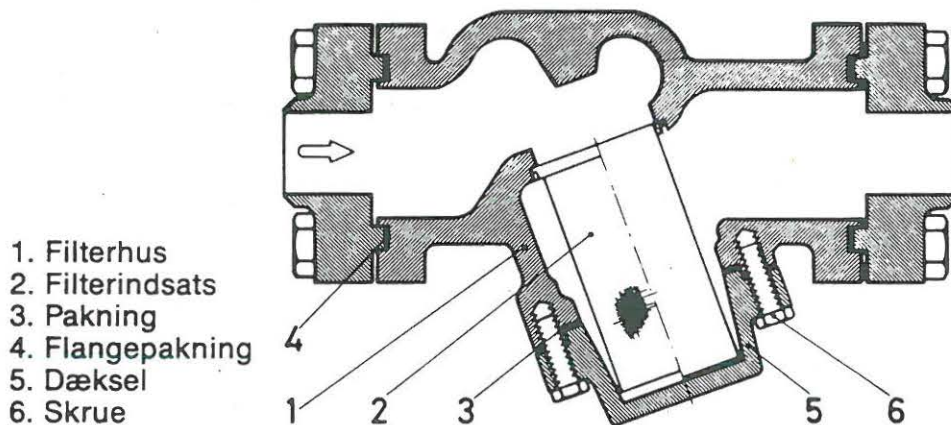


Figur 8.3 Tørrefilter (Danfoss).

Nogle tørrefiltre har udskiftelig indsats, men normalt er dette ikke nødvendigt, idet et anlæg gerne skulle være tæt i hele dets levetid. Skulle der komme reparationer fx udskiftning af kompressoren, kan det være nødvendigt også at udskifte tørrefiltret.

#### 8.4 Smudsfiltere

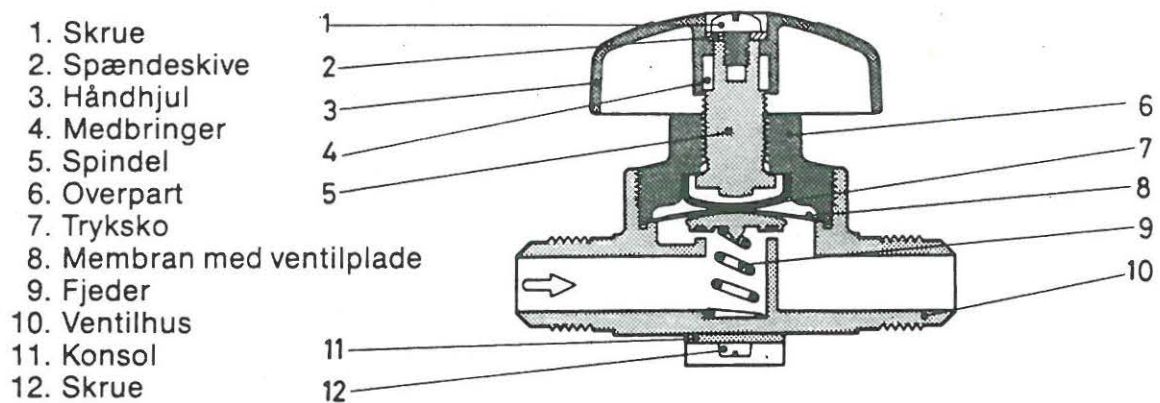
Da ekspansionsventiler, magnetventiler m.v., som sidder i et varmepumpeanlæg, er meget ømfindtlige over for snavs i form af metalsstykker og lignende fra svejsning eller lodning, er det klogt at indsætte et smudsfilter i anlægget. Filteret bør anbringes i væskeledningen før ekspansionsventilen.



Figur 8.4 Smudsfilter.

#### 8.5 Afspærringsventiler

I større køleanlæg, hvor det er muligt at reparere en hovedkomponent som fx kompressoren, vil man altid anbringe afspærringsventiler rundt om i anlægget, så en del af dette kan afspærres under reparationen eller udskiftningen, så det ikke er nødvendigt at tømme kølemidlet af hele anlægget.



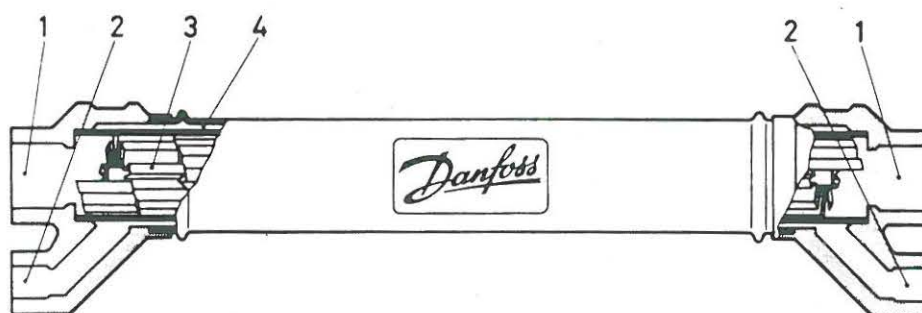
Figur 8.5 Afspærringsventil (Danfoss).

I en afspærringsventil til et køleanlæg må der være absolut sikkerhed mod utætheder udadtil, hvorfor der normalt er en membran mellem ventilspindelen og kølemidlet, der er helt tæt.

Der findes også andre afspærringsventiltyper end den i figur 8.5 viste sædeventil. Fx anvendes også kugleventiler, der har den fordel, at de giver lavere tryktab i anlægget.

### 8.6 Varmeudvekslere

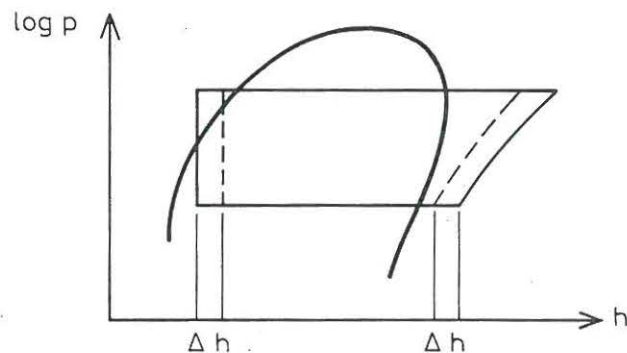
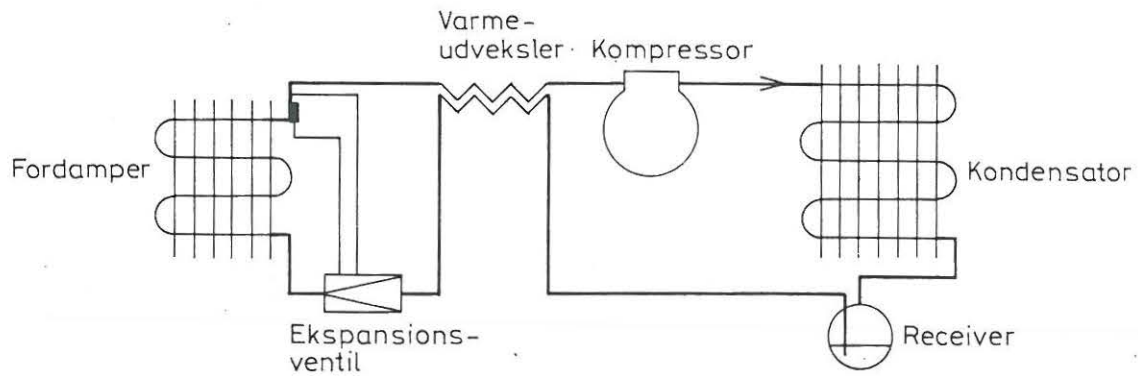
En varmeudveksler i et køleanlæg betegner en varmeveksler med den funktion at sørge for større underafkøling efter kondenseringen og større overhedning efter fordamperen. En sådan varmeveksler kan fx være som vist på figur 8.6.



1. Tilslutning til sugeledning
2. Tilslutning til væskeledning
3. Indre rum
4. Ydre rum

Figur 8.6 Varmeudveksler.

For at varmeudveksleren skal kunne overføre varme fra kondensatet efter kondensator eller receiver til kølemiddeldampen efter fordamperen må den indsættes som vist i figur 8.7.



Figur 8.7 Placering og virkning af varmeudveksler.

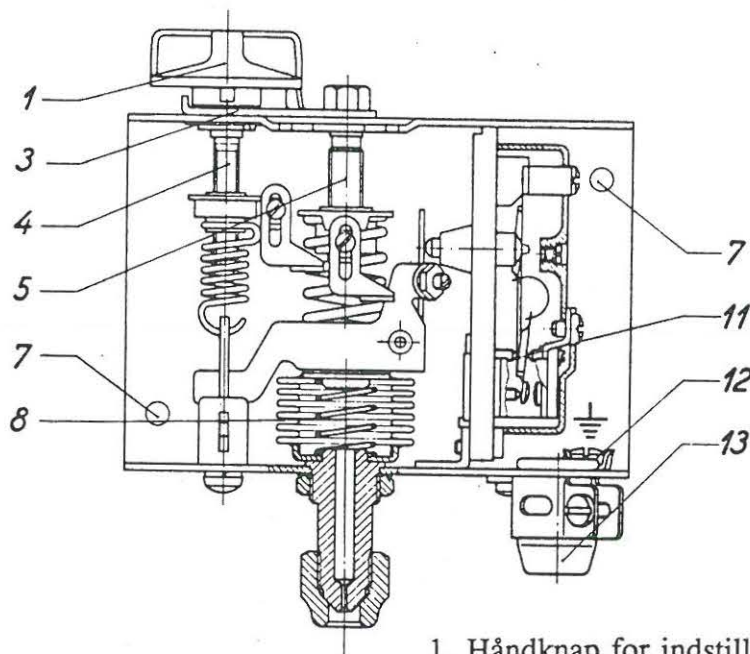
På figur 8.7 er vist den principielle placering af en varmeudveksler, idet øvrigt hjælpe- og sikkerhedsudstyr ikke er vist. Da varmeudveksleren kun veksler varme internt i kredsløbet, mens udvekslingen af varme med omgivelserne er minimal, vil entalpiændringen ved den forøgede underafkøling være lig med entalpiændringen ved den øgede overhedning.

Fordelen ved en varmeudveksler er først og fremmest, at der opnås større sikkerhed for overhedning før kompressoren, og det kan være en fordel i nogle anlæg, hvor det måske kniber med at få tilstrækkelig effekt ud af fordamperen, når der samtidig skal være overhedning efter denne. Med varmeudveksleren opnås der nogle få procent større køleydelse pr. kg kølemiddel, der cirkuleres rundt i anlægget, men dette har mindre betydning. Derimod vil det af hensyn til effektforbruget i kompressoren være en ulempe at gøre overhedningen større før indsugningen, derfor ses varmeudvekslere mest på små anlæg, hvor effektforbruget ikke betyder så meget. På større anlæg vil man hellere bruge andre metoder til sikring mod væskeslag i kompressoren fx en god indregulering af den termostatiske ekspansionsventil eller anvendelse af oversvømmet fordamper.

### 8.7 Pressostater

Køleanlæg, der er over lilleputstørrelse, forsynes med pressostater, der dels skal beskytte kompressoren mod overbelastning, dels skal sikre omgivelserne mod sprængning.





1. Håndknap for indstilling af trykområde
3. Låseplade for reguleringsspindel
4. Reguleringsspindel for differens
5. Reguleringsspindel for starttryk
7. Hul for fastgørelse af apparat til væg
8. Bælgelement
11. 1 polet kontakt
12. Jordklemme
13. Kabelindføring

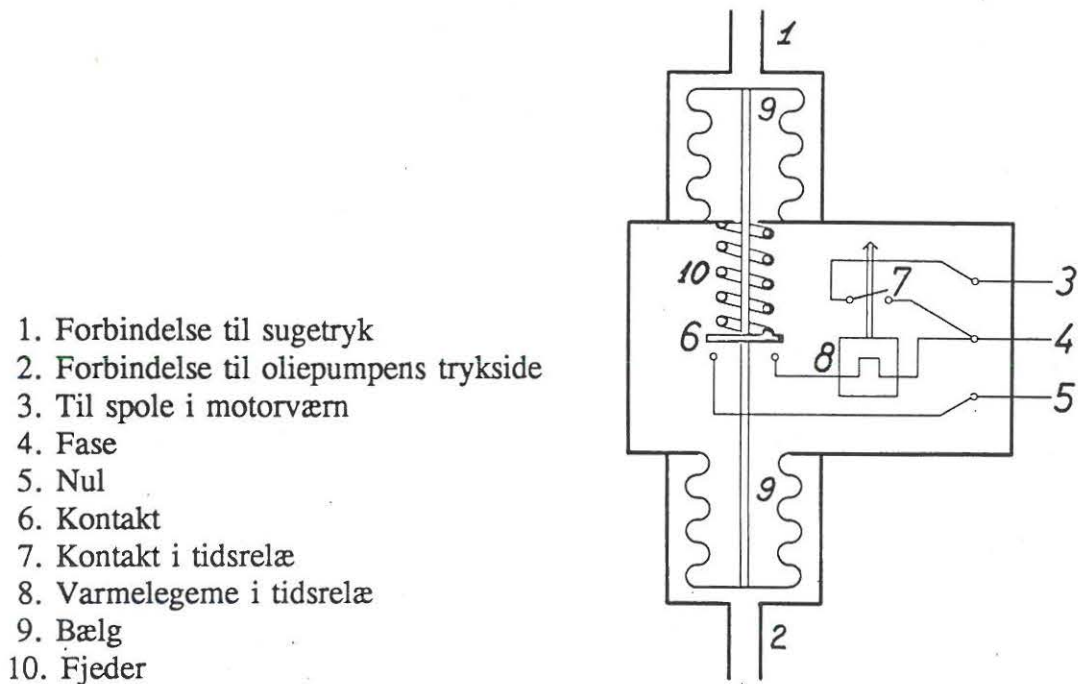
Figur 8.8 Lavtrykspressostat

I figur 8.8 ses en lavtrykspressostat, der indsættes på sugeledningen umiddelbart før kompressoren. Da pressostaten indeholder finmekanik med paler, udskæringer m.v., kan det være svært på figuren at se virkemåden. Det vigtigste er, at man på pressostaten kan indstille det ønskede starttryk og det ønskede differenstryk mellem start og stop. Lavtrykspressostaten kan anvendes til den egentlige start/stop regulering af kompressoren, hvis sugetrykket og dermed fordampningstrykket ønskes holdt nogenlunde konstant. Reguleres kompressoren på anden vis benyttes alligevel en lavtrykspressostat som sikkerhedspressostat for at sikre mod, at kompressoren blot kører videre, selv om der ved en fejl slet ikke føres kølemiddeldamp til den.

Køleanlæg skal også for at sikre mod sprængning og for kompressorens skyld forsynes med en højtrykspressostat, der til forveksling ligner den i figur 8.8 viste lavtrykspressostat. Højtrykspressostaten indsættes på tryksiden umiddelbart efter kompressoren. Højtrykspressostaten fungerer normalt ikke som driftspressostat, men kun som sikkerhedspressostat, dvs. at den ikke griber ind ved normal drift af anlægget.

En lavtryks- eller højtrykspressostat, der skal fungere som driftspressostat, kobler selvsagt selv ind og ud, når det indstillede start- og stoptryk overskrides. En sikkerhedspressostat derimod kan ikke selv koble kompressoren ind igen efter et stop, men kræver manuel reset for genindkobling. Herved sikres, at en fejl opdages.

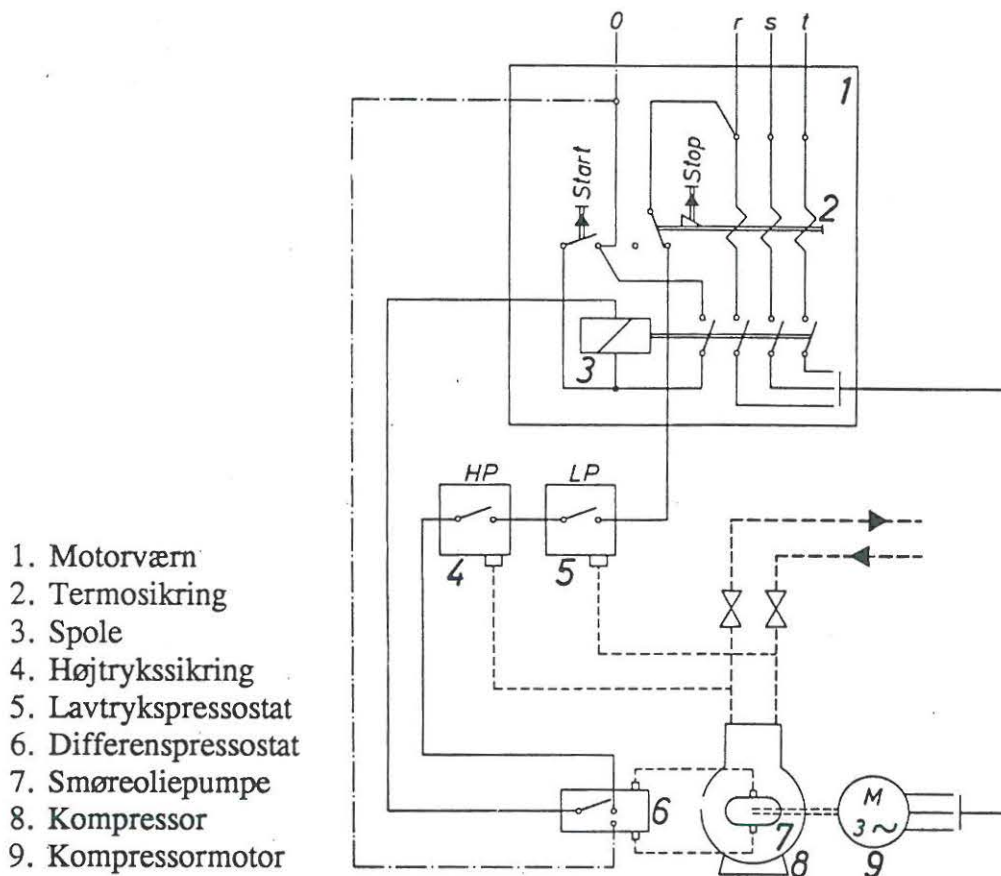
En kompressor, der smøres ved en olietrykpumpe, forsynes altid med en olietrykspresostat, som udefra ligner lav- og højtrykspresostater, men som i virkeligheden er en differenspresostat, der måler olietrykket minus trykket i krumtaphuset eller sugetrykket. Princippet i en olietrykspresostat ses i figur 8.9.



