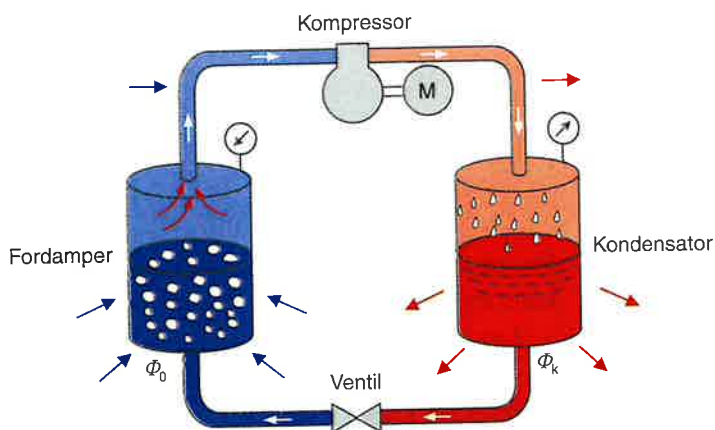


6.5 Køleanlæg

I et køleanlæg gennemføres en kredsproces med modsat retning af varmekraftanlæg, altså en proces som løber mod uret i tilstandsdiagrammet. Der er tale om anlæg, hvor man ved hjælp af tilførsel af mekanisk arbejde optager varmeenergi ved et lavt temperaturniveau og afgiver varmeenergi ved et højere temperaturniveau.

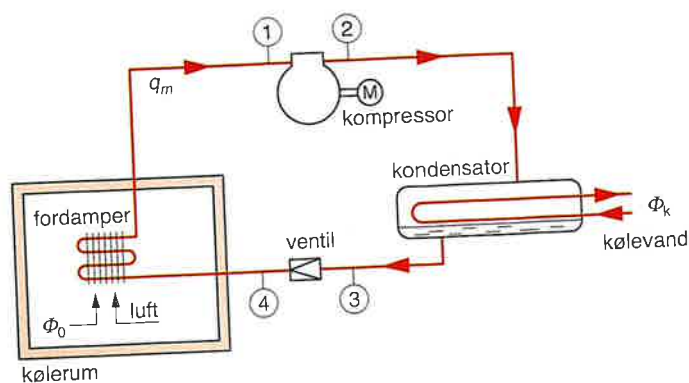
Der tilføres en varmestrøm, Φ_0 , til fordamperen, hvorved væsken koger/fordamper. Hvis beholderen var lukket, ville trykket stige og temperaturen stige, derfor suges dampen ved hjælp af kompressoren



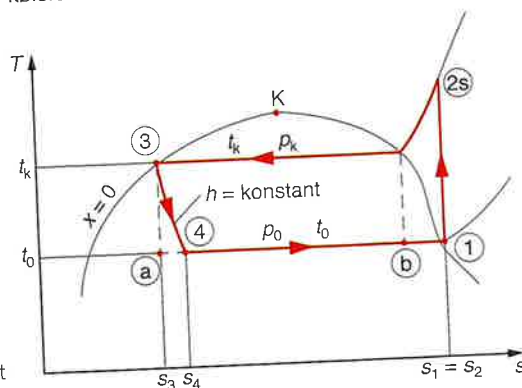
Figur 6.18
Princippet i et kompressionskøleanlæg.

ud af beholderen, således at trykket og dermed temperaturen kan holdes konstant på den ønskede værdi. Ved faseskift er temperatur og tryk konstant. Kompressoren komprimerer derefter gassen til et højere tryk (og dermed højere temperatur) og i kondensatoren sker den modsatte proces end fordamperen. Her afkøles gassen, til den kondenserer, og der fjernes så stor en varmestrøm, Φ_k , at al gassen netop er kondenseret. Faseskiftet foregår også her ved konstant tryk og temperatur, temperaturen er således højere end omgivelserne. Ventilen skal derefter sørge for at holde den ønskede trykforskel mellem højtryks- og lavtrykssiden.

I et køleanlæg udnyttes, at der fjernes varme fra et lavt temperaturniveau, og i et varmepumpeanlæg udnyttes varmeafgivelsen ved det høje temperaturniveau. Et simpelt køleanlæg er opbygget, som det er vist i figur 6.19a), af en kompressor, en fordamper, en kondensator samt en ekspansionsventil (eller drøvleventil). I køleanlægget gennemløber et kølemiddel en kredsproces, ved hvilken der i fordamperen optages varmeenergi, og i kondensatoren afgives varmeenergi. For at processen kan forløbe, må der tilføres arbejde til kompressoren. I figur 6.19b) er kredsprocessen indtegnet i T,s -diagrammet.