Figur 8.9 Olietrykspresostat

En olietrykspresostat må være udformet specielt med henblik på startøjeblikket, hvor der ikke er noget olietryk, men strømmen til kompressoren skal alligevel være sluttet. I modsætning hertil skal pressostaten straks afbryde, hvis olietrykket svinger, når kompressoren er i gang. På figur 8.9 ses, hvordan dette problem kan klares. I kompressorens startøjeblik er kontakterne 6 og 7 sluttede. Når olietrykket er opbygget, åbnes kontakten 6, mens 7 forbliver sluttet. Svinger olietrykket sluttet 6, og varmelegemet 8 i tidsrelæet vil efter en tid, ca. 60 sek., åbne kontakten 7 og derved stoppe kompressoren. Udebliver olietrykket efter start, åbner kontakten 6 ikke, og tidsrelæet stopper på samme måde kompressoren. Kontaktmekanismen 7 er således indrettet, at kontakterne spærres i åben stilling, hvis tidsrelæet er aktiveret. Spærreanordningen udløses ved manuel reset.

Sammensætningen af lavtryks-, højtryks-, olietrykspresostat og motorværn kan fx være som vist i figur 8.10. I dette tilfælde er lav- og højtrykspresostaterne sikkerhedspresostater.



Figur 8.10 Eldiagram til sikring af kompressor

I figur 8.10 startes kompressoren med startknappen i motorværnet 1. Såfremt pressostaterne 4, 5 og 6 er sluttede, vil spolen 3 trække og slutte strømmen til kompressorens motor. 4 bryder for stigende højtryk, 5 for faldende lavtryk. Differensspresostaten 6 bryder ved svigtende olietryk som forklaret i figur 8.9. Brydes strømmen til spolen 3 af blot en af disse pressostater eller af termosikringen 2, brydes strømmen til motoren og kompressoren stopper. Kompressoren vil ikke starte igen, før startknappen aktiveres, og alle pressostater er sluttede.

### 8.8 Sikkerhedsventiler

For det tilfælde, at højtrykspresostaten skulle være i uorden, kræver sikkerhedsbestemmelserne for køleanlæg, at der for anlæg over en vis størrelse desuden sættes en sikkerhedsventil ind. En sikkerhedsventil er blot en fjederbelastet ventil, der åbner, når et indstillet max. tryk overskrides. En sikkerhedsventil sættes normalt ind mellem tryk- og sugeside, men det kan i nogle anlæg også være nødvendigt at indsætte den på højtrykssiden og lade den blæse af til det fri for at sikre anlægget mod sprængning.

## 9. Reguleringsudstyr

Et køleanlæg, der skal levere varierende køleeffekt fra fordamperen, behøver strengt taget ikke nogen regulering. Hvis kompressoren kører uafbrudt, vil anlægget af sig selv indstille sig på en fordampningstemperatur og en kondenseringstemperatur, hvor der er balance med den aftagne køleeffekt. Selv når der ikke aftages køleeffekt, vil fordampningstemperaturen blot blive sænket, indtil anlægget ikke længere kan levere køleeffekt. Men det er ikke ønskeligt, at kompressoren skal køre uafbrudt, da dette giver alt for højt effektforbrug til denne. Skal der leveres køleeffekt til en køleflade i et ventilationsanlæg, er det heller ikke acceptabelt, at temperaturen varierer uhæmmet. Ud over den primære regulering i ventilationsanlægget vil det derfor være nødvendigt med en sekundær regulering af køleanlægget.

Regulering af kompressorer er allerede omtalt i afsnit 3 og skal derfor ikke omtales nærmere her. Det skal blot understreges, at man ikke må lade kompressoren køre for fuldlast hele tiden, og at man ved valg af reguleringsform bør tænke først og fremmest på de mest energibesparende metoder. Af disse skal start/stop af kompressoren altid overvejes som mulighed, fordi denne reguleringsform er den mest energibesparende af alle.

### 9.1 Regulering af fordamperens ydelse

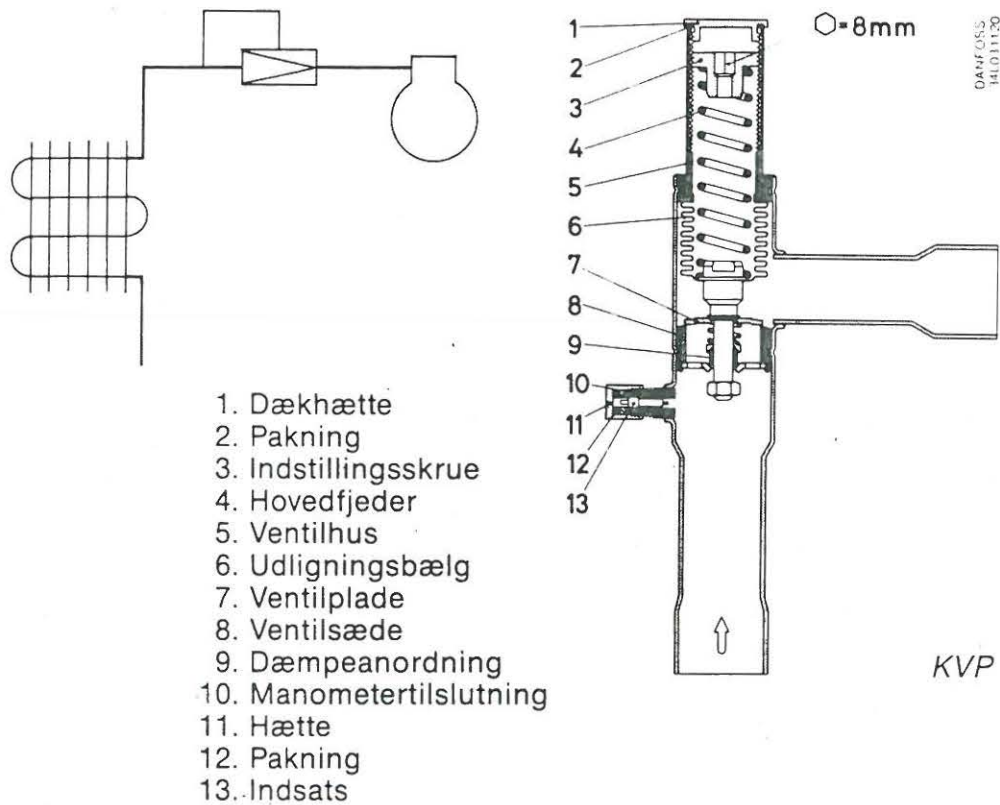
Lad os endnu engang slå fast, at den termostatiske ekspansionsventil ikke regulerer fordamperens ydelse men derimod overhedningen efter fordamperen. Er fordamperens ydelse for stor i forhold til den aftagne køleeffekt, vil fordampningstemperaturen blot falde, indtil der er balance, og den termostatiske ekspansionsventil vil følge med, således at overhedningen fastholdes. Den termostatiske ekspansionsventil kan således ikke regulere fordamperens ydelse endsige holde temperaturen konstant.

En magnetventil i væskeledningen til fordamperen, der simpelt hen lukkes, når køleeffekt ikke længere ønskes, kan anvendes til mindre anlæg med flere kølesteder, hvor reguleringen ikke behøver at være særlig nøjagtig. Magnetventilen kan styres af en termostat i det rum eller medie, der skal køles.

Ved anlæg med kun et kølested, kan kompressoren, som tidligere omtalt, startes og stoppes af lavtrykspressostaten. Denne metode bliver i realiteten en grov regulering af fordampningstemperaturen. Metoden er billig og effektbesparende men ikke altid tilstrækkelig fintregulerende.

Ønskes fordampningstemperaturen holdt næsten konstant, er en fordampningstrykregulator sagen.

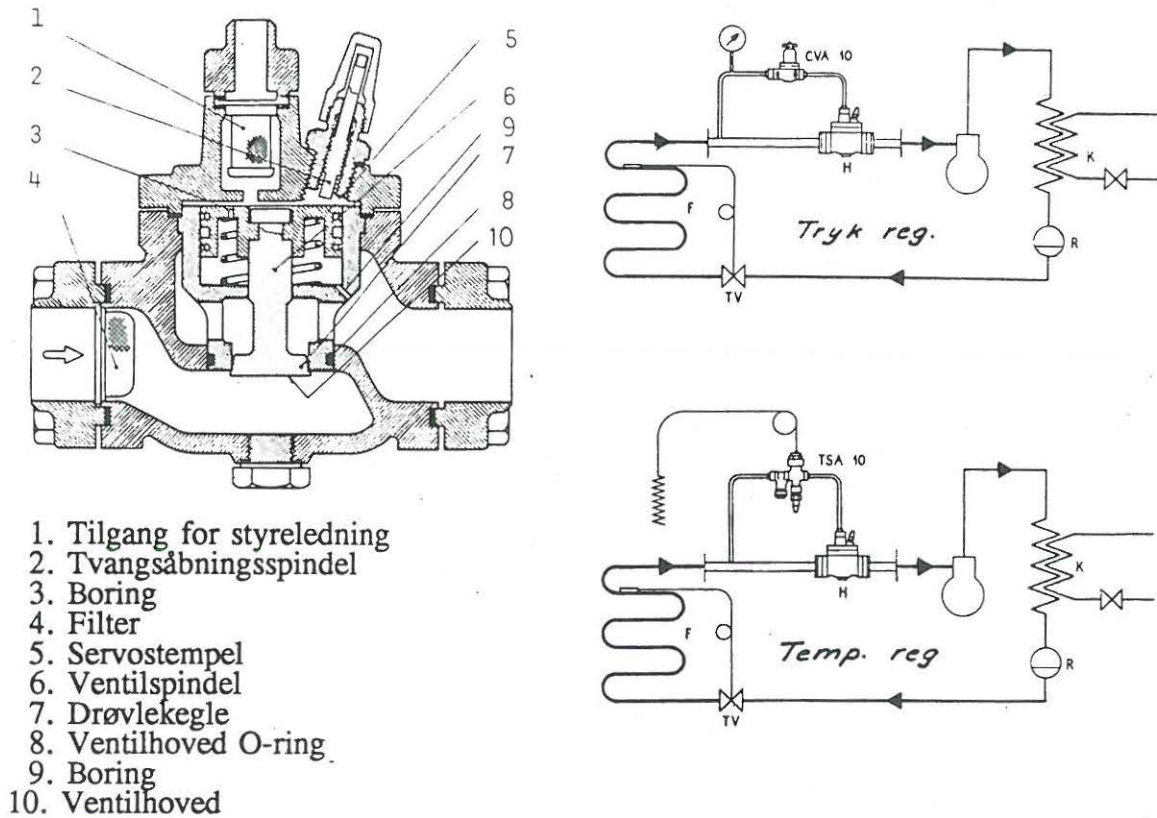
Fordampningstrykregulatoren indsættes på sugeledningen mellem fordamperen og kompressoren. I figur 9.1 ses et eksempel på en sådan regulator. Ventilen åbner ved stigende tryk på tilgangssiden, d.v.s. når fordampningstrykket når op over den indstillede værdi. Ventilen drøvler ved faldende fordampningstryk, således at dette ikke kan falde under den indstillede værdi, uanset om kompressorens sugetryk er lavere. Trykændringer på regulatorens afgangsside, d.v.s. kompressorens sugetryk, påvirker ikke åbningsgraden, da ventilen er forsynet med en udligningsbælg 6, der har et areal, som svarer til ventilsædets areal. Den viste regulator er desuden forsynet med en dæmpeanordning 9 mod pulsationer, der kan forekomme i et køleanlæg. Dæmpeanordningen sikrer regulatoren en lang levetid, uden at reguleringsnøjagtigheden forringes.



Figur 9.1 Fordampningstrykregulator (Danfoss)

I større anlæg anvendes servostyrede fordampningstrykregulatorer. Disse udnytter trykfaldet over ventilen som hjælpekraft til at bevæge ventilspindelen. Fordelen ved dette servosystem er, dels at man får en meget rolig regulering, og dels at forskellige ventiltyper kan anvendes som pilotventiler endog samtidig. På figur 9.2 ses en hovedventil og et par eksempler på pilotventiler.

Virkemåden af servosystemet fremgår af figur 9.2. Hovedventilen kan åbnes ved at forbinde fordampningstrykket til tilgangen for styreledningen 1. Herved vil trykfaldet over servostemplet 5 blive lig med trykfaldet over ventilhovedet 10. Da servostemplets areal er større end arealet af ventilhovedet vil ventilen åbne. Indskydes en drøvleventil i styreledningen, vil trykket over servostemplet 5 kunne varieres mellem fordampningstrykket og trykket i hovedventilens afgang i afhængighed af, hvor stor trykfaldet i pilotventilen er i forhold til trykfaldet i borerne 3 og 9. Varieres modstanden i pilotventilen vil trykket over servostemplet variere, og hovedventilens åbningsgrad kan således styres fra fuld åbning til fuld lukning. Når pilotventilen er åben, åbner hovedventilen, og når pilotventilen lukkes, lukker hovedventilen. I indbygningseksemplerne til højre i figur 9.2 er øverst vist en fordampningstrykstyret pilotventil, der i princippet virker som fordampningstrykregulatoren i figur 9.1, og nederst er vist en temperaturstyret pilotventil. Den viste hovedventil kræver et trykfald på ca. 0,14 bar for at kunne åbne helt.

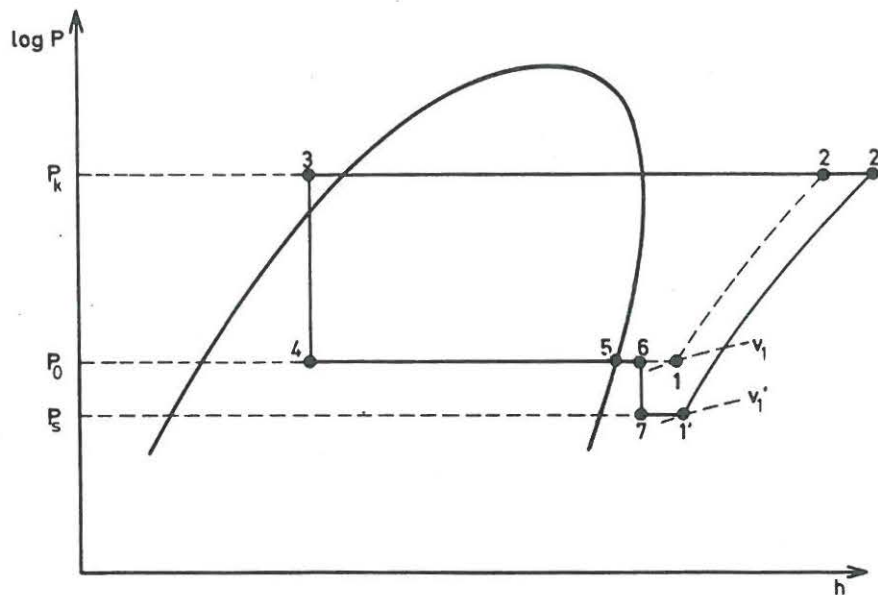


1. Tilgang for styreledning
2. Tvangsåbningsspindel
3. Boring
4. Filter
5. Servostempel
6. Ventilspindel
7. Drøvelekegle
8. Ventilhoved O-ring
9. Boring
10. Ventilhoved

Figur 9.2 Hovedventil og pilotventil som fordampningstrykregulator.

En hovedventil kan forsynes med mange forskellige pilotventiler. Det kan være tryk- eller temperaturstyrede proportionalregulerende ventiler som vist i figur 9.2, der bevirker proportionalregulering af hovedventilen, eller det kan være en magnetventil, der bevirker on/off regulering af hovedventilen, men takket være de små borer 3 og 9 på figur 9.2 fås en meget blød overgang mellem åben og lukket hovedventil.

Anvendelse af en fordampningstrykregulator giver direkte tab, idet kompressorens sugetryk her bliver lavere, end det ellers var nødvendigt. Figur 9.3 viser virkningen i et h-log p diagram.



Figur 9.3 Fordampningstrykregulatorens virkning

På figur 9.3 er strækningen fra 6 til 7 fordampningstrykregulatorens drøvling i sugeledningen. Det ses, at virkningen på kuldeydelse, specifik volummen ved indsugningen og kompressoreffekt er stort set den samme som en sænkning af fordampningstemperaturen. Virkningen på effektfaktoren bliver således også stor. Derfor benyttes fordampningstrykregulatoren nu om dage kun til små trykfald og kun i tilfælde, hvor det er uhyre vigtigt at sikre mod for lav fordampningstemperatur fx mod frostrisiko i frugtlagre eller lignende.

For år tilbage, da energi ikke kostede så meget, kunne man bruge en kompressor til at trække både fryse- og kølesteder, hvor så fordampningstemperaturen på kølestedet blev holdt oppe af en fordampningstrykregulator. Dette gøres ikke mere, fordi gevinsten ved drift af en større kompressor er meget mindre end tilsætningen ved, at kompressoren skal arbejde ved det lave sugetryk. Derfor kan det bedre betale sig at adskille køle- og fryseopgaver helt med hver sin kompressor.

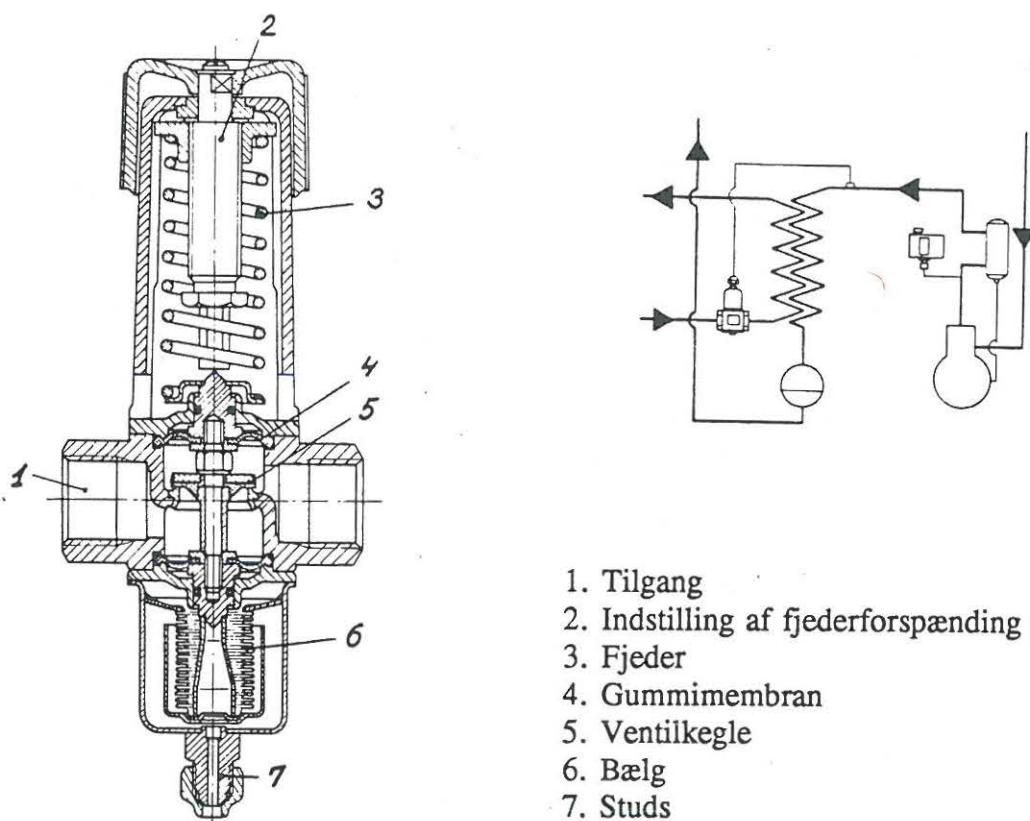
## 9.2 Regulering af kondensatorydelsen

Når en kondensator er dimensioneret efter den mest økonomiske differensstemperatur, som er omtalt i afsnit 5.4, kan man i realiteten lade kondenseringstemperaturen flyde frit efter belastningen. En høj varmetilførsel til kondensatoren vil blot bevirke, at kondenseringstemperaturen bliver højere, indtil der er balance mellem den tilførte kondensatorvarme og varmeoverførslen til omgivelserne. Når varmetilførslen til kondensatoren falder, vil differensen mellem kondenseringstemperaturen og omgivelserne tilsvarende falde, og kondenseringstemperaturen vil falde. Da omgivelserne i form af luft eller vand kan variere meget i temperatur, kan kondenseringstemperaturen som følge heraf også variere meget. At lade kondenseringstemperaturen flyde frit, vil være den mest økonomiske driftsmåde, idet man herved vil få den til enhver tid lavest mulige kondenseringstemperatur.

Men der er en ulempe ved at lade kondenseringstemperaturen flyde frit. Ved faldende kondenseringstemperatur vil ekspansionsventilen, der er dimensioneret efter en bestemt væskestrøm ved et givet trykfald, ikke kunne levere en tilstrækkelig væskestrøm til fordamperen. Derfor kan det være nødvendigt at sætte en grænse for, hvor lavt kondenseringstrykket må blive.

Luftkølede kondensatorer reguleres normalt ved start/stop af kondensatorventilatorerne, fordi dette er den mest energibesparende måde. Ventilatorerne startes og stoppes simpelt hen af en højtrykspresostat, således at kondenseringstrykket holdes inden for et vist interval. Reguleringsmåden giver hyppige start og stop, men hvis der er flere kondensatorventilatorer, kan disse startes ved forskellige kondenseringstryk, hvorved der fås en blødere regulering. Ved store anlæg, hvor også kondensatorventilatorerne er store, kan hyppige start/stop måske ikke tillades af hensyn til elnettet. I så fald kan polomkøbelbare motorer komme på tale, eller man kan dreje aksialventilatorernes skovle. En blødere regulering opnås desuden ved at variere omdrejningstallet trinløst, og dette kan ske ved en spændingsregulering til små kondensatorventilatorer og ved hjælp af frekvensomformere til større ventilatorer.

Vandkølede kondensatorer reguleres normalt ved at regulere vandstrømmen gennem kondensatoren. Hertil kan fx anvendes en trykstyret vandventil som vist i figur 9.4.



Figur 9.4 Trykstyret vandventil

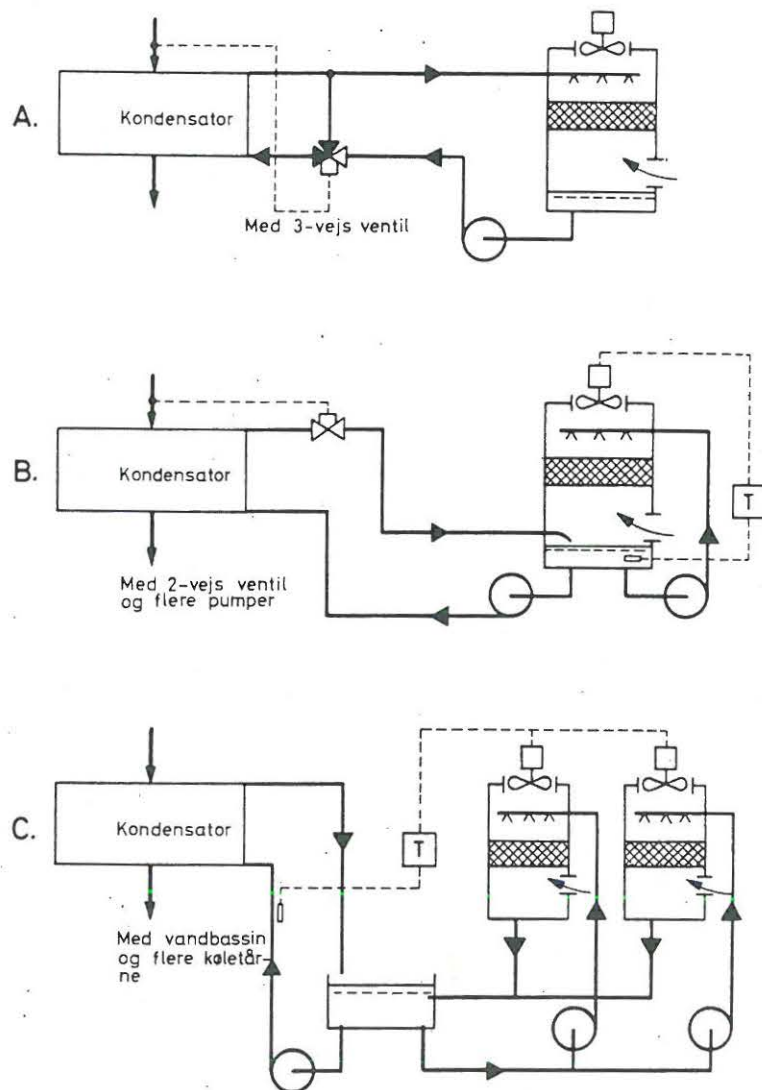
Ventilen i figur 9.4 monteres i kølevandsrøret til kondensatoren. Studsen 7 forbindes til kondensatorens top eller til kompressorens trykrør et sted, hvor pulsationerne fra kompressoren er små. Ved stigende kondenseringstryk vil bælgens 6 bevæge ventilspindelen, hvorved ventilfjederen trykkes sammen og ventilkeglen løftes fra ventsædet. Herved åbnes for en større vandstrøm til kondensatoren og kondenseringstrykket vil falde. Ved at regulere på fjederspændingen kan det ønskede kondenseringstryk indstilles.

I anlæg med køletårn må vandmængden gennem tårnet ikke drøvles ned af hensyn til dyserne. I figur 9.5 er vist forskellige muligheder for at regulere vandkølede kondensatorer i forbindelse med køletårne.

På figur 9.5 reguleres kondenseringstrykket i tilfælde A med en trevejsventil, der sender vandstrømmen uden om kondensatoren, hvis kondenseringstemperaturen bliver for lav. I tilfælde B og C reguleres kapaciteten ved start/stop af køletårnsventilatorerne, så at temperaturen på kølevandet holdes nogenlunde konstant.

Fordampningskondensatorer, som den der er vist i figur 5.5, reguleres ved start/stop af ventilatorerne ganske som ved luftkølede kondensatorer. Start/stop af cirkulationspumpen for kølevandet til dyserne kan ikke anbefales, fordi der så bliver større problemer med kalkafsætningen i rør og dyser. I figur 5.5 er vist en indirekte form for regulering af kondensatortrykket. I vintermåned med temperaturer under frysepunktet tappes vandet af fordampningskondensatoren, hvorefter denne kører alene med luft. I dette tilfælde må kondenseringstrykket reguleres direkte ved start/stop af kondensatorventilatoren.





Figur 9.5 Vandkølede kondensatorer med køletårne

### 9.3 Begrænsning af kompressorens startsugetryk

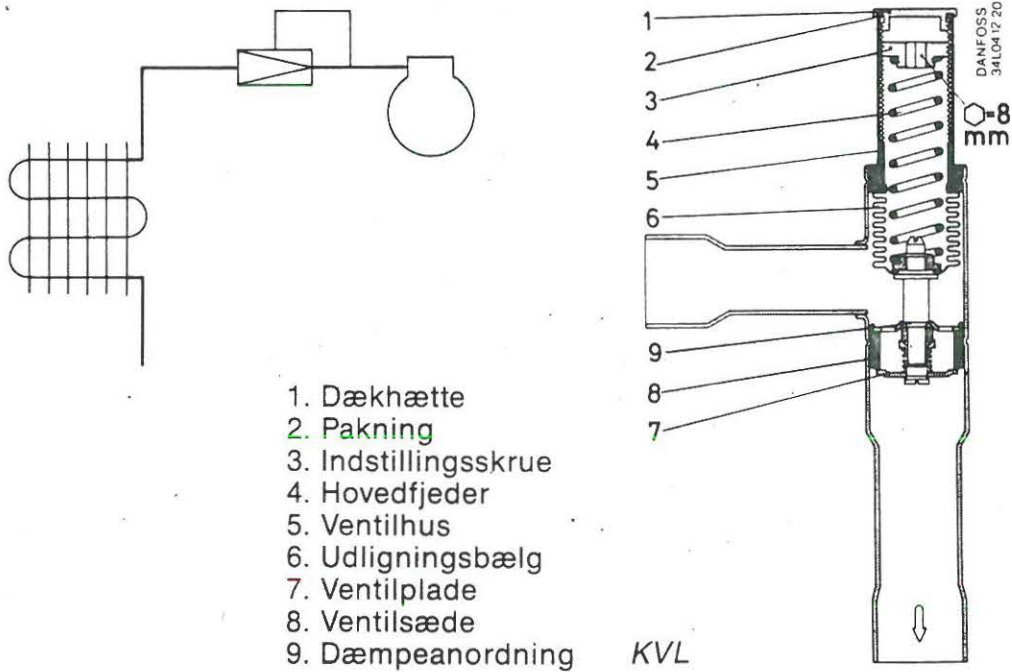
Da en kortslutningsmotor har svært ved at starte en fuldt belastet stempel- eller skruekompressor, kan en løsning på dette problem være at vælge en motor, der er ekstra stor af hensyn til starten. Men herved fås en større investering til motor, og måske også til elinstallation og måske vil den større motor ved normal drift komme til at køre med en dårlig virkningsgrad. På figur 4.11 ses, at motorens virkningsgrad aftager drastisk under ca. 40% belastning.

En metode til hjælpe motoren til en lettere start er anvendelse af en starttrykregulator som den, der er vist i figur 9.6.

En starttrykregulator, som den der er vist i figur 9.6, åbner ved faldende tryk på afgangssiden, d.v.s. når sugetrykket foran kompressoren når ned under den indstillede værdi. Trykændringer på tilgangssiden påvirker ikke åbningsgraden, da ventilen er forsynet med en udligningsbælg 6, der har et effektivt areal som ventilsædets areal. Ventilen er forsynet med

en dæmpeanordning mod pulsationer 9, som sikrer en roligere regulering og en længere levetid for regulatoren. Til større anlæg fås starttrykregulatorer i form af hovedventil og pilotventil.

En starttrykregulator stilles til et sugetryk, der er lidt over det normale fordampningstryk under drift. Herved vil ventilen stå helt åben i normal driftstilstand. Når kompressoren stoppes, vil fordampningstrykket stige, men når dette kommer op over det indstillede sugetryk, lukker starttrykregulatoren, så kompressoren kan starte igen med lavt sugetryk. Starttrykregulatoren skal ikke gribe ind ved normal start/stop af kompressoren, men kun ved ekstraordinære stop af anlægget, hvor fordamperen ved stilstanden når op på temperaturer, der er langt over de normale.



Figur 9.6 Starttrykregulator

## 10. Dimensionering

Rør, hovedkomponenter og hjælpeudstyr i et køleanlæg skal dimensioneres, så at en økonomisk drift opnås. Når et egnet kølemiddel er valgt i henhold til afsnit 2, vælges kondenseringstemperatur og fordampningstemperatur i overensstemmelse med økonomiske temperaturdifferenser over disse i henhold til afsnit 5 og 6. Herefter indtegnes kredsprocessen i et h-log p diagram for det pågældende kølemiddel. Overhedningen efter en oversvømmet fordamper er nul, mens overhedningen efter en tør fordamper med termostatisk ekspansionsventil kan sættes til ca. 5 C. Underafkølingen efter kondensatoren sættes ligeledes forsigtigt til ca. 5 C.

Kompressionen er den vanskeligste proces at indtegne, idet der kun vides med sikkerhed, at denne følger en eller anden kurve, der ligger til højre for en isentropisk kompression. Vent derfor med at indtegne kompressionsprocessen.

Ud fra den ønskede køleeffekt beregnes nu kølemiddelstrømmen i anlægget, idet  $\Delta h$  for fordamperen aflæses af diagrammet. Damptryktabeller for kølemidlet kan eventuelt tages til hjælp, hvis en større nøjagtighed i aflæsningen ønskes.

### 10.1 Dimensionering af fordamperen

Ud fra den valgte fordampningstemperatur, den ønskede fordampereffekt og de øvrige valgte tilstande kan fordamperen vælges ved hjælp af fabrikanternes opgivelser. De ønskede økonomiske temperaturdifferenser over fordamperen indgår i valget.

### 10.2 Dimensionering af kompressoren

Kompressorfabrikanterne opgiver kompressorernes køleydelser ved forskellige kondenserings- og fordampningstemperaturer under forudsætning af en vis overhedning og underkøling i anlægget, som normalt er opgivet til 5 C. Man finder således en kompressor, der ligger tæt ved den ønskede køleydelse ved de ønskede driftstilstande. Ligeledes opgives kompressorens effektforbrug ved de pågældende driftstilstande, så kompressormotoren kan vælges.

Da kompressoren i værste fald, d.v.s. hvis den ikke afgiver nævneværdig effekt til omgivelserne, afgiver al tilført effekt til kølemidlet, kan  $\Delta h$  ved kompressionen beregnes, fordi kølemiddelstrømmen er kendt. Da tryk og entalpi efter kompressionen således er kendt, kan kompressionsprocessen nu indtegnes på h-log p diagrammet. Temperaturen efter kompressionen er således også kendt. Den herved fundne tilstand efter kompressionen kan godt ligge lidt for langt til højre, hvis kompressoren afgiver en del af den tilførte effekt til omgivelserne. Dette kan være tilfældet for små kompressorer, men større kompressorer vil afgive langt den største del til kølemidlet.

### 10.3 Dimensionering af kondensatoren

Da kølemiddelstrømmen og de øvrige ønskede temperaturer ved kondensatoren er kendt, kan denne umiddelbart vælges. Hvis kondensatorens effekt er opgivet ved andre temperaturdifferenser end de ønskede, regnes der om ved hjælp af den logaritmiske middeltemperaturdifferens.

## 10.4 Dimensionering af ekspansionsventilen

Ekspansionsventiler dimensioneres ud fra det ønskede trykfald over ventilen og den ønskede køleeffekt. Bemærk at ventilen skal vælges til det pågældende kølemiddel og til den ønskede fordampningstemperatur.

## 10.5 Rørdimensionering

Ved valg af rørdimensioner til køleanlæg er der ud over hensyn til anlægs- og driftsudgifter særlige hensyn, der skal tages. Af hensyn til olietilbageføringen til kompressoren må hastighederne i sugeledningen være ret høje, mens væskeledningerne ikke har problemer med at føre olien med. I tabel 10.1 er anført hastigheder, der er hensigtsmæssige, når alle forhold tages i betragtning.

		Sugeside	Trykside
Dampe	NH <sub>3</sub> (R 717)	15 til 20	16 til 25
	R 12	4 til 9	8 til 11
	R 22 R 502	7 til 12	10 til 15
Væsker	NH <sub>3</sub> (R 717)		0,5 til 2
	R 12 R 22 R 502		0,4 til 0,8
	Vand (R 718)	0,7 til 1,5	1 til 2
	Brine	0,5 til 1,3	0,5 til 0,8

Tabel 10.1 Passende strømningshastigheder i m/s for rør i køleanlæg.

Når kølemidlets massestrøm er kendt, kan volumenstrømmen udregnes ved hjælp af de pågældende specifikke volumener i væskeledning, sugeledning og trykledning. Herefter kan foreløbige nødvendige rørdiameter bestemmes ved hjælp af tabel 10.1. Rørdimensionerne kan fx vælges blandt følgende:

### Kobberrør, blødgødede, blanke, indvendigt polerede

$d_o$ mm	6	8	10	12	15	18	22
$d_i$ mm	4,4	6,4	8,4	10	13	16	20

### Stålrør, blanke, koldttrukne, sømløse

$d_o$ mm	19	25	30	38	45	55	70	86
$d_i$ mm	15	20	25	32	40	50	65	80

Der fås mange andre dimensioner end de her nævnte, blandt andet fås også kobberrør i tommemål, og rørenes godstykkelse vil afhænge af det arbejdstryk, anlægget skal køre med.

Men valget af rørdimensioner må nødvendigvis også afhænge af rørlængderne og antallet af enkeltmodstande i anlægget. Derfor er en tryktabsberegning nødvendig.

For alle dampledninger, d.v.s. sugeledning til kompressoren og trykledning fra kompressoren, tillades et tryktab for hver ledning, der svarer til et temperaturfald for det pågældende køle-

middel på 1,1 C. Det tilladelige temperaturfald kan let omsættes til et tilladeligt trykfald ved hjælp af en damptryktabel for kølemidlet. For væskeledningerne tillades et trykfald svarende til et temperaturfald på 0,6 C.