Figur 6.19
a) Køleanlæg.

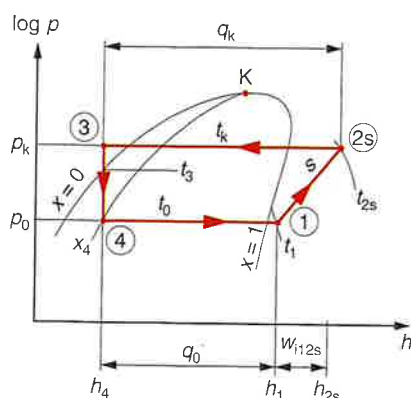


b) Kredsproces indtegnet
i T,s -diagrammet.

6.5.1 Energitekniske beregninger

I det efterfølgende gennemgås de fire delprocesser i kredsprocessen hver for sig. Da stoffet skifter fase, skal stofdata hentes i tabeller, fasediagrammer eller fra EES, se kapitel 5. Her er log p,h -diagrammet velegnet, evt. suppleret af damptabeller eller IT-programmer (f.eks. Coolpack, se kap. 5). I figur 6.20 ses kredsprocessen indtegnet i log p,h -diagrammet. For en typisk praktisk opgave vil temperaturerne t_0 , t_k og den tilførte varmestrøm til proces 4-1 være kendte. Det ses, at punkt 1 ligger i det overhede område, idet der er tale om en lille *overhedning* af kølemiddelgassen før kompressoren. Endvidere ligger punkt 3 i væskeområdet, idet der er tale om en lille *underkøling* af kølemiddelvæsken efter kondensatoren. Kendes disses størrelse, kan processen indtegnes, og de nødvendige tal for beregningerne findes. Den i anlægget cirkulerende kølemiddelstrøm betegnes q_{mR} .

Ved anvendelse af energiligningen ved beregningerne i det følgende ses der overalt bort fra ændringer i kinetisk og potentiel energi. Desuden ses bort fra varmeudveksling med omgivelserne (eneste energiudveksling med omgivelserne er q_{41} , w_{i12} og q_{23} , se figur 6.19).



Figur 6.20
Køleprocessen
i log p, h-diagrammet.

Kompressoren, proces 1-2:

I kompressoren indtages kølemiddelgassen ved tilstand 1 (p_0, t_1, v_1) og komprimeres til tilstand 2 (p_k, t_2, v_2). Kompressionen antages at være adiabatisk, dvs. $q_{12} = 0$, men ikke tabsfri, dvs. $w_{\text{diss}12} > 0$.

Den til kompressoren tilførte indre effekt, P_{iK} , beregnes ved en energibalance på kompressoren til:

$$P_{iK} = w_{i12} q_{mR} \quad [6.35]$$

hvor q_{mR} er den cirkulerede kølemiddelstrøm, og w_{i12} er det specifikke, indre tilførte arbejde givet ved (uden køling):

$$w_{i12} = h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{sK}} \quad [6.36]$$

hvor

h_2 er den specifikke entalpi efter kompressionen, kJ/kg

h_1 er den specifikke entalpi før kompressionen, kJ/kg

h_{2s} er den specifikke entalpi efter kompressionen, forudsat samme entropi som i tilstand 1, dvs. $s_{2s} = s_1$, kJ/kg

η_{sK} er kompressorens isentropiske virkningsgrad, som er defineret som:

$$\eta_{sK} = \frac{P_{is}}{P_a} = \frac{q_{mR}(h_{2s} - h_1)}{P_a}$$

Hvis kompressoren regnes uden køling, ses af energibalancen [6.38], at:

$$P_a = q_{mR}(h_2 - h_1)$$

og entalpien i tilstand 2 kan berenes af [6.36].