Tryktabet på de lige rørstrækninger beregnes ved hjælp af:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \cdot \frac{\ell}{d_i}$$

hvor friktionskoefficienten  $\lambda$  kan sættes til 0,04 for stålrør og 0,03 for kobberrør, fordi der ikke kræves særlig stor beregningsnøjagtighed.  $\rho$  er massefylden,  $v$  = hastigheden,  $\ell$  = rørets længde og  $d_i$  = rørets indvendige diameter.

Tryktabet i enkeltmodstande beregnes ved hjælp af:

$$\Delta p = \Sigma \xi \cdot \frac{1}{2} \rho v^2$$

hvor  $\xi$  værdierne skønnes som i vandanlæg.

Det samlede tryktab for den pågældende rørstrækning findes så ved addition af tryktabene på de lige rørstrækninger med tryktabene i enkeltmodstandene, ganske som i vand- og ventilationsanlæg. Dette groft beregnede trykfald skal så blot være mindre end det tilladelige som nævnt ovenfor. Er dette ikke tilfældet, må der ændres på rørdimensionerne.

## 11. Totrinskompresion

I afsnit 3 om kompressorer omtales de problemer, stempelkompressorer har ved trykforhold over ca. 7-8, hvor det skadelige rums negative virkning på effektfaktoren bliver uacceptabel. Hvis forholdet mellem kondenseringstryk og fordampetryk er større, er det en fordel at komprimere i to trin.

Den bedste driftsøkonomi for anlægget fås, når mellemtrykket  $p_m$  bestemmes ved:

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_f} + 0,35 \text{ bar}$$

hvor  $p_k$  = kondenseringstrykket i bar

og  $p_f$  = fordampningstrykket i bar

### 11.1 Totrinskompresorer

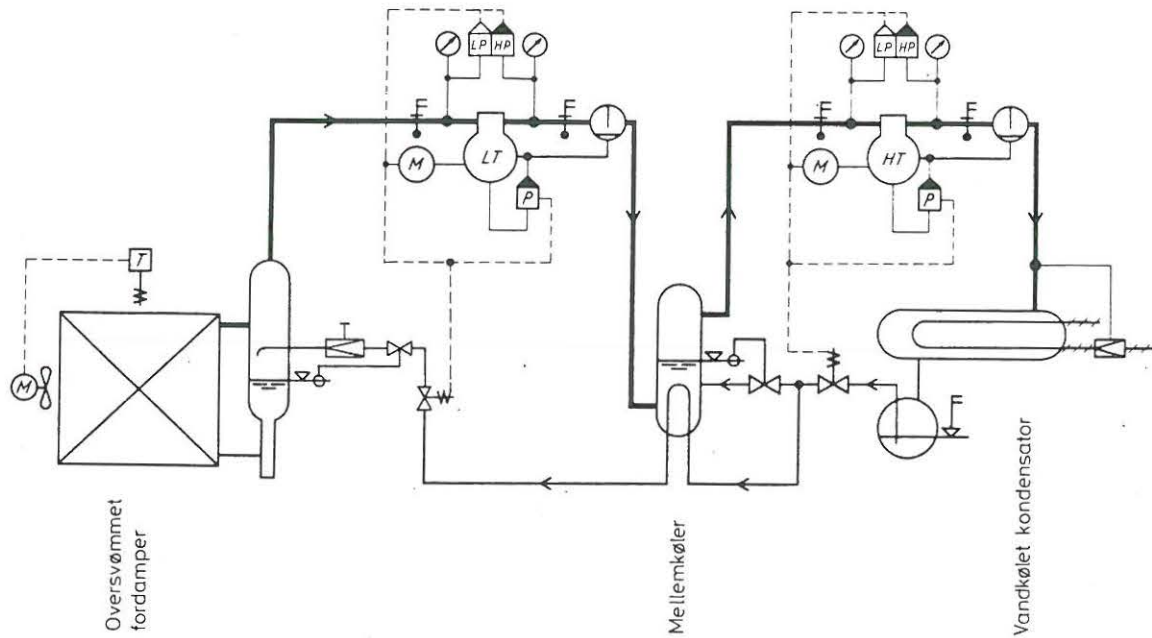
Nogle flercylindrede stempelkompressorer har både lavtryks- og højtryks cylindre. Da det specifikke volumen er størst ved ind sugningen til lavtryks cylindrene, må disse cylindre være større end højtryks cylindrene. I stedet for en tottrinskompresor kan der naturligvis vælges to kompressorer, en lavtrykskompressor og en højtrykskompressor. Som tidligere omtalt kan tottrinskompresion være nødvendig, ikke blot ved stempelkompressor anlæg, men også ved centrifugalkompressor anlæg. Derimod kan skruekompressorer som regel klare større kompressionsforhold i ét trin.

Ved passende valg af kølemiddel vil tottrinskompresion normalt ikke være nødvendig ved køleanlæg. Derimod kan fryse anlæg kræve tottrinskompresion og ligeledes varmepumpe anlæg, hvor kondenseringstemperaturen ønskes højere end sædvanligt.

### 11.2 Totrinskompresion med mellemkøler

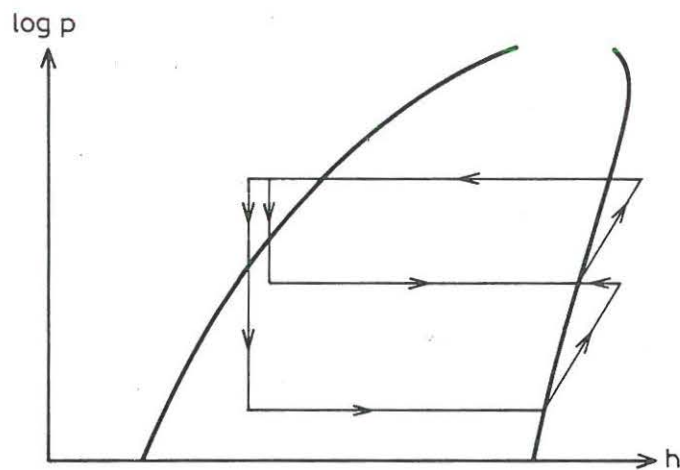
Hvis man skal komprimere i to trin, er det en driftsøkonomisk bedre løsning at anvende mellemkøler. Dette kommer af, at isentropkurverne og dermed også kompressionsprocesserne krummer mere mod højre ved højere temperaturer, d.v.s. at entalpstigningen ved kompressionen bliver større jo højere begyndelsestemperaturen er. Den driftsøkonomiske besparelse ved at anvende mellemkøler er betydelig, og mellemkøler kan derfor svare sig ved anlæg, der ikke er helt små. I figur 11.1 ses et eksempel på, hvordan et sådant anlæg kan se ud.

På figur 11.1 har mellemkøleren to opgaver. Dels skal den sørge for en større underkøling af hovedstrømmen til fordamperen, dels skal den køle kølemiddeldampen, der kommer fra lavtrykskompressoren. For at kunne levere køleeffekt bruger mellemkøleren noget af kølemidlet, der kommer fra kondensatoren. Herved fås to delstrømme af kølemiddel. En hovedstrøm går fra kondensator via kølespiral i mellemkøler til fordamper, lavtrykskompressor, mellemkøler og højtrykskompressor. En mindre delstrøm går fra kondensatoren, fordamper i mellemkøleren og går videre til højtrykskompressoren.



Figur 11.1 Totrinskompression med mellemkøler

På figur 11.2 ses processerne i h-log p diagrammet.



Figur 11.2 Totrinskompression med mellemkøler

Ud over den i figur 11.1 og 11.2 viste måde at sammensætte et totrinskompressionsanlæg med mellemkøler på, er der mange andre varianter, men det vil føre for vidt at gennemgå dem alle her. Den viste metode er en af de bedste med hensyn til effektivitet og økonomi.

## 12. Afrimning

Fordampere, der skal køle luften i et ventilationsanlæg, vil normalt ikke blive tilrimet, da fordampertemperaturen kan holdes over 0 C. Men skal luft i kølerum eller fryserum køles, kan det give rimdannelse. Varmepumper, hvis fordampere står udendørs, vil også rime til en stor del af året.

Når luftkølere har en fordampningstemperatur, der er under 0 C, vil fordamperen rime til. Et begyndende rimlag forbedrer varmeovergangen på grund af den større overflade og den større ruhed. Men når rimlaget når en sådan tykkelse, at luftstrømmen gennem fordamperen reduceres væsentligt, vil varmeovergangen blive dårligere. Hvis ikke kølingen afbrydes, vil rimlaget tiltage, indtil der er helt spærret for luftens gennemgang med det resultat, at fordampertemperaturen bliver ved med at falde, uden at den nødvendige varmetilførsel hertil opnås. Resultatet bliver altså en alt for stor temperaturdifferens over fordamperen med en elendig effektfaktor til følge. Hvis anlægget startes og stoppes af en lavtrykspressostat, vil køretiden blive reduceret væsentligt, så at en meget mindre køleeffekt er resultatet. En afrimning med passende mellemrum må derfor foretages for at sikre en rimelig kørsel.

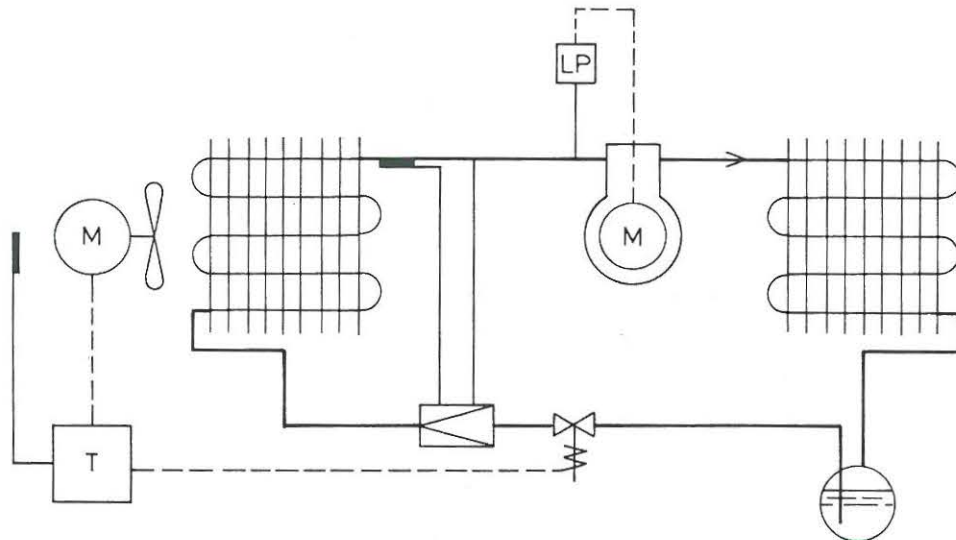
### 12.1 Stilstands afrimning.

En luftkøler, der kører med en fordampningstemperatur under 0 C, men hvor lufttemperaturen er over 0 C, afrimes let og billigt ved blot at sørge for, at kompressoren er stoppet i tilstrækkeligt lange perioder til, at luften kan afrime fordamperen. Princippet kendes fra køleskabe, hvor køleanlægget er dimensioneret sådan, at det kun behøver at køre en trediedel til halvdelen af tiden, så afrimning kan foregå i mellemtiden. Såfremt belastningen pludselig bliver meget stor, fx når der sættes mange varme varer ind i køleskabet, vil fordamperen tilrime, fordi kompressoren nu kører hele tiden. Herved opstår der en ond cirkel, fordi tilrimningen medfører mindre køleeffekt, hvorfor kompressoren fortsat må køre hele tiden, og tilrimningen øges. Den onde cirkel kan kun brydes ved at stoppe køleskabet, fx ved at sætte referencetemperaturen op midlertidigt, indtil fordamperpladen er afrimet.

Ved større luftkølere lader man fordamperventilatoren få et efterløb, d.v.s. at den kører et lille stykke tid efter kompressoren er stoppet. Herved kan luften, der er over 0 C, afrime fordamperen, og ventilatoren skal helst køre så længe, at fordamperen også tørres, så der ikke dannes is, så snart kølingen starter igen. For at lette afrimningen bør fordamperen være tømt for kølemiddelvæske inden afrimningens start, og dette gøres bedst med et såkaldt pump-down system. Et sådant er vist i figur 12.1.

Systemet i figur 12.1 går ud på, at kompressoren startes og stoppes af lavtrykspressostaten. Når luften, der skal køles er tilstrækkeligt kold lukker termostaten først magnetventilen, men lader fordamperventilatoren køre videre. Kompressoren kører videre og tømmer fordamperen for kølemiddelvæske og kølemiddeldamp, indtil den stoppes af lavtrykspressostaten. Fordamperventilatoren skal køre videre indtil fordamperen er afrimet og tørret. Fordamperventilatorens efterløbstid indstilles ved indkøring af anlægget.

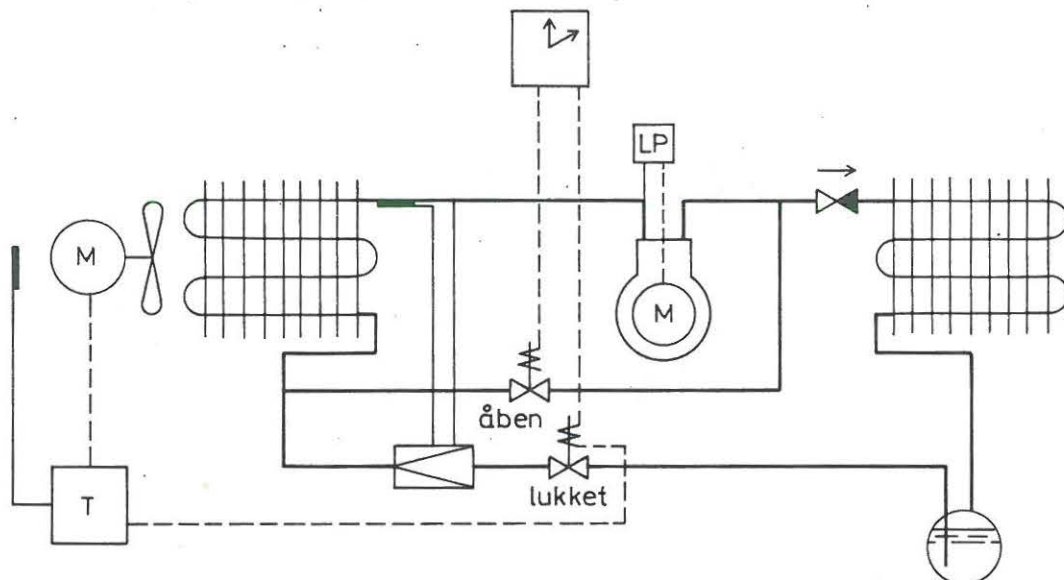




Figur 12.1 Pump-down afrimning, når lufttemperaturen er over 0 C

## 12.2 Varmdampafrimning

Såfremt luften, der skal køles, er under 0 C, vil der også dannes rim på kølefladen om end i mindre mængder jævnt i-x diagrammet for fugtig luft. Men i dette tilfælde kan luften selvsagt ikke anvendes til afrimning under stilstand. Langt den hurtigste, mest effektive og billigste metode er i dette tilfælde at anvende den varme kølemiddeldamp, der kommer fra kompressoren, til at afrime fordampere indefra. Varmdampafrimningen, der også kaldes varmgasafrimning, er i princippet vist på figur 12.2.



Figur 12.2 Varmdampafrimning styret af ur vist under afrimning

På figur 12.2 er vist et luftkøleanlæg, hvor fordamperventilatoren og magnetventilen i væskeledningen er termostattyret, og hvor kompressoren er styret af en lavtrykspressostat. Varmdampafrimningen sættes her i gang af et ur, der lukker magnetventilen i væskeledningen og åbner magnetventilen i røret, der fører fra kompressorens trykside til fordampers til-

gang. Den varme kølemiddeldamp vil hurtigt varme fordamperrørene op indefra, og rim og is løsnes fra fordamperrør og finner, hvorefter det falder ned i drypbakken under fordampere. For at den delvis smeltede blanding af rim, is og vand ikke igen skal fryse til is i drypbakken efter afrimningen, må der sørges for opvarmning i drypbakken. Dette gøres snildest ved blot at føre varmdamprøret gennem drypbakken, før det tilsluttes fordampere tilgang. En afrimning vil normalt tage mellem 4 og 8 minutter afhængig af fordampere størrelse og rimlagets tykkelse. Hvis lavtrykspressostaten har stoppet kompressoren, når afrimningen starter, vil højtrykket hurtigt forplante sig gennem fordampere, hvorefter lavtrykspressostaten starter kompressoren. Kontraventilen før kondensatoren skal forhindre, at væske fra kondensatoren løber tilbage til varmdampledning, når afrimningen starter, og højtrykket derfor pludselig falder. Når den indstillede afrimningstid er slut, sørger uret for, at de to magnetventiler stilles modsat den i figur 12.2 viste, så normal drift kan genoptages.

Det vil være en fordel for afrimningen, hvis fordampere er tømt for kølemiddel, inden afrimningen starter. Dette kan lade sig gøre på det i figur 12.2 viste anlæg, hvis der i den elektriske styring sørges for, at afrimning kun kan starte efter en stilstandsperiode. Afrimningstiden stilles ved forsøgskørsel til den mindst mulige for at spare energi. Hvornår afrimningen skal starte omtales senere.

### 12.3 Elafrimning

Fordampere kan også afrimes med et elektrisk varmekabel, der er indlagt udvendigt på kølerørene. Herved fås en afrimning, der virker noget anderledes end varmdampafrimning, idet afrimningen foregår udefra i stedet for indefra. Dette betyder, at afrimningen tager længere tid, og normalt også at en større del af isen og rimen smeltes, inden det falder ned i drypbakken. Metoden vil derfor normalt være mere energiforbrugende end varmdampafrimning og bruges derfor sjældent.

### 12.4 Start og stop af afrimning

Da man ved afrimningen tilfører varme i stedet for kulde på kølestedet, er det klart, at det er vigtigt for energiforbruget kun at afrime, når dette er nødvendigt. Derfor vil periodisk afrimning styret af et ur fx 1-2 gange i døgnet ikke være den bedste løsning.

Indledning af afrimningen kan fx styres af en fotocelle, der er anbragt på et fordamperrør. Fotocellen registrerer, når rimlaget når en vis tykkelse og starter så afrimningen.

Tilrimning af fordampere kan også registreres på en anden måde. Når rimlaget bliver tykkere, går der en mindre luftstrøm gennem fordampere, og derfor vil temperaturforskellen i luften før og efter fordampere stige. En differenstermostat, der er passende indstillet, kan derfor starte afrimningen.

Som tidligere nævnt kan afrimningen stoppes igen efter en tidsindstilling, der er justeret sådan, at rim og is er smeltet og fordamperrørene nogenlunde tørre. Ved en sådan urmetode kører afrimningen altså altid lige lang tid uanset mængden af rim og is.

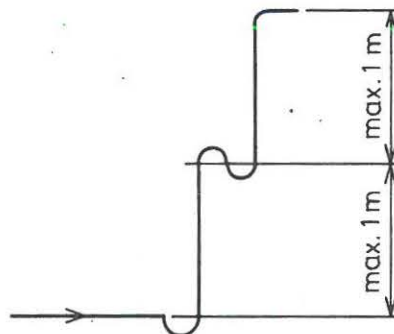
Afrimningen kan også stoppes af en termostat, der er placeret i drypbakken. Termostatens indstilling må findes ved prøve kørsel, men skal være en del over 0 fx 8 C for at sikre, at smeltningen er helt afsluttet.

### 13. Olietilbageføring

Den kølemiddeldamp, der sendes ud fra kompressoren, vil altid indeholde en lille del af olien, som kompressoren smøres med. Selv efter olieudskilleren er der en lille rest af olie tilbage i dampen. Denne olie passerer ubesværet gennem kondensatoren og væskeledningerne til fordamperen, idet der er fuld blandbarhed mellem olie og alle kølemidler ved høje temperaturer. Men i fordamperen vil kølemidlet fordampe, mens olien ikke kan fordampe ved så lave temperaturer. Problemet er således at få olien transporteret tilbage til kompressoren under driften, så kompressoren ikke ganske langsomt mister sin olie til fordamperen. Der findes flere metoder hertil.

#### 13.1 Oliemedrivning

I afsnit 10.5 om rørdimensionering blev det omtalt, at rørene netop dimensioneres, så hastighederne er høje nok til at drive olien med til kompressoren. Når bare fordamperrørene i tørre fordampere også har en dimension, så damp hastigheden heri er stor nok til at rive olien med, er problemet løst i dette tilfælde. Oliens drives i dråber eller et tyndt lag langs indersiden af rørene, når bare rørene er lagt med fald mod kompressoren. Derfor er det en fordel, at kompressoren er placeret under fordamperne, så det er muligt at lægge sugeledninger med et fald på mindst et par promille. Hvis det ikke er muligt at føre sugeledninger med fald, kan olien alligevel føres med, når blot man på lodrette rør placerer olielommer for hver meters stigning som vist på figur 13.1.



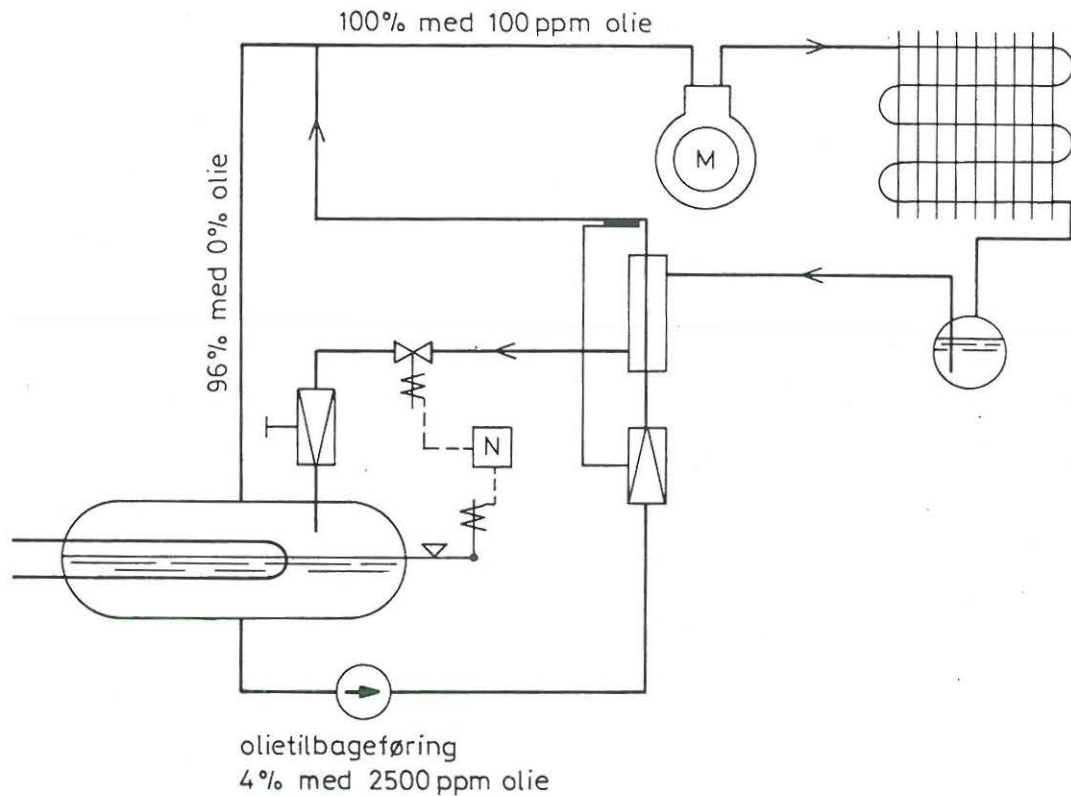
Figur 13.1 Sugeledning med oliestigettrin

Olielommer som vist på figur 13.1 virker på den måde, at lommen langsomt fyldes med olie, og når den er helt fuld, så olien spærrer for kølemiddeldampen, rives olieproppen med, på samme måde som vanddamp i en kaffemaskine river et skvæt vand med op ad gangen.

#### 13.2 Olietilbageføring fra oversvømmede fordampere

Medrivningsmetoden kan ikke benyttes ved oversvømmede fordampere, hvor kølemidlet fordampes fra en stor overflade i fordamperen, mens vandet løber inden i rørene. Her må olien altså jævnlige tømme af fordamperen ved håndkraft, eller der må arrangeres en automatisk olietilbageføring som vist i figur 13.2.

På figur 13.2 er vist hvordan et olietilbageføringssystem eksempelvis kan arrangeres. Princippet bygger på, at en delstrøm på 4% af kølemiddelstrømmen tages ud fra fordamperen



Figur 13.2 Olietilbageføring ved oversvømmet fordampere.

og ved hjælp af en cirkulationspumpe drives gennem en ekspansionsventil og en varmeveksler til kompressorens sugeledning. Ekspansionsventilen skal sørge for, at kølemidlet i delstrømmen fordampes i varmeudveksleren, der får tilført varme fra hovedvæskestrømmen fra receiveren. Hovedstrømmen af kølemiddelvæske bliver således underkølet lidt mere herved, hvilket er en fordel. Fastlæggelse af delstrømmens størrelse, og oliekoncentrationen i fordampere vil afhænge af oliekoncentrationen fra kompressoren og af den tilladte oliekoncentration i fordampere, når oliens blandbarhed med det pågældende kølemiddel ved fordampertemperaturen tages i betragtning.

Der findes også andre metoder for olietilbageføring fra oversvømmede fordampere, men det vil føre for vidt, at gennemgå dem alle her.

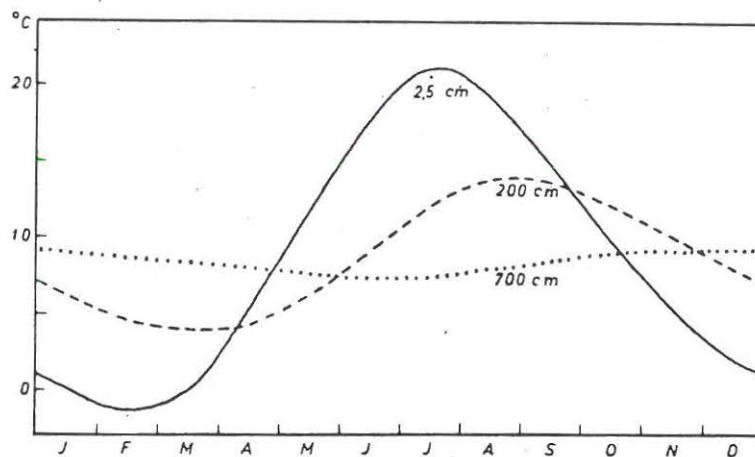
## 14. Varmepumper.

Hidtil er udtrykkene køleanlæg og varmepumper brugt i flæng, fordi anlæggende fungerer på samme principielle måde. Med køleanlæg skal i det følgende forstås et anlæg, der hovedsageligt har køling som opgave, mens et varmepumpeanlæg har opvarmning som eneste opgave.

I et varmepumpeanlæg ønsker man at udnytte kondensatorvarmen. Varmeeffekten til fordamperen skal hentes fra omgivelserne fx udeluften, jorden eller vand.

Når udeluften anvendes som varmereservoir, placeres fordampere med fordamperventilatorer udendørs. Konstruktionen er let og nogenlunde billig i anskaffelse, men den har to ulemper. For det første er udeluften kold, netop når der kræves meget varme til opvarmning, d.v.s. at anlægget kommer til at køre med lave fordampertemperaturer og dermed lave effektfaktorer om vinteren, hvor de fleste driftstimer er placeret. For det andet er afrimning nødvendig en stor del af tiden. Da fordampningstemperaturen lægges fx 6-7 C lavere end lufttemperaturen, skal der afrimes i næsten hele varmesæsonen, og denne afrimning betyder en mærkbar reduktion af effektfaktorerne. Konklusionen på det hele bliver, at varmepumper med udeluften som varmekilde ikke kan betale sig i Danmark, hvilket målinger på store prøveanlæg såvel som resultater med små anlæg viser.

Jorden har den fordel frem for udeluften, at den er varmere om vinteren. Derfor er der installeret adskillige tusinde jordvarmeanlæg her i landet, flest i 70'erne, hvor energikrisen satte ind. På figur 14.1 ses jordtemperaturers årsvariation.



Figur 14.1 Årsvariation af jordtemperaturer i forskellige dybder

Af figur 14.1 ses, at man skal hente varmen op fra de dybere jordlag, for at få højere fordampningstemperaturer om vinteren. I praksis har man valgt at lægge jordslanger med en indbyrdes afstand på 2 m i dybden 1,5 m. Til slanger er normalt anvendt PEL-rør med diametre omkring 32/40 mm. Afhængig af jordbunden har man herfra kunnet hente 13-17 W/m jordslange ved jordtemperaturer mellem 0 og -1 C. Disse ret lave jordtemperaturer fås, når man køler jorden om vinteren. Omkring rørene fryser jorden, hvilket ikke er nogen ulempe, idet varmeledningstallet for frossen jord er højere end for jord over 0 C. I løbet af vinteren vil der således fryse et cylindrisk område omkring rørene med større og større diameter, og dette tør først igen i løbet af forsommeren, når solvarmen forplanter sig ned i

jorden. Der er ikke konstateret nogen nævneværdig ulempe ved denne frysning af jorden, men der er andre ulemper ved jordvarmeanlæg, der er mere afgørende.

Miljømyndighederne i Danmark tillader ikke, at fordamperrør med kølemiddel ligger i jorden af frygt for, at utætheder skal forurene miljøet. Derfor må fordamperen køle vand med frysepunktssænkende middel, og dette må så cirkuleres i jordslangerne. Varmevekslingen til vandet må nødvendigvis ske ved en temperaturdifferens, d.v.s. at fordampningstemperaturen bliver noget lavere end jordens temperatur, hvilket har væsentlig betydning for varmepumpens effektfaktor.

Der er en anden afgørende ulempe ved jordslanger nemlig den, at der kun kan aftages de førnævnte 13-17 W/m. Dette betyder, at hvis et enfamiliehus fx har et maksimalt varmebehov om vinteren på 10 kW, skal der nedgraves ca. 700 m jordslanger. Det er svært at få plads til i en villahave, og de koster med nedgravning mindst 50 kr/m. Hertil kommer investeringen i varmepumpe m.v., således at et jordvarmeanlæg i investering let løber op i 100.000 kr. Dette er en væsentlig større investering end til fjernvarme eller oliefy. Til en sådan merinvestering skulle der gerne være en stor driftsbesparelse. Da 1 kWh elenergi koster ca. det dobbelte af, hvad varmeenergi koster, skal effektfaktoren op over 2, før der er driftsbesparelse til varmepumpeinvesteringen. Men mange målinger på eksisterende varmepumpeanlæg med jordvarme har vist, at de i vægtet gennemsnit over året kører med effektfaktorer lidt over eller lidt under 1. Det vil sige, at energiudgiften ved at køre med varmepumpeanlæggene er ca. lige så stor som ved at anvende elradiatorer, og disse er langt billigere og har en meget længere levetid. Vedligeholdelsesudgifterne ved et varmepumpeanlæg er også meget større end for et traditionelt anlæg. Varmepumpeanlæg med jordvarme kan altså heller ikke betale sig i Danmark.

For at få højere fordampningstemperatur om vinteren, kunne man anvende vand som varmereservoir. Nordsøcentret i Hirtshals anvender havvand til opvarmning af fordamperne i et større varmepumpeanlæg. Herved fås en rimelig høj fordampningstemperatur. For at den nødvendige kondenseringstemperatur ikke skal blive alt for høj om vinteren, tages en kedel til hjælp, når der kræves meget varme. Anlægget er et forsøgsanlæg, d.v.s. at det er ekstraordinært udstyret og derfor dyrt i anskaffelse. Det kan endnu ikke siges, om et almindeligt varmepumpeanlæg med havvand som varmekilde vil kunne forrente og afskrive investeringen.

#### 14.1 Kondenseringsvarmen

Som tidligere omtalt er det væsentligt for en god effektfaktor for et varmepumpeanlæg, at fordampningstemperaturen er så høj som muligt. Men det er også afgørende for effektfaktoren, at kondenseringstemperaturen bliver så lav som muligt. Skal kondenseringsvarmen udnyttes, gælder det altså om at aftage den ved så lav en temperatur som muligt.

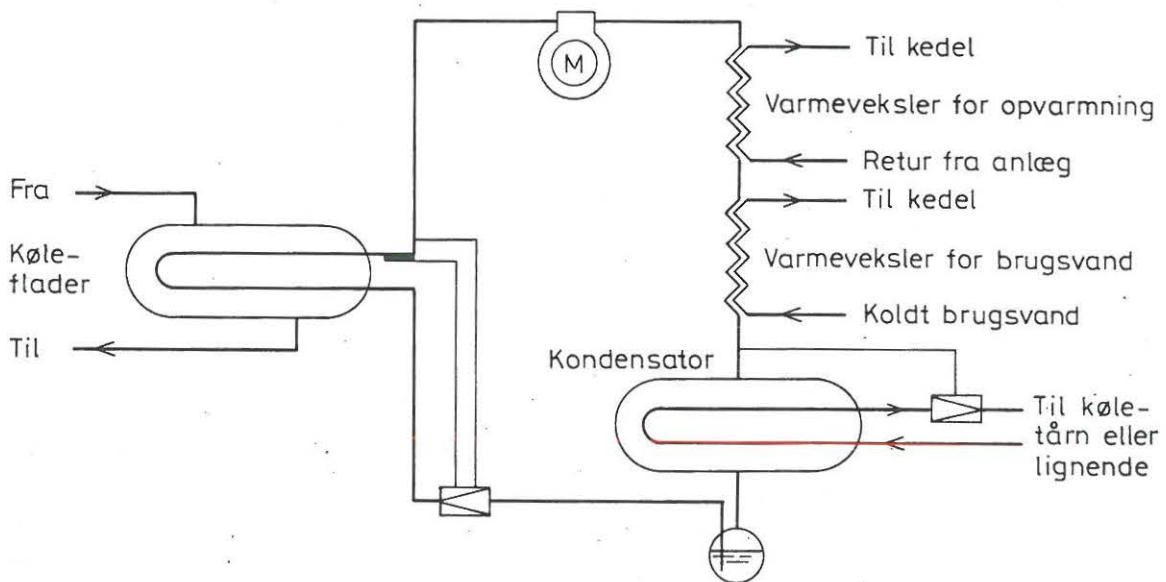
Normalt vil det være ødelæggende for effektfaktoren, hvis kondenseringsvarmen skal afsættes ved normale temperaturer til radiatorer. Radiatorerne må være meget større og kunne aftage varmen ved meget lavere temperaturer end sædvanligt. Skal varmen overføres til varmeblæser i ventilationsanlæg, må også disse dimensioneres for meget lave temperaturdifferenser. Dette giver selvsagt dyrere anlæg, og derfor er det vanskeligt at få rentabiliteten positiv.

Problemet med varmepumper er altså kort sagt, at effektfaktoren kan blive høj, når blot

kondensatorvarmen må afleveres ved en lav temperatur. Men lavtemperaturvarme er vanskelig og dyr at anvende.

## 14.2 Højtryksdampens overhedningsvarme

En vigtig ting at tænke på i forbindelse med udnyttelse af kondensatorvarmen i et varmepumpeanlæg er, at den komprimerede kølemiddeldamp i temperatur ligger væsentligt højere end kondenseringstemperaturen, og det kan udnyttes. En modstrømsvarmeveksling mellem den varme kølemiddeldamp og det medium, der skal opvarmes, kan give rimeligt høje temperaturer. Kondenseringsvarmen kan så eventuelt aftages til lavtemperaturopvarmning af fx brugsvand. På figur 14.2 ses, hvordan et sådant anlæg principielt kan opbygges.



Figur 14.2 Udnyttelse af højtryksdampens overhedningsvarme

På figur 14.2 er vist et eksempel på, hvordan overskudsvarmen fra et køleanlæg kan udnyttes hensigtsmæssigt. Alt nødvendigt styrings- og sikkerhedsudstyr er for overskuelighedens skyld ikke vist. Når varmevekslerne som vist sættes i serie med kondensatoren, er det slet ikke nødvendigt at regulere på kølemiddelsiden. Aftages der ikke varme til vekslerne, må kondensatoren arbejde. Aftages en del varme i vekslerne, får kondensatoren det lettere og kan måske give en lavere kondenseringstemperatur til gavn for effektfaktoren. Hvis kølemidlet kondenseres i vekslerne, er det også i orden, så slipper kondensatoren helt for at aftage varme, og kondenseringstemperaturen er sænket, hvilket igen kommer effektfaktoren til gode.

Et køleanlæg, hvor højtryksdampens overhedningsvarme kan udnyttes, giver således ikke blot gratis varme, men effektfaktoren for køleanlægget kan øges, hvilket oven i købet reducerer driftsudgifterne til køleanlægget. Merinvesteringen til varmevekslerne m.v. vil derfor normalt have en meget kort tilbagebetalingstid, oftest nogle få år og undertiden endda under et år.