Den cirkulerede kølemiddelstrøm beregnes som:

$$q_{mR} = \frac{q_{V1}}{v_1} = \frac{q_{Vs}\eta_V}{v_1} \quad \text{og} \quad q_{mR} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} \quad [6.37]$$

idet første led er den massestrøm kompressoren kan levere, mens andet led er den ønskede massestrøm ud fra beregnet/ønsket kuldeydelse, Φ_0 .

hvor

q_{v1} er volumenstrømmen i tilstand 1, m^3/s

q_{vs} er kompressorens teoretiske slagvolumenstrøm, m^3/s

v_1 er kølemidlets specifikke volumen i tilstand 1, m^3/kg

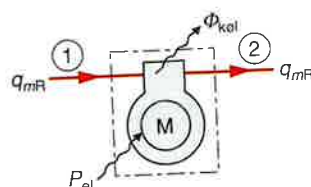
η_V er kompressorens volumetriske virkningsgrad, typisk 0,6-0,9.

Den volumetriske virkningsgrad, η_V , udtrykker forholdet mellem kompressorens slagvolumenstrøm, q_{vs} , og den volumenstrøm, der rent faktisk indsuges til kompressoren i tilstand 1, q_{v1} . Altså

$$\eta_V = \frac{q_{v1}}{q_{vs}}$$

I praksis er kølekompressorer oftest kølet. Dette enten vandkølet, kølet ved hjælp af fordampning af kølemiddel eller blot luftkølet.

Dette betyder, at temperaturen efter kompressoren, trykgastemperaturen i punkt 2 ikke kan beregnes ved hjælp af ligning [6.36].



Figur 6.21
Kølekompressor.

På figur 6.21 er vist en kølekompressor af typen kaldet *hermetisk kompressor* (som de findes i de fleste køleskabe), det vil sige, at elmotoren er indbygget i kompressorhuset. Der er sat en kontrolflade på kompressoren og vist en tilført el-effekt, P_{el} , og en varmestrøm for kølingen, $\Phi_{køl}$. Kølemiddelmassestrømmen, q_{mR} , tilføres i punkt 1 og komprimeres til punkt 2. Energibalancen for systemet giver:

$$q_{mR}(h_1 - h_2) + P_{el} - \Phi_{køl} = 0 \quad [6.38]$$

I ligningen kan el-effekten beregnes af følgende:

$$P_{el} = \frac{P_K}{\eta_{motor}}$$

og kompressorens tilførte indre effekt (akseffekt) kan beregnes ud fra den isentropiske virkningsgrad:

$$P_K = \frac{P_{i12s}}{\eta_{sK}} = \frac{q_{mR}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{sK}}$$

Varmestrømmen, som køles fra kompressoren, kan som tidligere nævnt (afsnit 6.2.5) angives ved en kølegrad, k_ϕ . Denne kan i praksis ligge mellem 0,1-0,3. Varmestrømmen kan da beregnes af:

$$\Phi_{k\phi} = -k_\phi P_K$$

Indsættes varmemstrømmen og el-effekten i ligning [6.38], kan h_2 og dermed trykgastemperaturen, t_2 , beregnes, ($h_2 = c_p \cdot t_2$). Denne temperatur vil være lavere end den af [6.36] beregnede.

Kondensatoren, proces 2-3:

I kondensatoren afkøles den overhede kølemiddelgas fra temperaturen t_2 til kondenseringstemperaturen, t_k , kondenserer ved denne og underkøles evt. til sidst fra t_k til temperaturen t_3 . Processen regnes her for isobar ($p_3 = p_2$).

Kondenseringsydelsen, Φ_k , dvs. den varmemstrøm, som skal køles bort fra kondensatoren, beregnes ved en energibalance på kondensatoren som:

$$q_{mR}(h_2 - h_3) - \Phi_k = 0 \quad [6.39]$$

Underkølingen betegnes af $\Delta t_{uk} = t_k - t_3$.

Ekspansionsventilen, proces 3-4:

I ekspansionsventilen (eller drøvleventilen) sænkes trykket fra kondenseringstrykket, p_k , til fordampningstrykket, p_0 . Processen er adiabatisk, dvs. $q_{34} = 0$, og der tilføres ikke arbejde, dvs. $w_{i34} = 0$. Man får derved:

$$h_4 = h_3 \quad [6.40]$$

dvs. en lodret linje i log p, h -diagrammet.