På figur 14.2 er vist to varmevekslere i serie med kondensatoren. Mange anlæg har kun en varmeveksler med en vandkreds fx til brugsvandsopvarmning. Her vil det kunne svare sig at anvende en buffertank for det opvarmede brugsvand.

Det på figur 14.2 viste anlæg er ganske vist et køleanlæg, men naturligvis bør man også tænke på de høje temperaturer i den komprimerede kølemiddeldamp ved deciderede varmepumper. Også her vil det ofte være en fordel at dele afkølingen af varmdampen og kondenseringen for at få afleveret varmen ved en højere temperatur uden at hæve kondenseringstemperaturen.

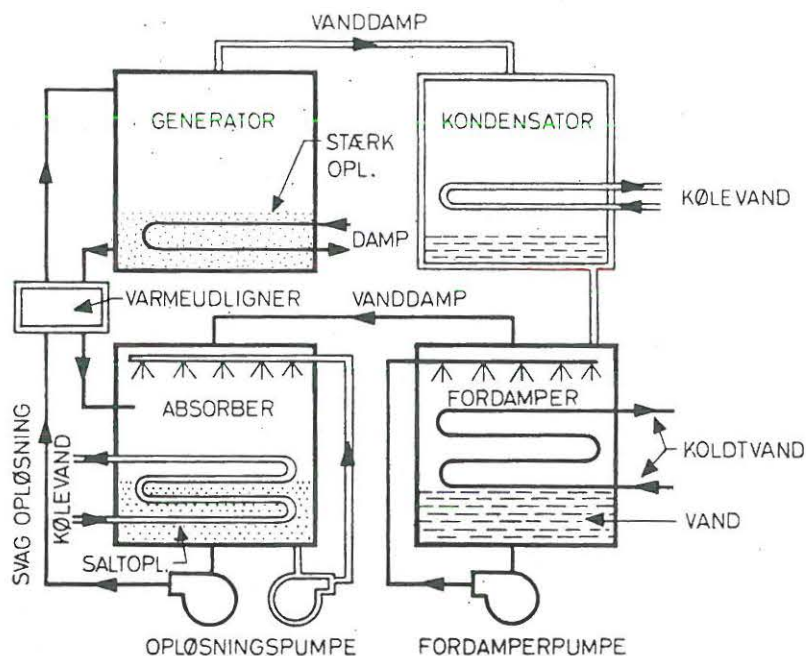


## 15. Absorptionskøleanlæg

De foregående afsnit har udelukkende omhandlet kompressionskøleanlæg, d.v.s. anlæg der har en kompressor til at drive systemet. Der findes imidlertid også en anden måde, hvorpå kølemiddeldamp kan komprimeres til så højt et tryk, at den kan kondenseres af omgivelserne. I absorptionsanlæg anvendes der varme for at opnå køleeffekt, hvilket kan lyde som en selvmodsigelse, men ikke desto mindre er det tilfældet. Til køleanlæg i ventilationsanlæg er kompressionsanlæg næsten altid mest fordelagtig, men hvis der er spildvarme til rådighed ved ca. 110-120 C, kan absorptionskøleanlæg være at foretrække.

### 15.1 Store absorptionskøleanlæg

Til køling i ventilationsanlæg anvendes der absorptionsaggregater, der har køleffekter på ca. 100 - 5000 kW. I disse anlæg anvendes det fysiske fænomen, at visse væsker meget villigt absorberer bestemte dampe. Man kan derfor opretholde et lavt tryk i fordampere ved at lede dampen til en beholder, absorberen, hvor den bringes i tæt kontakt med et sådant opløsningsmiddel. Anlæggene arbejder normalt med vand som kølemiddel og en stærk opløsning af saltet lithiumbromid som opløsningsmiddel. Hele anlægget må derfor arbejde under atmosfæretryk. I fordampere er der fx kun et tryk på ca. 900 Pa.

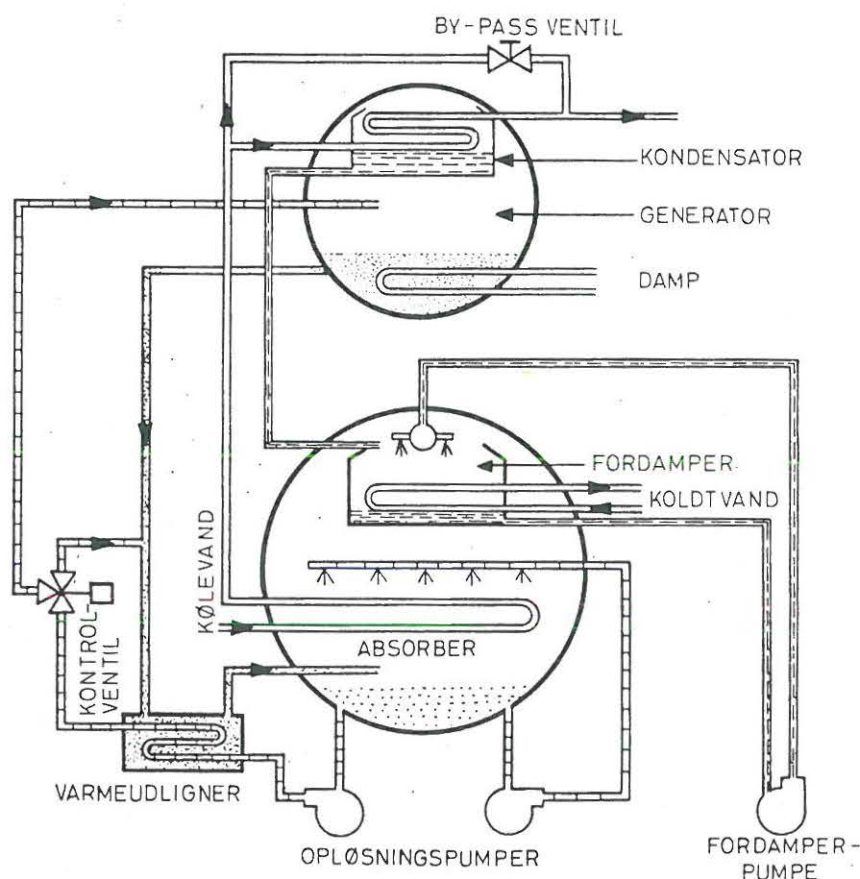


Figur 15.1 Absorptionskøleanlæg, principskitse

I figur 15.1 ses princippet i et absorptionskøleanlæg. Vandet cirkuleres ved hjælp af en pumpe over fordamperrørene, hvori det vand, der skal køles, passerer. Fordamperen står i forbindelse med absorbereren, hvor lithiumbromidopløsningen på tilsvarende måde cirkuleres over et rørbundet, der gennemstrømmes af kølevand. Opløsningens damptryk er ved den temperatur, man kan opnå med kølevandet, lidt lavere end vandets mætningstryk ved fordampningstemperaturen, og dampen går derfor villigt i opløsning. Herved frigøres der varme, som fjernes af kølevandet.

Den fortyndede saltopløsning pumpes til generatoren, som står under kondensatortryk. Her tilføres der varme i form af lavtryksdamp eller hedtvand, og en del af vandet udkoges af saltopløsningen. Den udkogte damp ledes til en kondensator, hvor den fortættes til vand, som ledes til fordamperen, mens den koncentrerede opløsning løber tilbage til absorberen.

Der er altså to kredsløb i et absorptionsanlæg, et vandkredsløb, som svarer til kølemiddelkredsløbet i et kompressionskøleanlæg, og et opløsningskredsløb, som i forbindelse med absorber og generator udfører den opgave, kompressoren i et kompressionskøleanlæg har. I opløsningskredsløbet er indsat en varmeveksler, hvori den svage opløsning forvarmes ved hjælp af den varme, koncentrerede opløsning. Herved reduceres både varmebehovet i generatoren og den varme, kølevandet i absorberen skal fjerne.

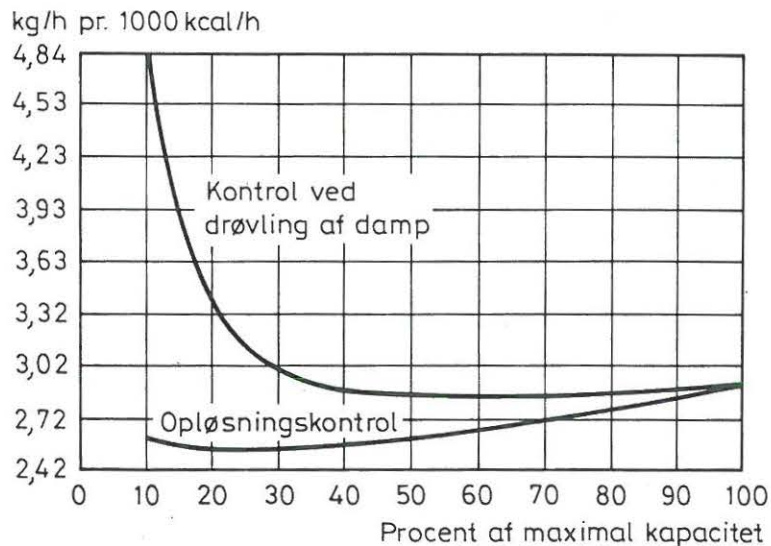


Figur 15.2 Absorptionskøleanlæg med to beholdere (Carrier)

I den praktiske udformning findes der kun to cylindriske beholdere som vist i figur 15.2. Den ene rummer generator og kondensator, den anden fordamper og absorber. Der findes også udførelser, hvor alle fire dele er samlet i en beholder.

Regulering af køleydelsen i et absorptionskøleanlæg foregår enklest ved at variere varmetilførslen i generatoren, og denne metode anvendes nu mest. Tidligere anvendtes i vid udstrækning den såkaldte opløsningskontrol, hvor en del af den fortyndede opløsning gennem en trevejsventil sendes direkte tilbage til absorberen. Dette nedsætter opløsningens koncentration i absorberen og dermed dens evne til at absorbere damp fra fordamperen. Da samtidig strømmen af opløsning til generatoren reduceres, undgår man unødigt opvarmning

af opløsningen og de dermed forbundne varmetab, idet varmetilførslen til generatoren forudsættes reguleret efter temperaturen heri. Herved opnås en meget fin dellastkarakteristik som vist i figur 15.3.



Figur 15.3 Absorptionskøleanlægs specifikke dampforbrug ved dellast med opløsningskontrol.

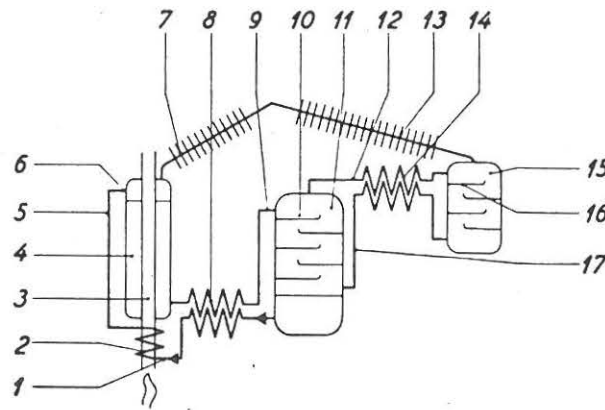
Systemet med opløsningskontrol har dog også nogle ulemper. Det er ret dyrt, og det medfører en vis risiko for krystallisation af saltet, idet koncentrationen efter udkogningen stiger stærkt ved belastning. Derfor er man i de senere år gået over til den mere simple regulering af varmetilførsel til generatoren. Som regel bliver dette kombineret med en fast reduktion af opløsningsstrømmen til generatoren ved belastninger under 50%, fx ved at stoppe en af to opløsningspumper. På denne måde kan man opnå, at det specifikke varmeforbrug er meget nær konstant helt ned til 10-20% belastning.

Driftsøkonomien for et absorptionskøleanlæg udtrykkes ved det såkaldte varmeforhold, som er forholdet mellem den ønskede køleeffekt og den til generatoren tilførte varmeeffekt. Opløsningspumpernes effektforbrug er i forhold hertil minimale ved større anlæg. For køleanlæg er varmeforholdet 0,6-0,7. Ved tilsvarende forhold vil et kompressionskøleanlæg have en effektfaktor på ca. 4. Prisen på varme skal således være mindre end ca.  $4/0,65 =$  ca. en sjettedel af prisen på el, for at absorptionskøleanlæg bliver billigere i drift. Derudover vil absorptionskøleanlæg normalt være dyrere i anskaffelse end kompressionskøleanlæg.

Ud fra ovenstående ses, at absorptionskøleanlæg kun er økonomisk rentable, når der findes spildvarme ved meget lav pris til rådighed. Absorptionskøleanlæggene har dog også den fordel, at vægten er mindre, og at driften er støj- og vibrationsfri. Desuden kræves der ikke særlige sikkerhedsmæssige foranstaltninger, sådan som der gør til kompressionskøleanlæg.

## 15.2 Små absorptionskøleanlæg

Da man ofte bliver spurgt om, hvordan køleskabe til brug i campingvogne eller både kan drives udelukkende ved varme, skal disse små anlæg omtales her. Virkemåden er opfundet af de svenske civilingeniører von Platen og Munters.



Figur 15.4 Skematisk fremstilling af et  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  absorptionskøleanlæg med brint ( $\text{H}_2$ ) som trykudlignende gas efter v.Platen og Munters princip

I figur 15.4 ses princippet i sådanne små køleanlæg. I kogeren 4 findes en stærk opløsning af ammoniak i vand. Ved opvarmning med el, gas eller lignende udkoges noget af ammoniakken, så opløsningen bliver svagere. Ammoniakdampen befries for medfordampet og medrevet vand ved hjælp af ribbekøleren 7 og kondenseres i ribbekondensatoren 13. Begge er luftkølede. Ammoniakvæsken drypper ned på skålene 16 i køleren 15, som er anbragt inde i det isolerede køleskab.

I køleren 15 findes der en vis mængde brint med et meget ringe indhold af ammoniakdamp, og der foregår nu under varmeoptagelse en fordampning af ammoniakvæsken ud i brintatmosfæren. Herved stiger ammoniakmængden i brinten, og gasblandingen, der er tungere end rent brint, synker ned og ledes gennem røret 17 til absorberen 11. Til absorberen 11 ledes også gennem røret 9 den svage opløsning af ammoniak i vand fra kogeren, hvis væskniveau er højere end tilledningen til absorberen. Når denne svage opløsning drypper ned over skålene 10, absorberer den ammoniak ud af brint/ammoniakblandingen fra køleren 15, og brint med et ringe indhold af ammoniak strømmer gennem røret 12 tilbage til køleren. Den forstærkede opløsning i absorberen strømmer gennem røret 1 ind i en rørslange, der ved 2 er viklet om varmerøret 3, og her fordampes noget af ammoniakken, så dampboblerne kan løfte opløsningen gennem stigrøret 5 op til indløbet 6 i kogeren 4, på samme måde som vandet løftes op af vanddampen i en kaffemaskine.

For at spare varmeenergi er rørledningerne ved 8 og 14 udformet som varmeudvekslere.

Figuren er skematisk. I virkeligheden er både køler og absorber udformet som rørslanger.

Der findes altså ingen bevægelige dele i køleanlægget. Der sker en "termisk" kompression af dampene. Det totale damptryk er ens overalt i systemet, men partialdamptrykkene varierer. I køleren er ammoniakens partialtryk så lav, fx 1,5 bar, at ammoniakens kogepunkt ligger på  $-25\text{ C}$ . I kogeren er ammoniaktrykket så højt, at ammoniakdampene kan kondenseres ved hjælp af luften i skabets omgivelser, fx ved 16 bar svarende til en kondenseringstemperatur på  $40\text{ C}$ . Vanddampens partialtryk kan fx. være 5 bar, så det samlede tryk bliver 21 bar, hvorfor brintens partialtryk i køleren må være  $21 - 1,5 = 19,5\text{ bar}$ .

Anlægget fyldes på den måde, at man først evakuerer det for så meget luft som muligt og derefter tilsætter den nødvendige mængde ammoniak-vand opløsning med den beregnede

koncentration. Herved udvikles et tryk afhængigt af temperaturen, og man tilsætter til sidst så meget brint, at trykket stiger til den ønskede værdi, fx. 21 bar. Totaltrykket er afhængig af de temperaturforhold, køleskabet skal arbejde under.

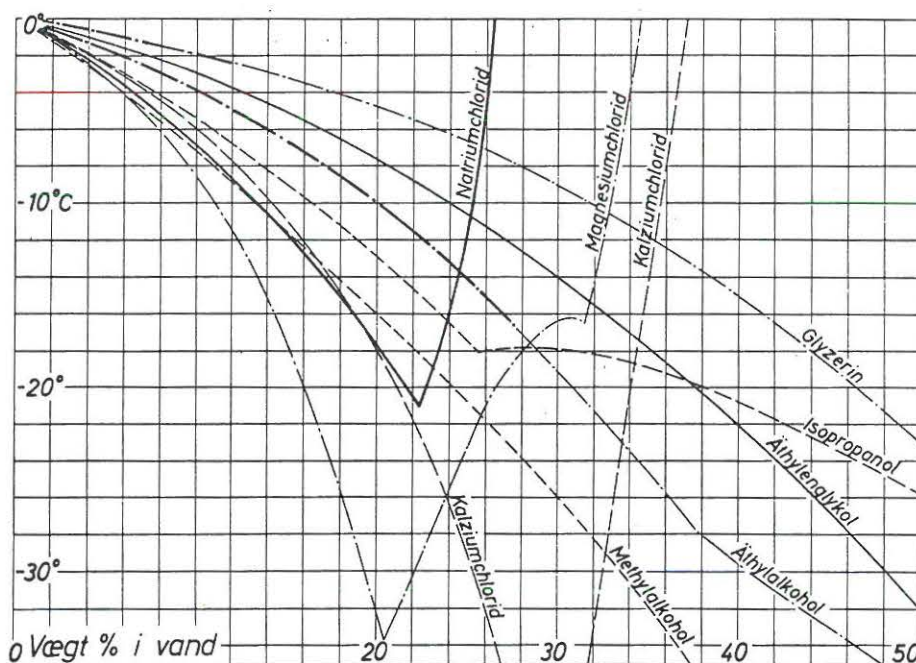
## 16. Vand som kuldebærende medium

Vand har som bekendt været anvendt i lange tider til at føre varme rundt i bygninger. Til dette formål er vand overlegent i forhold til andre væsker på mange punkter. Det er uhørt billigt. Det har en lille viskositet, hvilket betyder at strømningssmodstanden i vandkredsløb bliver relativt lav. Det har en høj varmekapacitet over hele anvendelsesområdet, hvilket medfører en lav massestrøm i anlæggene. Massefylden er næsten konstant i det aktuelle temperaturområde. Varmeledningsevne og varmeovergangstal er så høje, at de normalt ikke giver problemer. Blandt andet af disse grunde er vand så dominerende som vardebærende medium.

Som kuldebærende medium har vand en åbenbar ulempe. Frysepunktet ligger for højt for anvendelse til mange køleformål. Hvis vandet fryser til is udvides det ca. 9% og sprænger de rør, køleflader m.v., som omgiver det. Reparation af frostsprængte elementer er ikke mulig, og følgevirkninger i form af bygningsskader forårsaget af udstrømmende vand kan blive store. Man kunne gå over til andre væsker end vand, når anlæg skal operere med temperaturer under 0 C, men vands egenskaber i øvrigt er så gode, at det bedre kan svare sig at sænke vands frysepunkt.

### 16.1 Sænkning af vands frysepunkt

For at sænke vands frysepunkt kan der tilsættes et stof med et lavere frysepunkt end vands. Tidligere anvendte man sprit fx til kølere i biler, men sprit har den uheldige egenskab, at det har let ved at fordampe og forsvinde gennem ganske små utætheder i systemet. Man har også tilsat forskellige salte til vandet, hvilket giver sænkning af frysepunktet. På figur 16.1 ses, hvordan forskellige salte ved forskellige koncentrationer sænker frysepunktet.



Figur 16.1 Sænkning af vands frysepunkt ved tilsætning af forskellige salte eller væsker

På figur 16.1 ses, at en forøgelse af en saltmængde i vandet typisk sænker blandingens frysepunkt indtil en vis saltkoncentration er nået. Øges salttilsætningen yderligere, hæves frysepunktet igen. I modsætning hertil vil forøgelse af tilsætningen af en væske med lavere frysepunkt end vands altid forøge frysepunktssænkningen.

Tidligere anvendtes ofte en blanding af almindelig kogsalt NaCl og vand til kuldebærer. En sådan salt/vandblanding kaldes en brine. Men da saltvand er meget aggressivt over for metaller og kun kan modstås af såkaldte søvandsbestandige stål og metaller, der er temmelig dyre, anvendes denne metode ikke mere.

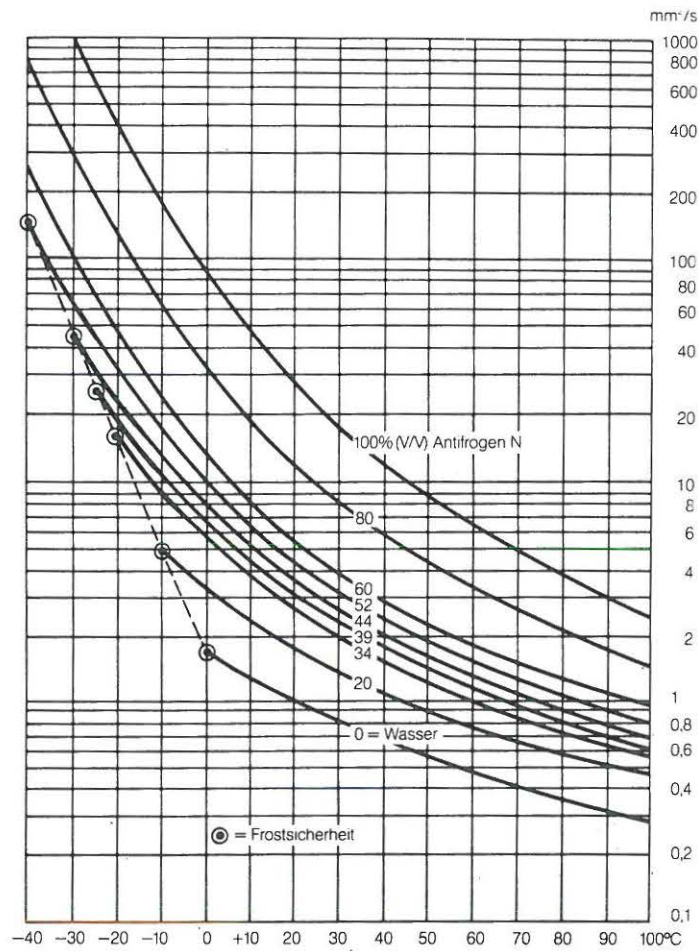
Nu om dage anvendes ethylenglykol eller propylenglykol i en passende blanding med vand som kuldebærende stof. For at mindske korrosionen på rør m.v. er stofferne normalt tilsat forskellige såkaldte additiver, hvilket er stoffer, der netop har den opgave at beskytte metaloverfladerne. Additiverne ændrer lidt på frysepunktet, så at dette ikke kan aflæses på figur 16.1, der gælder for det rene tilsætningsstof, men må oplyses af fabrikanten for det frysepunktssænkende middel.

## 16.2 Følgevirksomheder af tilsætningsstoffer

Tilsættes der frysepunktssænkende stof til vandet, ændres blandingens fysiske egenskaber mærkbart i forhold til rent vands egenskaber. Mange har brændt sig ved at dimensionere udendørs luftkølede kondensatorer eller fordampere m.m. efter kapaciteter for vand, selv om anlæggene tilsættes frysepunktssænkende middel. Da alle vandets varmeoverførende egenskaber reduceres ved tilsætningsstoffer, vil den overførte varme- eller køleeffekt reduceres mærkbart.

Det tilsætningsstof, der anvendes, skal egne sig til køleanlæg, d.v.s. til at arbejde ved lave temperaturer. For eksempel kan glykolblandinger, der anvendes til kølere i biler, ikke anvendes til køleanlæg, fordi additiverne er beregnet til at operere ved ca. 80 C. Fyldes et sådant frysepunktssænkende middel alligevel i et køleanlæg bliver virkningen katastrofal. Lige når anlægget er startet, ser det hele meget godt ud, men efter nogle måneders drift er væskestrømmen faldet drastisk fx til under halvdelen, fordi additiverne har afsat en klæbrig masse på indersiden af rør, i ventiler og cirkulationspumper m.v. En kraftig gennemskylning med vand kan fjerne afsætningen, før et nyt og egnet stof tilsættes.

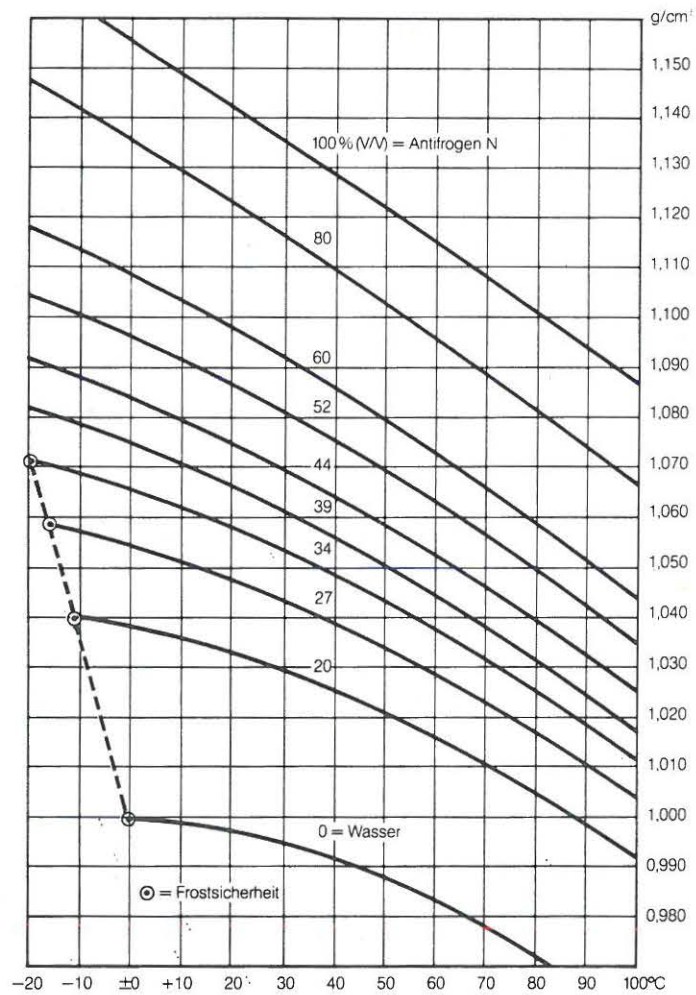
Som eksempel på de ændrede fysiske egenskaber, når der tilsættes et frysepunktssænkende middel til vand, skal i det følgende anføres en række kurver over de vigtigste fysiske egenskaber for vand iblandet forskellige volumen-procenter af stoffet Antifrogen N, fabrikat Hoechst, som er baseret på ethylenglykol. I figur 16.2 ses den kinematiske viskositetsvariation med iblandet mængde og temperatur.



Figur 16.2 Kinematisk viskositet for blandinger mellem Antifrogen N og vand som funktion af temperaturen. Vol. % Antifrogen N er parameter.

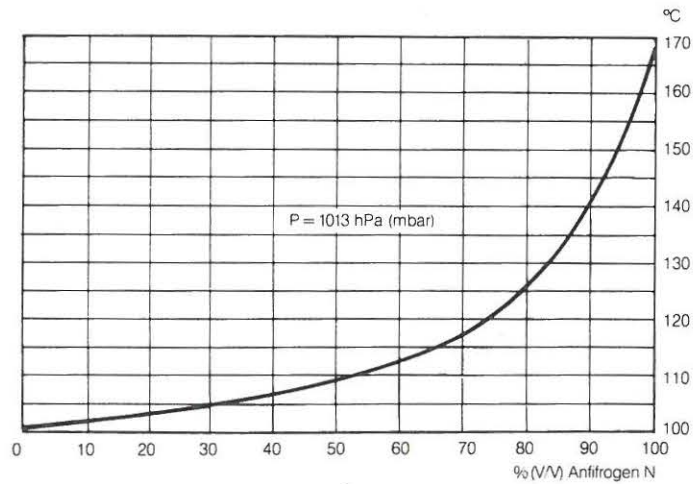
Også massefylden afhænger af vol. % og temperatur, hvilket fremgår af figur 16.3. Det ses, at denne kun varierer lidt med mængden af tilsætningsstof. Alligevel kan massefylden anvendes til at bestemme vol. % ved hjælp af flydevægte, hvis ikke den kan bestemmes på anden måde.





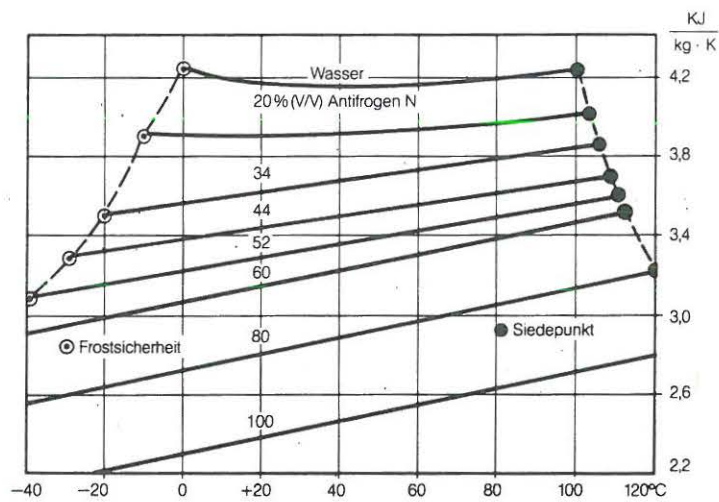
Figur 16.3 Massefylden for Antifrogen N og vand som funktion af temperaturen. Vol.% Antifrogen N er parameter.

Kogepunktet hæves lidt ved aktuelle koncentrationer som fx 34 vol.%, der giver en frostsikkerhed på -20 C. Figur 16.4 viser dette.



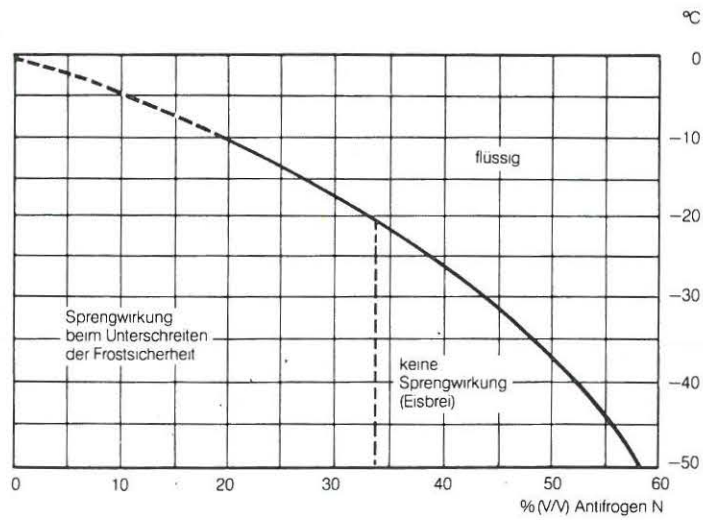
Figur 16.4 Kogepunkt for Antifrogen N og vand som funktion af vol.% Antifrogen N.

Varmefylden, der betyder meget for varmeoverføringsevnen, varierer ret meget med den iblandede mængde som vist i figur 16.5.



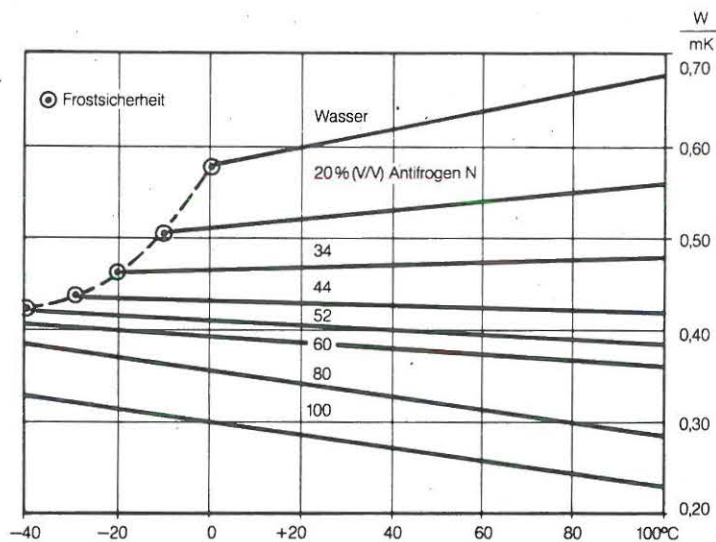
Figur 16.5 Varmefylden som funktion af temperaturen for Antifrogen N + vand. Vol.% Antifrogen N er parameter.

På figur 16.6 ses frysepunktet for blandinger af forskellig koncentration. Bemærk, at når der iblandes mere end 34 vol.% Antifrogen N, er der ikke sprængvirkning ved frysning. Blandingen fryser blot til en grødet masse.



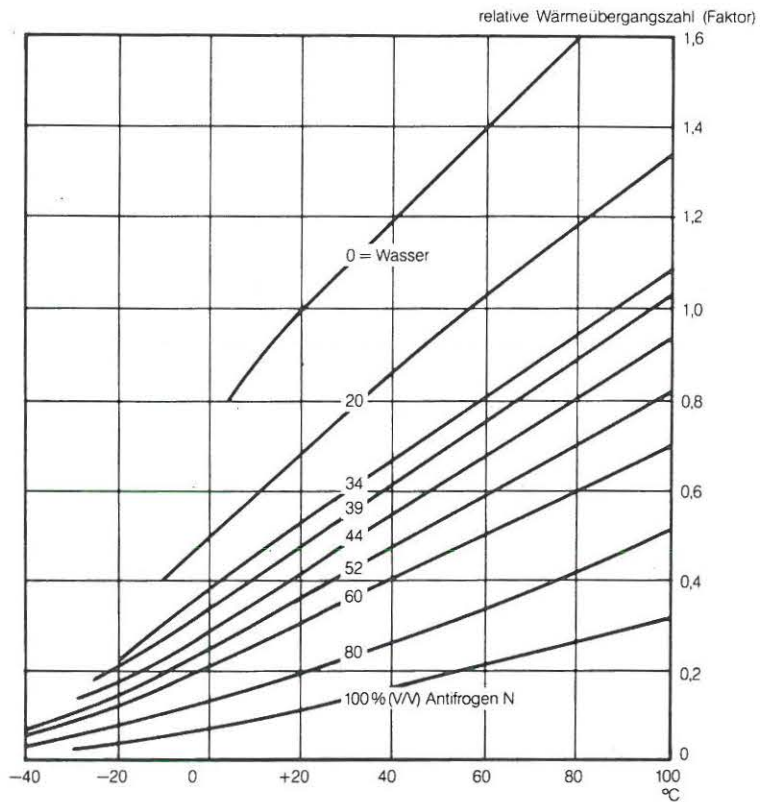
Figur 16.6 Frostsikkerhed for Antifrogen N + vand som funktion af vol. % Antifrogen N

Varmeledningseven aftager kraftigt, når vandet tilsættes Antifrogen N, som det ses af figur 16.7.