Fordamperen, proces 4-1:

I fordamperen optages varme, Φ_0 , også kaldet *kuldeydelsen*, ved fordampningstemperaturen, t_0 . Efter ekspansionsventilen tilføres kølemidlet varme, hvorved det fordamper. Hvis der efter fordampningen tilføres yderligere varme, overhedes kølemiddelgassen fra temperaturen t_0 til t_1 . Overhedningen betegnes $\Delta t_{oh} = t_1 - t_0$. Kuldeydelsen beregnes ved en energibalance på fordamperen som:

$$q_{mR}(h_4 - h_1) + \Phi_0 = 0 \quad [6.41]$$

Processen regnes her isobar, dvs. $p_1 = p_4 = p_0$.

6.5.2 Køleanlæggets virkningsgrader

Effektfaktor

Køleanlæggets virkningsgrad defineres på samme måde som ved varmekraftanlæg. Ved køleanlæg er det den tilførte varme til fordampningen, der udnyttes og kompressorarbejdet, som skal tilføres. »Virkningsgraden« bliver herved større end 1, og kaldes derfor *effektfaktor*, *kølefaktor* eller på engelsk *COP* (*Coefficient of Performance*). Den er defineret som udnyttet energi divideret med tilført arbejde:

$$\varepsilon_{\text{køl}} = \frac{q_{41}}{w_{12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{\Phi_0}{P_{\text{ik}}} \quad [6.42]$$

hvor P_{ik} enten er tilført akseffekt eller el-effekt.

Det skal bemærkes, at *ligningen* kun gælder ved et simpelt ettrinns køleanlæg, hvor massestrømmen gennem fordamper og kompressor er ens.

For et varmepumpeanlæg er det kondensatorens afgivne varme, som udnyttes, derfor bliver effektfaktoren her den udnyttede energi divideret med det tilførte arbejde:

$$\varepsilon_{\text{vp}} = \frac{|q_{23}|}{w_{12}} = \frac{|h_3 - h_2|}{h_2 - h_1} = \frac{\Phi_k}{P_K} \quad [6.43]$$

Det ses, at varmepumpens effektfaktor bliver større end køleanlæggets. Det skyldes, at den optagne el-effekt kan nyttiggøres som varme i en varmepumpe, jf. også figur 2.20. Faktisk kan det vises, at hvis $q_{12} = 0$ (adiabatisk kompression), gælder der:

$$\varepsilon_{\text{vp}} = \varepsilon_{\text{køl}} + 1$$

Det kan forekomme, at både fordamperens optagne varme og kondensatorens afgivne varme udnyttes, f.eks. i et supermarked, hvor fordamperen optager varme fra køle- og frysemontre og kondensatorens afgivne varme udnyttes til opvarmning af butik og kontorer. I et sådant tilfælde vil effektfaktoren beregnes ved summen af de to effektfaktorer.

6.5.3 Kølemidler

I princippet kan alle stoffer anvendes som kølemiddel. Man skal vælge et kølemiddel, som i det aktuelle tilfælde både kan fordampe og kondensere, dvs., at kondenseringstemperaturen skal ligge under stoffets kritiske temperatur, og fordampningstemperaturen skal ligge over stoffets frysepunkt.

Der har i de senere år været en del debat om valg af kølemidler. Stoffer, som man tidligere har anvendt som kølemiddel (CFC-

kølemidler eller freon-gasser) på grund af stofegenskaber som stabilitet, ugiftighed, ubrændbarhed m.m., har vist sig at være skadelige for ozonlaget og er derfor blevet forbudt. Der er udviklet nye kølemidler til erstatning af disse.

En række nye kølemidler ses anvendt idag. Det ser ud til, at udviklingen går i retning af *naturlige kølemidler*. Det vil sige stoffer, som findes i vores omgivelser, stoffer som ammoniak NH_3 , kulbrinter som butan og propan, kuldioxid CO_2 , vand og luft. Ud over disse naturlige kølemidler er stoffer som R134a (trifluorethan) m.fl. meget anvendt. Diagrammer for R134a og NH_3 ses i kapitel 10, for andre kølemiddeldiagrammer må henvises til andre kilder. (Coolpack, se kapitel 5).

Eksempel 6.5

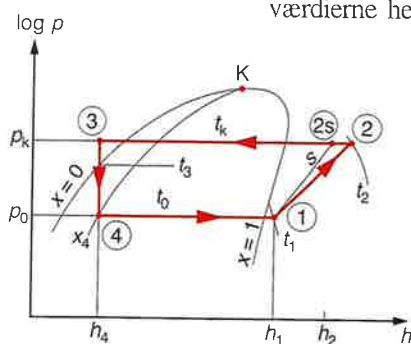
Beregninger på processen i et kompressionskøleanlæg

Et køleanlæg til køling af mælk er opbygget som vist i figur 6.19.