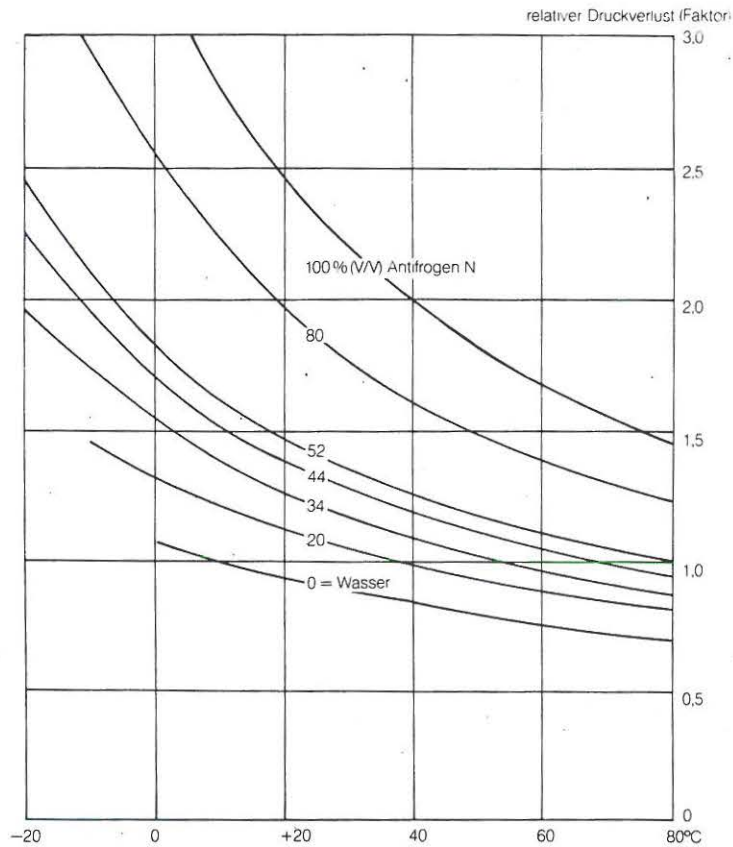
Figur 16.7 Varmeledningsevenen for Antifrogen N + vand som funktion af temperaturen. Vol. % Antifrogen N er parameter

Varmeovergangen mellem væske og rør m.v. afhænger i høj grad af tilsætningsmængden som angivet i figur 16.8.



Figur 16.8 Relativt varmeovergangstal i sammenligning med vand ved 20 C ved turbulent strømning for Antifrogen N + vand som funktion af temperaturen. Vol. % Antifrogen N er parameter

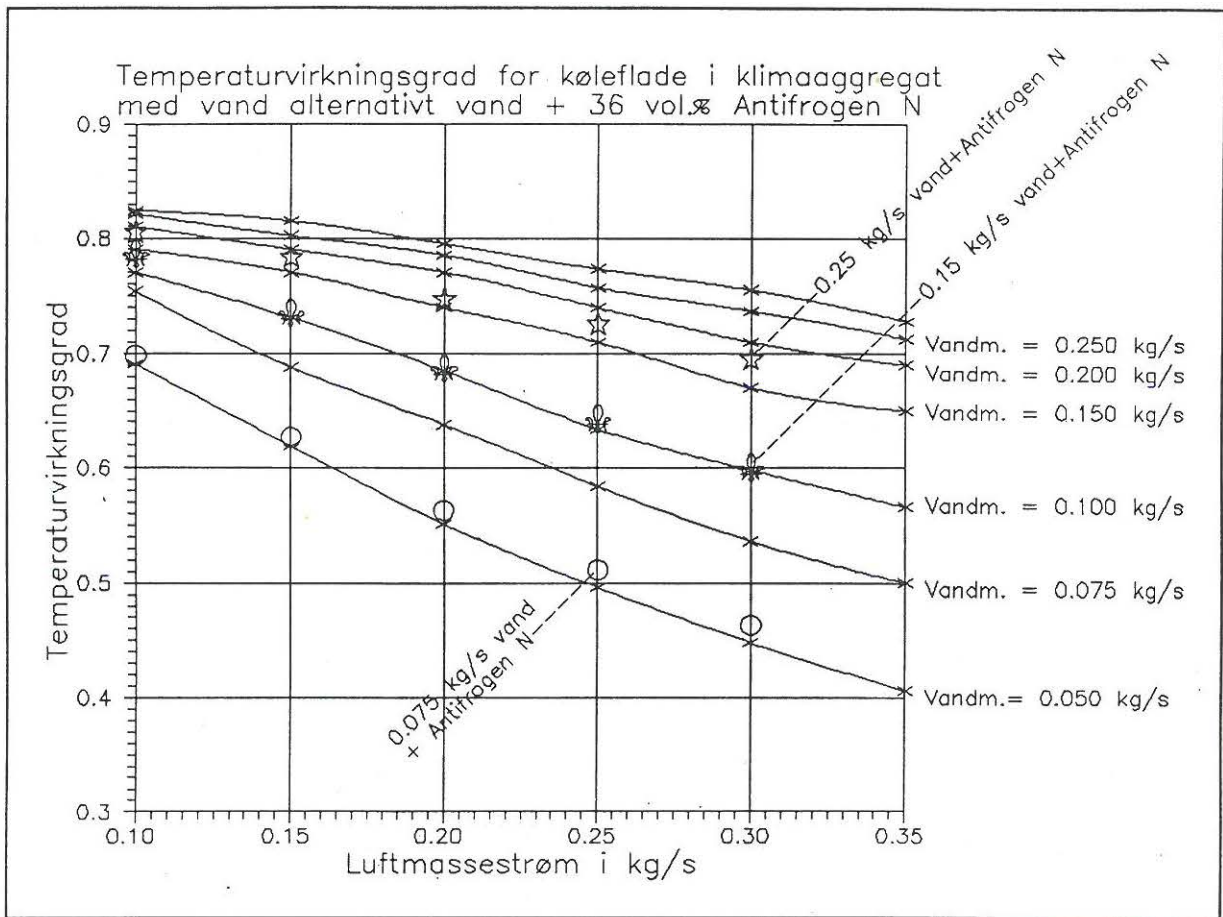
Sammenlignet med vand vil tryktabet i et anlæg stige mærkbart ved øget mængde af tilsætningsstof hovedsageligt på grund af den øgede viskositet og den lavere massefylde. Figur 16.9 viser variationen.



Figur 16.9 Relativt tryktab som funktion af temperaturen for Antifrogen N + vand i sammenligning med vand ved 10 C ved turbulent strømning. Vol.% Antifrogen N er parameter

Den øgede viskositet og den formindskede massefylde, når der tilsættes frysepunktssænkende middel, vil både sænke cirkulationspumpernes karakteristik og øge tryktabet i anlægget. Selv ved fastholdt massestrøm gennem en køleflade vil de ændrede fysiske faktorer betyde en reduktion af en given køleflades overførte effekt. I figur 16.10 er vist sammenlignende målinger af temperaturvirkningsgraden for en køleflade, der gennemstrømmes af forskellige medier.

Som figur 16.10 viser skal der selv ved fastholdt massestrøm regnes med en mærkbar reduktion af varmeoverføringsevnen. Men som tidligere omtalt vil massestrømmen blive reduceret kraftigt, når der tilsættes frysepunktssænkende middel. Disse forhold skal man være meget opmærksom på for ikke at underdimensionere anlæggene.



Figur 16.10 Temperaturvirkningsgrad for køleflade gennemstrømmet af vand, alternativt vand + 36 vol. % Antifrogen N.

## 17. Anlægsudformning

Når et kølesystem til en given opgave skal udformes, skal der tages hensyn til en mængde faktorer. Mange af de betydende faktorer er gennemgået i det foregående, men hele systemets udformning er ikke nærmere omtalt, hvorfor det gøres her.

Ved valg af system skal man tænke på følgende vigtige faktorer:

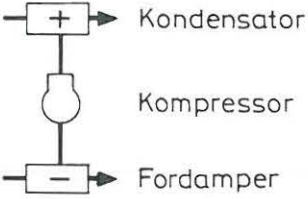
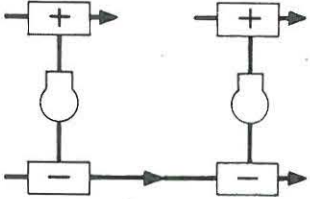
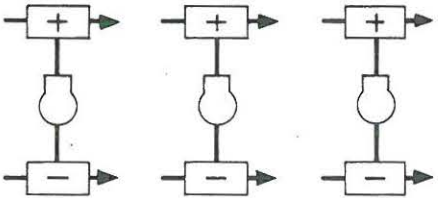
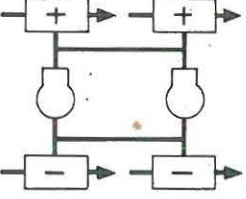
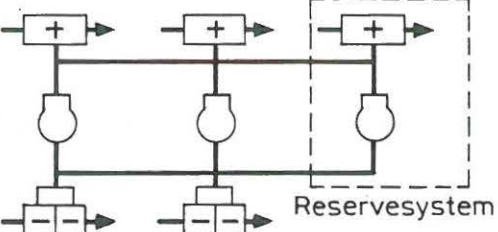
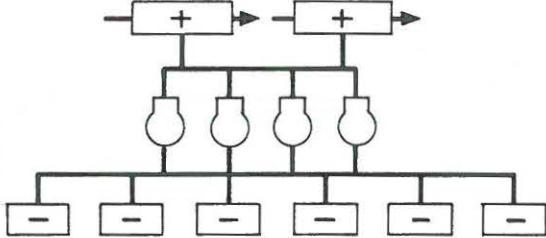
1. Energiforbrugets fordeling over året.
2. Kapacitetsregulering og dellastkarakteristik.
3. Reservemuligheder ved maskinhavari, varigheden af mulige driftsstop, servicemuligheder og reservedele.
4. Teknisk viden hos betjeningspersonalet.
5. Krav til eftersyn og vedligeholdelse.
6. Støj, vibrationer, lugt eller andre gener.
7. Beregning af anlægs- og driftsudgifter.
8. Vurdering af levetiden for anlægget.

### 17.1 Opdeling og reservemuligheder

Ved industrielle eller kommercielle køleanlæg stilles der store krav til driftssikkerhed og begrænsning i omfanget af et driftsstop. Det fører ofte til en systemudformning med opdeling i flere adskilte systemer eller fordeling af belastninger på flere kompressorenheder eventuelt med reserve. I klimaanlæg stilles der i almindelighed ikke så store krav til reserve, fordi man til dette formål nok kan klare et driftsstop på nogle få døgn. Men der kan opnås fordele ved at opdele i flere maskinenheder. Blandt fordelene kan nævnes:

1. Kompressorhavari giver kun driftsstop til en del af anlægget eller mulighed for at fortsætte driften med reduceret kapacitet.
2. Da behovet for 100% kapacitet kun optræder i meget få timer af året, vil en opdeling på flere enheder til samme køleopgave give en bedre regulering og en bedre driftsøkonomi. Desuden vil anlægget have fuld reserve uden for spidsbelastningsperioder.
3. Opdeles anlægget på flere eller mange stærkt standardiserede aggregater, kan service og reparation rationaliseres. I yderste konsekvens bliver aggregaterne ombytningsenheder, der udskiftes istedet for at blive repareret på stedet.
4. Elinstallationer belastes ikke så hårdt ved start.
5. De offentlige sikkerhedsforskrifter er lempeligere for mange små anlæg end for et stort, hvis kølemiddelfyldningen på denne måde kan begrænses.

Forskellige systemudformninger er vist i figur 17.1.

System	Beskrivelse
 <p style="text-align: center;"> <span style="display: inline-block; width: 100px; border-bottom: 1px solid black; margin-bottom: 5px;"></span> <span style="display: inline-block; width: 100px; border-bottom: 1px solid black; margin-bottom: 5px;"></span> <span style="display: inline-block; width: 100px; border-bottom: 1px solid black; margin-bottom: 5px;"></span> </p>	<p>Centraliseret anlæg Ingen reserve</p>
	<p>To eller flere helt adskilte systemer på samme køleopgave. Min. 50% ydelse ved driftsstop. Dellast ved trinvis udkobling.</p>
	<p>Mange helt adskilte systemer på hver sin køleopgave. Ingen reserve, men driftsstop begrænset til et enkelt kølested.</p>
	<p>Centraliseret anlæg med krydsforbindelser. Flere køleopgaver. 50% ydelse ved havari på en kompressor eller kondensator. Dellast: 1 kompressor</p>
	<p>Opdelt system med krydsforbindelser. Todelte eller to fordampere på hver køleopgave. 100% reserve ved havari på kompr. eller kondensator.</p>
	<p>Klassisk system med mange kølesteder. Systemet har gode reservemuligheder og er fordelagtigt ved lav samtidighedsfaktor og ved dellast.</p>

Figur 17.1 Systemudformninger



I tilfælde, hvor kølebehovet optræder i meget kort tid, fx kun i nogle få timer pr. døgn, kan det være en stor fordel med et kuldeakkumuleringssystem. Dette kan være en koldtandsstank, der er godt isoleret. Herved kan kølebehovet jævnes ud over døgnet, og man kan nøjes med et meget mindre anlæg. Desuden kan køretiderne forlænges kraftigt, hvilket giver en bedre driftsøkonomi.

## 17.2 Placering af anlæg

Som tidligere nævnt vil det af hensyn til olietilbageføringen være en fordel, hvis kompressorerne kan anbringes under fordampernes niveau. Derfor er det nærliggende, at sætte kompressorerne i kælderen. Dette tillades for anlæg op til en vis størrelse, som angivet i næste afsnit.

Sættes kølekompressorer i en kælder, skal man især tænke på støjen til de omgivende rum. Denne kan være meget vanskelig og dyr at dæmpe, såfremt omgivende rum er arbejdslokaler. Hvis de omgivende rum derimod er lagerrum eller lignende, vil disse normalt beskytte de næstnærmeste rum mod støjen, hvis intensitet naturligvis vil afhænge af kompressorernes art og størrelse.

Ved store anlæg tillades placering i en kælder ikke. Store kompressorer skal anbringes i en særskilt bygning. Denne bør af hensyn til støjen udføres i tunge materialer som beton eller mursten.

## 18. Offentlige forskrifter

Af nugældende offentlige forskrifter skal nævnes:

Arbejds- og socialministeriets bekendtgørelse af 30. december 1950: Bekendtgørelse om indretning og brugen af køleanlæg.

Arbejdstilsynets meddelelse nr. 2.05.1, Vejledning om Køleanlæg, sept. 83

Arbejdstilsynets meddelelse nr. 2.05.2, Vejledning om sikkerhedsforanstaltninger ved køle- og fryserum, sept. 83.

De offentlige forskrifter tilstræber, at risikoen ved anvendelse af køleanlæg minimeres, herunder at begrænse følgende faremomenter:

1. Forgiftning eller kvælning forårsaget af udstrømmende kølemiddel
2. Eksplosionsfare eller brandfare
3. Sprængning af beholdere, rør eller andre anlægsdele ved brand, fejlbetjening eller driftsfejl.

### 18.1 Klasseinddeling af lokaler

Lokaler, der skal betjenes af køleanlæg inddeles i kategorier efter deres anvendelse og offentlighedsgrad efter ISO R 1662:

#### Kategori A

Lokaler, hvor personers bevægelsesfrihed er begrænset, såsom sygehuse og fængsler.

#### Kategori B

Lokaler, hvor et større antal mennesker frit kan forsamles, såsom teatre, udstillingshaller, danselokaler, større varehuse, skoler, kirker, foredragssale, restaurationer og skøjtehaller.

#### Kategori C

Lokaler, hvor der må regnes med, at personer vil overnatte, såsom alle slags boliger, hoteller, kostskoler og kollegier.

#### Kategori D

Lokaler, hvor et større antal mennesker frit kan forsamles, og hvor en del af de tilstedeværende nødvendigvis vil være bekendt med de almindelige sikkerhedsforanstaltninger på stedet, herunder kontorer, mindre butikker og restauranter, laboratorier, almindelige fabrikations-, salgs- og arbejdslokaler m.v.

#### Kategori E

Lokaler med begrænset adgang, og hvor der foregår fabrikation, bearbejdning eller lagring af materialer eller produkter, fx. fabrikker for kemikalier, levnedsmidler, drikkevarer og iscreme, raffinaderier, køle- og frysehuse, mejerier og slagtehuse.

Kombinationen af lokalkategori, kølemiddel og kølemiddelfyldningens størrelse bestemmer, hvordan køleanlægget skal udformes.

## 18.2 De vigtigste regler

Her skal fremhæves de vigtigste regler for køleanlæg til ventilationsanlæg, men det vil alligevel være nødvendigt at anskaffe a'jourførte forskrifter som de ovennævnte, idet det vil føre for vidt, at gentage alle bestemmelser her.

### Om kølemidler

I lokaler af kategori B må der ikke uden særlig tilladelse anvendes brandfarlige, giftige eller stærkt irriterende kølemidler. I tilskuerrum, forsamlingsrum, foyerer og lignende må der ikke anbringes apparater eller lignende, der indeholder kølemiddel. Herfra er dog undtaget små køleanlæg, hvis køleydelse er mindre end 2,3 kW ved -15/+30/+25 C (fordampningstemperatur/kondenseringstemperatur/temperatur efter underkøling).

### Om beholdere m.v.

Beholdere skal være trykprøvede ved 2 x damptrykket ved 40 C. Det beregnede driftstryk må højst være 0,8 x prøvetrykket.

### Om sikkerhedsventiler

Anlæg med en køleydelse over 23,2 kW ved -15/+30/+25 C skal være forsynet med sikkerhedsventil, sprængplade eller lignende, der sætter kompressorens højtryksside i uafspærrelig forbindelse med lavtrykssiden eller med det frie. Sikkerhedsventilen eller lign. skal åbne ved 0,85 x prøvetrykket. Anlæg mellem 1,16 kW og 23,2 kW kan nøjes med en højtrykspressostat.

### Om maskinrum

Maskinrum skal være godt ventilerede og let tilgængelige. Anlæg med køleydelse over 23,2 kW skal have kompressorer, receivere og lignende anbragt i et særskilt rum udført som brandsikre konstruktioner. Anlæg med køleydelse over 290 kW ved -15/+30/+25 C må ikke anbringes i kælderetage eller lige over eller under lokaler, hvor andre personer end anlæggets betjeningspersonale opholder sig.

### Om eftersyn

Køleanlæg opstillet i beboelseshuse og omfattende mere end en enkelt husholdning skal efterses med højst 6 måneders mellemrum.

Køleanlæg med køleydelse over 1,16 kW, der er opstillet andet steds skal have eftersyn med højst 12 måneders mellemrum.

Der skal føres en tilsynsbog, som er ved anlæggene.

Eftersyn må kun udføres af kølemontører, der har autorisation fra direktøren for arbejdstilsynet.

**Litteratur**

P. Worsøe-Smidt og Per Danig: Køleanlæg til luftkonditionering, laboratoriet for køleteknik, DTH. Udgivet som kursus nr. 17 i VVS-teknisk forening København 1973.

Breidenbach: Køleteknikerens bind 1 og 2, Jysk teknologisk forlag, Århus 1988.

H. Drees og A. Zwicker: Kühlanlagen, VEB Verlag Technik, Berlin 1979.

R. Plank: Handbuch der Kältetechnik, zwölfter band, Springer Verlag 1967.

Hans Ludwig von Cube: Lehrbuch der Kältetechnik C.F.Muller Verlag 1975.