I anlægget cirkulerer kølemedlet R134a. Kondenseringstemperaturen er 40°C og fordampningstemperaturen er 0°C . Før kompressoren er der en overhedning på 5 K, det vil sige, at temperaturen her er 5°C . Før ekspansionsventilen er der en underkøling på 5 K, det vil sige, at temperaturen her er 35°C . Kompressorens isentropiske virkningsgrad er 0,72 (beregnes ud fra datablad).

Ved en kuldeydelse på 5 kW ønskes forskellige beregninger på anlægget udført:

Køleprocessen indtegnes i et $\log p, h$ -diagram for kølemedlet R134a, se figur 10.26. I diagrammet kan værdier for h og v aflæses, værdierne her er fundet i IT-programmet Coolpack /5.3/:



$$h_1 = 401,791 \text{ kJ/kg};$$

$$h_{2s} = 428,217 \text{ kJ/kg};$$

$$h_3 = h_4 = 248,748 \text{ kJ/kg};$$

$$v_1 = 0,070715 \text{ m}^3/\text{kg}$$

h_3 kan også aflæses nøjagtigt i damptabel til $248,8 \text{ kJ/kg}$ ($= h'$ ved 35°C)

kaber som stabilitet, være skadelige for klet nye kølemedier

et ser ud til, at ud-
Det vil sige stoffer,
iak NH_3 , kulbrinter
uft. Ud over disse
rethan) m.fl. meget
ipitel 10, for andre
der. (Coolpack, se

anlæg

vist i figur 6.19.
nsningstempera-
0 °C. Før kom-
s, at temperaturen
lerkøling på 5 K,

Kompressorens
ra datablad).

e beregninger på

i for kølemediet
or h og v aflæses,
5.3/:

tigt i damptabel
5 °C)

Punkt 2 beregnes ved hjælp af den isentropiske virkningsgrad, idet det antages, at kompressoren **ikke køles**:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{sK}} + h_1 = \frac{428,217 - 401,791}{0,72} + 401,791 = 438,5 \text{ kJ/kg}$$

Temperaturen efter kompressoren, t_2 , kan så aflæses til 60 °C.

Ud fra kuldeydelsen kan den cirkulerede massestrøm af køle-
midlet beregnes ud fra energibalancen [6.41]:

$$q_{mR} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} = \frac{5}{401,791 - 248,748} = 0,0327 \text{ kg/s}$$

Kompressorens tilførte effekt fås ved brug af energibalancen til:

$$P_{iK} = q_{mR}(h_2 - h_1) = 0,0327(438,5 - 401,791) = 1,20 \text{ kW}$$

Den bortledte kondenseringsydelse fås ved brug af energibalancen til:

$$\Phi_k = q_{mR}(h_2 - h_3) = 0,0327(438,5 - 248,748) = 6,20 \text{ kW}$$

Kompressorens teoretiske slagvolumenstrøm kan beregnes, hvis man kender dens volumetriske virkningsgrad. Sættes denne til $\eta_v = 0,85$, fås:

$$q_{Vs} = \frac{q_{V1}}{\eta_v} = \frac{q_{mR} v_1}{\eta_v} = \frac{0,0327 \cdot 0,070715}{0,85} = 0,00272 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9,78 \text{ m}^3/\text{h})$$

Anlæggets effektfaktor (COP) fås til:

$$\varepsilon_{køl} = \frac{\Phi_0}{P_{iK}} = \frac{5}{1,20} = 4,17$$

6.6 Pumper og ventilatorer

I energitekniske anlæg er pumper og ventilatorer almindeligt anvendte maskiner. De anses ofte for at være sekundære komponenter i det anlæg, de indgår i, men er dog en nødvendig forudsætning for at anlæggene fungerer. Pumper anvendes til at cirkulere og forøge trykket i væsker, og ventilatorer anvendes til at transportere og forøge trykket i gasser.

6.6.1 Pumper

Der findes en række forskellige pumpetyper, som groft kan opdeles i fortrængningspumper og centrifugalpumper. Fortrængningspumper er pumper som stempelpumper og tandhjulspumper, der arbejder efter fortrængningsprincippet, dvs. en afgrænset mængde afspærres og flyttes.